Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет»

Машиностроительный факультет

Кафедра «Машиностроение и эксплуатация автомобилей»

СОГЛАСОВАНО
Заведующий кафедрой
_____ С. В. Монтик
«13» 05 2025 г.

СОГЛАСОВАНО
Декан факультета
_____ С. Р. Онысько
«15» 05 2025 г.

ЭЛЕКТРОННЫЙ УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЙ КОМПЛЕКС ПО УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЕ

«ДЕТАЛИ МАШИН»

для специальностей

6-05-0715-07 Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов

6-05-0714-02 Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты

6-05-0714-04 Технологические машины и оборудование

Составитель: Монтик Сергей Владимирович, доцент, канд. техн. наук, доцент

Рассмотрено и утверждено на заседании Научно-методического совета университета 26.06.2025 г., протокол № 4.

рег. № УМК 24128-129

Пояснительная записка

Актуальность изучения дисциплины

Владение умениями и навыками по расчету и конструированию деталей машин необходимо для обеспечения надежности и долговечности приводов общемашиностроительного назначения. В связи с этим освоение дисциплины «Детали машин», в которой изучаются данные компетенции является актуальным условием подготовки высококвалифицированных инженеров в области технологии машиностроения, металлорежущих станков и инструментов, технологических машин и оборудования, эксплуатации наземных транспортных и технологических машин и комплексов.

Цель и задачи дисциплины

Цель учебной дисциплины – формирование инженерных знаний, умений и навыков по расчету и конструированию деталей машин и приводов общемашиностроительного назначения, обеспечивающих требуемую надежность и долговечность.

Основные задачи учебной дисциплины:

- изучение основ инженерных методов конструирования деталей машин, обеспечивающих требуемые показатели надежности;
- формирование навыков конструирования деталей, узлов и приводов общемашиностроительного назначения;
- овладение методами инженерного расчета деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность.

В результате изучения учебной дисциплины «Детали машин» формируются следующие специальные компетенции: осуществлять расчеты и анализ конструкций с оформлением конструкторской документации на изделия.

Электронный учебно-методический комплекс (ЭУМК) объединяет структурные элементы научно-методического обеспечения образования и представляет собой сборник материалов теоретического и практического характера для организации работы студентов 6-05-0715-07 Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов, 6-05-0714-02 Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты, 6-05-0714-04 Технологические машины и оборудование дневной и заочной форм получения образования по изучению дисциплины «Детали машин».

ЭУМК разработан на основании Положения об учебно-методическом комплексе на уровне высшего образования, утвержденного Постановлением Министерства образования Республики Беларусь от 8 ноября 2022 г. № 427, и предназначен для реализации требований учебных программ по учебной дисциплине «Детали машин» для специальностей 6-05-0715-07 Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов, 6-05-0714-02 Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты, 6-05-0714-04 Технологические машины и оборудование.

Цели ЭУМК:

- обеспечение качественного методического сопровождения процесса обучения;

- организация эффективной самостоятельной работы студентов.

Содержание и объем ЭУМК соответствуют образовательным стандартам высшего образования ОСВО 6-05-0714-02-2023, ОСВО 6-05-0714-04-2023, ОСВО 6-05-0715-07-2023 и учебным программам дисциплины «Детали машин». Материал представлен на требуемом методическом уровне и адаптирован к современным образовательным технологиям.

Структура электронного учебно-методического комплекса по дисциплине «Детали машин»:

Теоретический раздел содержит материалы для теоретического изучения учебной дисциплины и представлен конспектом лекций.

Практический раздел содержит материалы для проведения практических и лабораторных учебных занятий, курсового проектирования в виде методических указаний и пособий для выполнения практических и лабораторных работ, курсового проекта.

Раздел контроля знаний содержит материалы для текущей и промежуточных аттестаций по учебной дисциплине - экзаменов, которые позволяют определить соответствие результатов учебной деятельности обучающихся требованиям образовательных стандартов высшего образования и учебно-программной документации образовательных программ высшего образования.

Вспомогательный раздел включает учебные программы учреждения высшего образования по учебной дисциплине «Детали машин» для специальностей 6-05-0715-07 Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов, 6-05-0714-02 Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты, 6-05-0714-04 Технологические машины и оборудование.

Рекомендации по организации работы с ЭУМК:

- лекции проводятся с использованием представленных в ЭУМК конспект лекций, презентаций, персонального компьютера и мультимедийного проектора; при подготовке к экзаменам, практическим занятиям студенты могут использовать конспект лекций;

- лабораторные занятия проводятся в лаборатории, оснащенной комплектом радиальных, радиально-упорных и упорных подшипников качения, комплектом клиновых, поликлиновых и зубчатых ремней, стендами

с элементами зубчатых, червячных, цепных и ременных передач, редукторами червячными одноступенчатый универсальными, редукторами цилиндрическими косозубыми двухступенчатыми.

- практические работы и курсовое проектирование может проводится в компьютерном классе с использованием прикладного программного обеспечения для расчета зубчатых передач и валов, а также CAD-систем, например, КОМПАС-3D с приложениями «Валы и механические передачи 3D», «Валы и механические передачи 2D», в состав которых входит модуль КОМПАС-GEARS.

ТЕОРЕТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«Брестский государственный технический университет»

Кафедра «Машиностроение и эксплуатация автомобилей»

Курс лекций по дисциплине

«ДЕТАЛИ МАШИН»

для студентов специальностей

6-05-0715-07 Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов

6-05-0714-02 Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты

6-05-0714-04 Технологические машины и оборудование

Брест 2025

УДК 621.81 (075.8)

Курс лекций по дисциплине «Детали машин» для студентов для специальностей 6-05-0715-07 Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов, 6-05-0714-02 Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты, 6-05-0714-04 Технологические машины и оборудование дневной и заочной форм получения образования предназначен для подготовки к экзамену по данному предмету.

Составитель: С.В. Монтик, зав. кафедрой МЭА, доцент, к.т.н.

© Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет» 2025

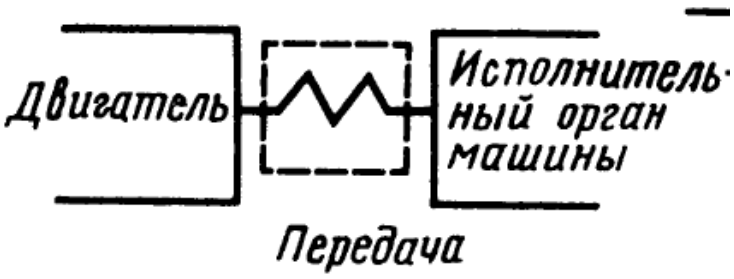
ЛЕКЦИЙ ПО ДИСЦИПЛИНЕ «ДЕТАЛИ МАШИН»

Тема 1. Механические передачи.

1.1 Общие сведения о механических передачах.

Дайте определение механической передаче и перечислите основные виды механических передач общего назначения (рис.1.1-1.7). Укажите функции, которые могут выполнять механические передачи в машинах. Что такое редуктор, мультипликатор, коробка передач, вариатор?

Механической передачей *называют механизм, который преобразует параметры движения двигателя при передаче исполнительным органам машины.*



Назначение передач.

Все современные двигатели для уменьшения габаритов и стоимости *выполняют быстроходными* с весьма узким диапазоном изменения угловых скоростей. Непосредственно быстроходный вал двигателя соединяют с валом машины редко (вентиляторы и т. п.). В абсолютном большинстве случаев режим работы рабочей машины не совпадает с режимом работы двигателя, поэтому передача механической энергии от двигателя к рабочему органу машины осуществляется с помощью различных передач.

С помощью передач выполняется согласование режима работы двигателя с режимом работы исполнительных органов машины

Механические передачи могут выполнять следующие функции:

а) понижать и повышать угловые скорости, соответственно повышая или понижая вращающие моменты;

б) преобразовывать один вид движения в другой (вращательное в возвратно-поступательное, равномерное и прерывистое и т. д.);

в) регулировать угловые скорости рабочего органа машины;

г) реверсировать движение (прямой и обратный ход);

д) распределять работу двигателя между несколькими исполнительными органами машины.

Классификация передач.

В зависимости от принципа действия все механические передачи делятся на две группы:

1. **передачи зацеплением** — зубчатые, червячные, цепные;
2. **передачи трение** — фрикционные и ременные.

Все передачи трением имеют повышенную изнашиваемость рабочих поверхностей, так как в них неизбежно проскальзывание одного звена относительно другого.

В зависимости от способа соединения ведущего и ведомого звеньев *бывают:*

а) **передачи непосредственного контакта** — фрикционные, зубчатые, червячные;

б) **передачи гибкой связью** — ременные, цепные. Передачи гибкой связью допускают значительные расстояния между ведущим и ведомым валами.

В курсе «Детали машин» изучают только механические передачи общего назначения

Основные виды механических передач общего назначения

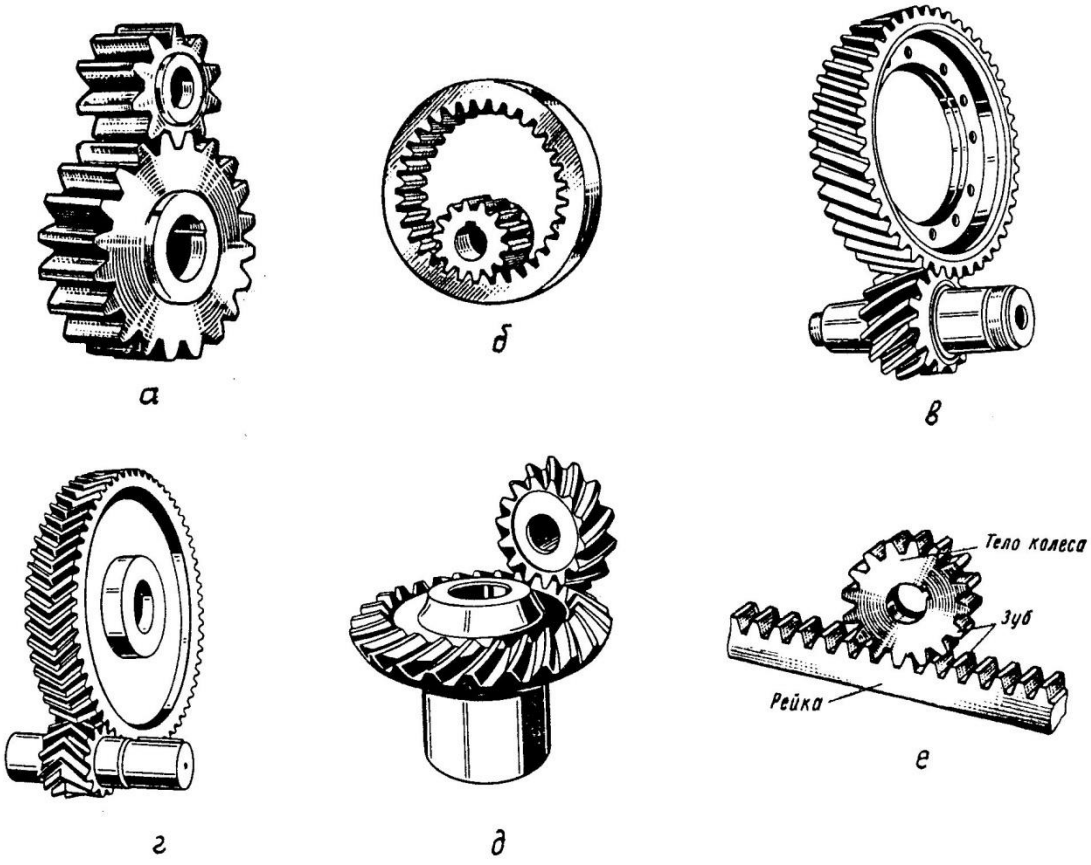


Рисунок. 1.1. Зубчатые передачи:
а- цилиндрическая прямозубая внешнего зацепления; б- цилиндрическая прямозубая внутреннего зацепления; в- цилиндрическая косозубая; г- цилиндрическая шевронная; д- коническая с круговыми зубьями; е- передача "зубчатое колесо — рейка"

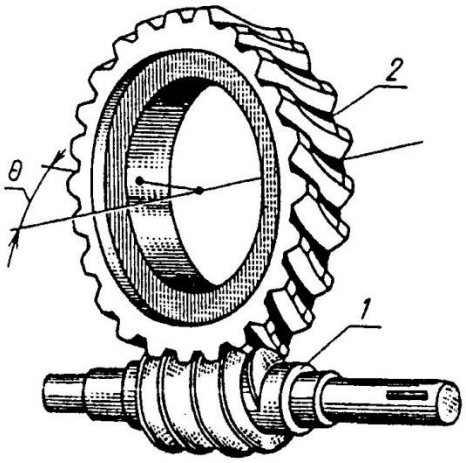


Рисунок. 1.2. Червячная передача [6]: 1- червяк; 2- червячное колесо

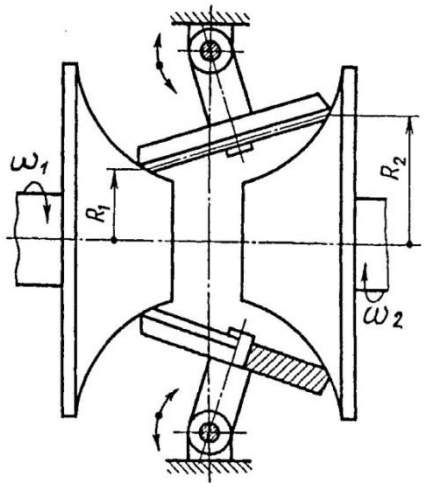


Рисунок. 1.3. Фрикционная передача (торовый вариатор)

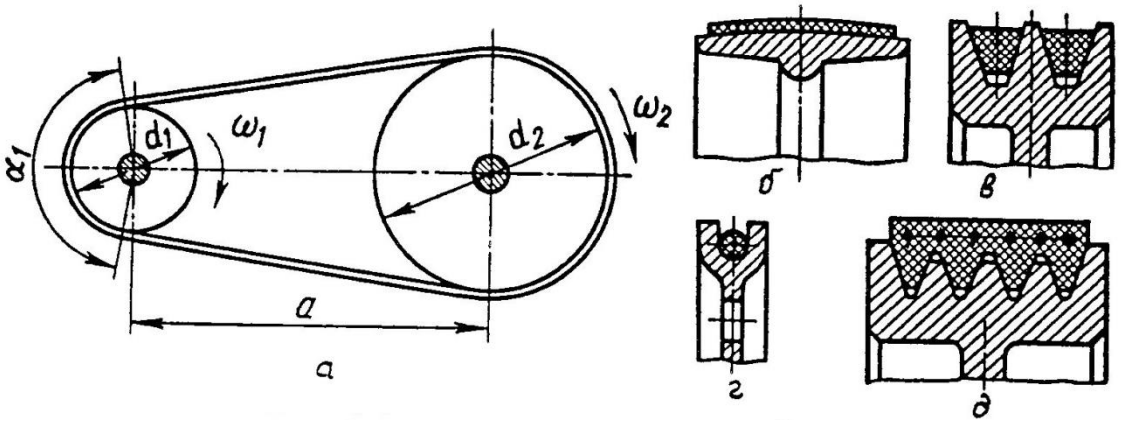


Рисунок. 1.4. Ременная передача трением

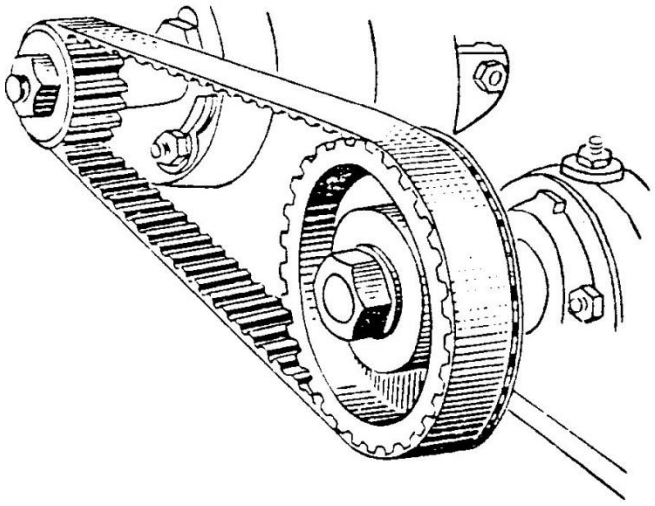


Рисунок. 1.5. Ременная передача зацеплением

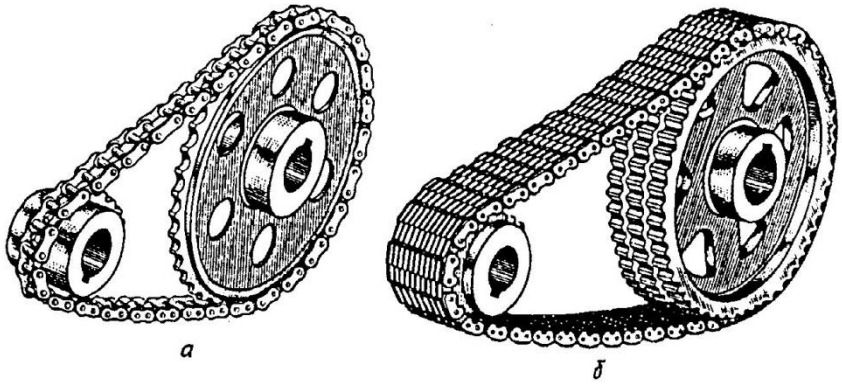


Рисунок. 1.6. Цепная передача: а- с роликовой цепью; б- с зубчатой цепью

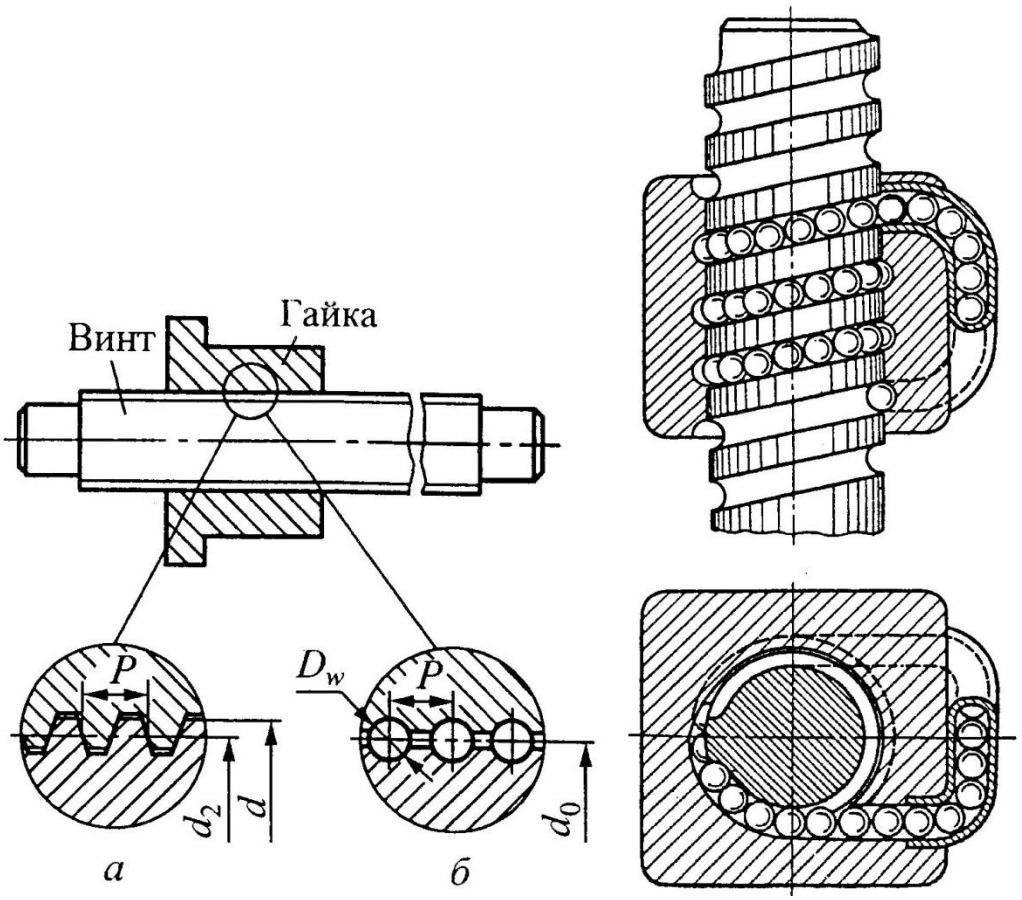


Рисунок. 1.7. Передача винт-гайка[5]: а- передача скольжения; б- передача качения

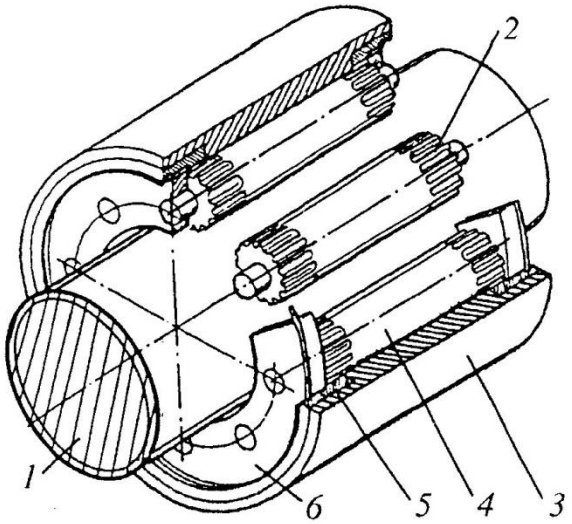


Рисунок. 1.9. Общий вид планетарной роликовинтовой передачи (ПРВП): 1 – винт; 2 – зубчатый венец ролика; 3 – гайка; 4 – резьбовые ролики; 5 – внутренние зубчатые венцы на торцах гайки; 6 – сепаратор

Реду́ктор (механический) — механизм, передающий и преобразующий крутящий момент, с одной или более механическими передачами. Основные характеристики редуктора — КПД,передаточное отношение, передаваемая мощность, максимальные угловые скорости валов, количество ведущих и ведомых валов, тип и количество передач и ступеней.

Обычно редуктором называют устройство, преобразующее высокую угловую скорость вращения входного вала в более низкую на выходном валу, повышая при

этом вращающий момент, такой редуктор обычно называют демультипликатором, а редуктор, который преобразует низкую угловую скорость в более высокую обычно называют мультипликатором.

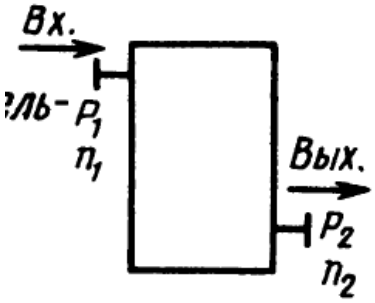
Редуктор со ступенчатым изменением передаточного отношения называется коробкой передач, с бесступенчатым — вариатор.

Узел, состоящий из отдельного корпуса с понижающими передачами, называется **редуктором**, с повышающими передачами – **мультипликатором**. Коробки передач транспортных средств и скоростей содержат как понижающие, так и повышающие передачи и обеспечивают ступенчатое изменение частоты вращения ведомого вала в зависимости от числа ступеней и включенной ступени

1.2 Основные характеристики механических передач.

Запишите (с приведением соответствующих формул) основные характеристики механических передач: передаточное отношение и передаточное число (рис.1.10), КПД, вращающий момент. Укажите, чему равны общее передаточное отношение и общий КПД привода, состоящего из нескольких последовательно расположенных передач. Запишите зависимость (с приведением соответствующего обоснования) между вращающими моментами на ведомом и ведущем звеньях передачи. Как определяют вращающие моменты на деталях передач привода (приведите конкретный пример)?

В каждой передаче различают два основных вала: **входной и выходной**, или **ведущий и ведомый**. Между этими валами в многоступенчатых передачах располагаются промежуточные валы.



Основные характеристики передач

Мощность P_1 *на входе и* P_2 *на выходе*, *Вт;* быстроходность, *которая выражается* ***частотой вращения n_1 на входе и n_2 на выходе, мин$^{-1}$, или угловыми скоростями ω_1 и ω_2, с$^{-1}$.***

$$\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}$$

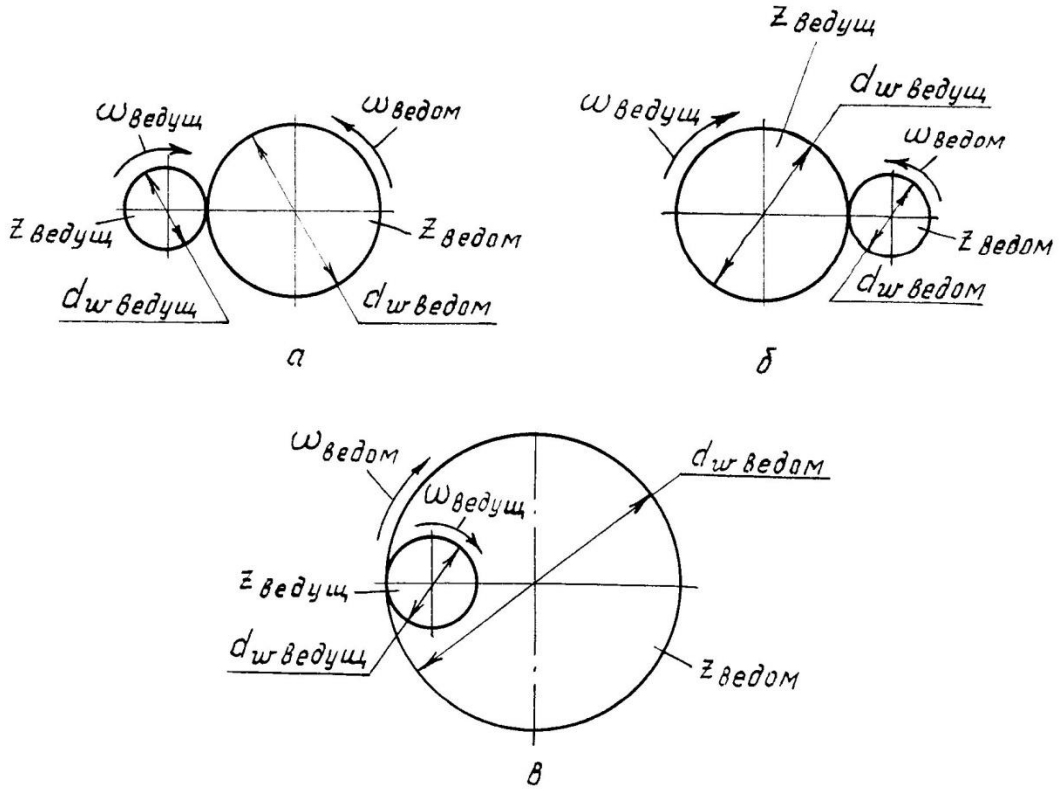
Эти характеристики минимально необходимы и достаточны для проведения проектного расчета любой передачи.

Производные характеристики

1) ***Передаточное отношение и передаточное число***

Отношение угловой скорости ω_1 ведущего зубчатого колеса (шкива) к угловой скорости ω_2 ведомого называется **передаточным отношением зубчатой пары и обозначается** i

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$



$$i = \frac{\omega_{\text{ведущ}}}{\omega_{\text{ведом}}} = \pm\frac{d_{\text{ведом}}}{d_{\text{ведущ}}} = \pm\frac{z_{\text{ведом}}}{z_{\text{ведущ}}},$$

где d_{wi} – **начальные диаметры (диаметры окружностей, по которым пара зубчатых колес обкатывается в процессе вращения),**

знак "+" для внутреннего зацепления (угловые скорости $\omega_{\text{ведущ}}$ и $\omega_{\text{ведом}}$ имеют одинаковое направление вращения), знак "-" — для внешнего зацепления (угловые скорости $\omega_{\text{ведущ}}$ и $\omega_{\text{ведом}}$ имеют различное направление вращения);

При $|i| > 1, n_1 > n_2$ – передача понижающая или **редуктор**
При $|i| < 1, n_1 < n_2$ – передача повышающая или **мультипликатор**

Передачи выполняют

- **с постоянным**
- **или переменным (регулируемым) передаточным отношением.**

Регулирование передаточного отношения может быть **ступенчатым или бесступенчатым**.

Ступенчатое регулирование выполняют в коробках скоростей *с зубчатыми колесами, в ременных передачах со ступенчатыми шкивами и т. п.; бесступенчатое регулирование— с помощью фрикционных или цепных вариаторов.*

Вариатор *- фрикционная передача с бесступенчатым (плавным) регулированием передаточного числа*

Коробка передач *– зубчатая передача со ступенчатым регулированием передаточного числа.*

Узел, состоящий из отдельного корпуса с понижающими передачами, называется ***редуктором****, с повышающими передачами –* ***мультипликатором****.* ***Коробки передач транспортных средств и скоростей*** *содержат как понижающие, так и повышающие*

передачи и обеспечивают ступенчатое изменение частоты вращения ведомого вала в зависимости от числа ступеней и включенной ступени

Механические передачи ступенчатого регулирования с зубчатыми колесами обладают высокой работоспособностью и поэтому широко применяются в транспортном машиностроении, станкостроении и т. п.

Механические передачи бесступенчатого регулирования обладают меньшей нагрузочной способностью и имеют меньшее распространение. Их применяют в основном для малых мощностей (до 10... 15 кВт). Конкурентами этих передач являются электрическая и гидравлическая передачи, которые позволяют передавать большие мощности и иметь сравнительно простую систему автоматического регулирования.

Коробка передач является важным конструктивным элементом трансмиссии автомобиля и предназначена для изменения **крутящего момента, скорости и направления движения автомобиля**, а также **длительного разъединения двигателя от трансмиссии**. В *ступенчатых коробках передач* крутящий момент изменяется ступенчато.

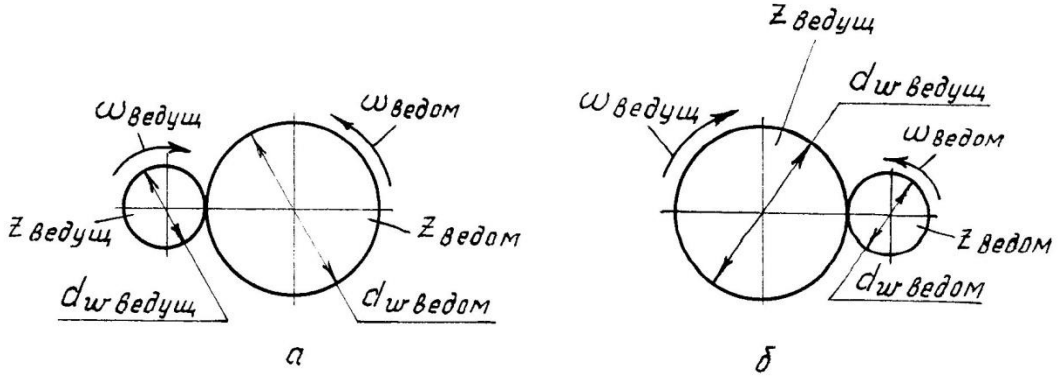
К ним относятся механическая и роботизированная коробка передач. **Механическая коробка передач** представляет собой многоступенчатый цилиндрический редуктор, в котором предусмотрено ручное переключение передач.

Передаточным числом зубчатой пары называют **отношение большего числа зубьев к меньшему числу зубьев**

$$u = \frac{Z_{max}}{Z_{min}}$$

Рассмотрим зубчатую пару, состоящую из **шестерни** 1 и **колеса** 2. **Шестерня** – это меньшее по размерам зубчатое колесо, колесо – это большее по размерам из рассматриваемой пары. Термин "**зубчатое колесо**" относится как к шестерне, так и к колесу.

*При ведущей шестерне 1 зубчатая передача является **понижающей**, при ведущем колесе 2 – **повышающей**.*



Параметр $u = z_2/z_1$ называют **передаточным числом** и определяют как отношение числа зубьев колеса z_2 (большего числа зубьев) к числу зубьев шестерни z_1 (меньшему числу зубьев) независимо от того, что является ведущим: шестерня или колесо.

Для понижающей передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} > 1, u = z_2/z_1 > 1$$

Для повышающей передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} < 1, u = z_2/z_1 > 1$$

Для одинаковых размеров шестерни и колеса: $\omega_1 = \omega_2$, $i = 1, u = 1$.

Таким образом, значение передаточного отношения i зависит от того, какое зубчатое колесо ведущее или ведомое, а значение передаточного числа u - не зависит. Передаточное число $u \geq 1$ и не может быть меньше единицы.

Для понижающей передачи $u = i$, для повышающей $u = 1/i$.

Передаточное число u относится только к одной паре зубчатых колес и его однозначное определение позволяет избежать ошибки при расчёте передачи.

Профессор М.Н.Иванов [1] считает, что передаточное число u не следует применять для обозначения передаточного отношения многоступенчатых передач, а также планетарных, ременных и цепных. Там справедливо только обозначение i

Общее передаточное отношение привода, состоящего из нескольких последовательно расположенных передач

$$i_{\text{ОБЩ}} = i_1 \cdot i_2 \dots i_n$$

Где $i_1 \cdot i_2 \dots i_n$ – передаточные отношения передач привода между входным и выходным валом.

При номинальной частоте вращения двигателя $n_{ном}$ и требуемой частоте вращения n одного из валов привода (приводного вала ведомой машины или тихоходного вала редуктора) общее передаточное отношение привода

$$i_{\text{ОБЩ}} = \frac{n_{\text{НОМ}}}{n}$$

2) Коэффициент полезного действия (КПД) η (эта)

$$\eta = \frac{\text{P}_2}{\text{P}_1}$$

Или

$$\eta = 1 - \frac{\text{P}_r}{\text{P}_1}$$

P_r – мощность, потерянная в передаче.

Общий КПД привода

Общий КПД привода $\eta_{\text{ОБЩ}}$ от двигателя до вала, на котором задана мощность *P*, равен произведению частных КПД отдельных элементов, составляющих привод (каждой кинематической пары (зубчатой, червячной, ременной и других передач, подшипников, муфт)):

$$\eta_{\text{ОБЩ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \dots$$

КПД характеризует качество передачи. Потеря мощности — показатель непроизводительных затрат энергии — косвенно характеризует износ деталей передачи, так как потерянная в передаче мощность превращается в теплоту и частично идет на разрушение рабочих поверхностей.

Вращающий момент – мера внешнего воздействия, изменяющего угловую скорость вращающегося тела.

Вращающий момент ***T (Н·м)*** на любом звене привода можно вычислить по мощности P (**кВт**) и частоте вращения ***n*** **(мин$^{-1}$)**:

$$T = 9550P/n$$

Соответственно

$$P = T \cdot n/9550$$

Вращающий момент **T, Н*м**, по мощности P, кВт, и угловой скорости ω, с$^{-1}$, можно определить

$$T = 10^3 \cdot P/\omega$$
$$\boldsymbol{\omega = \frac{\pi \cdot n}{30}}$$

Связь между вращающими моментами на ведущем T_1 и ведомом T_2 звеньях через передаточное отношение i и КПД η:

$$T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta$$
$$T_1 = T_2/(i \cdot \eta)$$

Соотношение мощностей на ведущем P_1 и ведомом P_2 звеньях:

$$P_2 = P_1 \cdot \eta$$
$$P_1 = P_2/\eta$$

Если ведущее и ведомое звенья соединены муфтой, то

$$T_2 = T_1 \cdot \eta_M$$

Где η_M - КПД соединительной муфты.

Определение направления вращающего момента в передаче

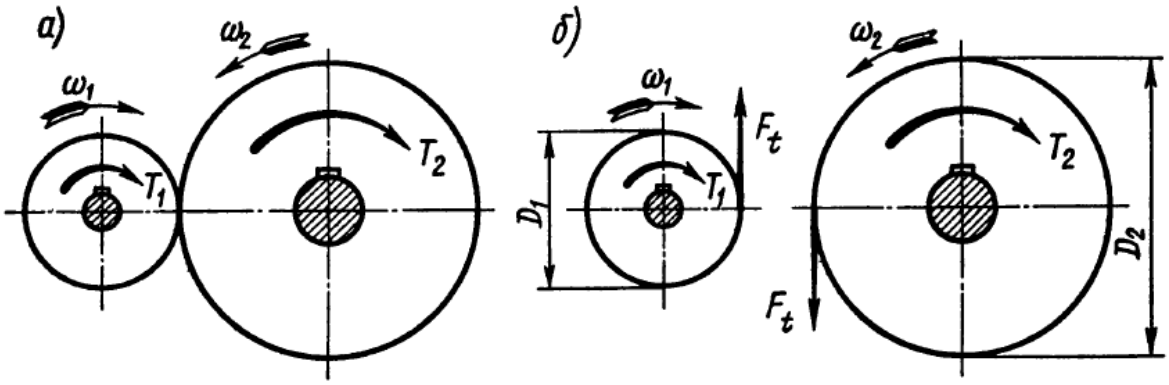


Рис. 6.1. Схема для определения направления вращающих моментов в передаче:
***а* — колеса в рабочем положении; *б* — колеса, условно раздвинутые**

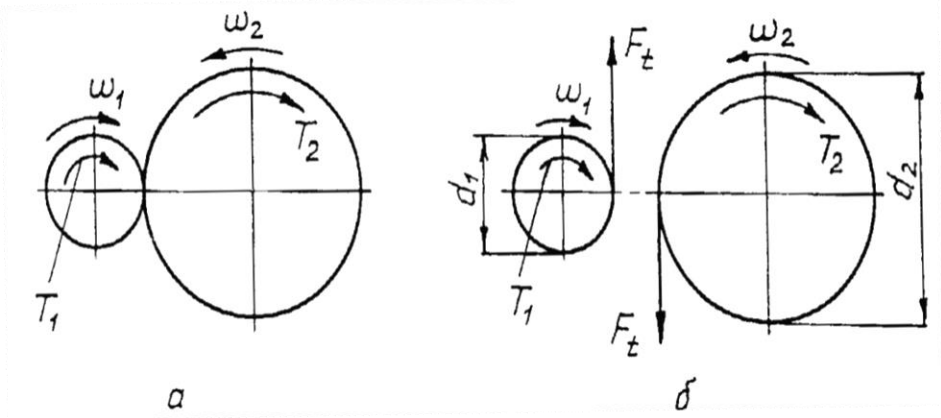


Рисунок 1.11. Схема для определения направления вращающих моментов в передаче , F_t – окружная сила, Н.

Вращающий момент T_1 ведущего вала является моментом движущих сил, его направление совпадает с направлением вращения вала. Момент T_2 ведомого вала —

момент сил сопротивления, поэтому его направление противоположно направлению вращения вала.

Понятия **«вращающий» и «крутящий» моменты** в общем случае не тождественны, так как в технике понятие «вращающий» момент рассматривается как внешнее усилие, прикладываемое к объекту, а «крутящий» — внутреннее усилие, возникающее в объекте под действием приложенных нагрузок (этим понятием оперируют в сопротивлении материалов).

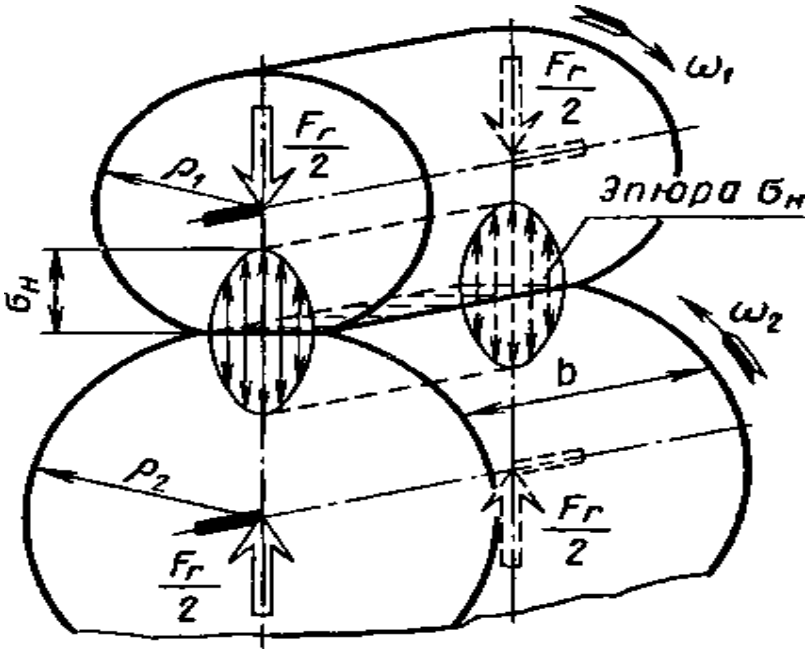
Силовой расчет механического привода заключается в определении величин вращающих моментов на деталях передач и расчете в сечениях валов под этими деталями внешнего момента T, скручивающего вал, а также крутящего момента M_k (внутреннего силового фактора)

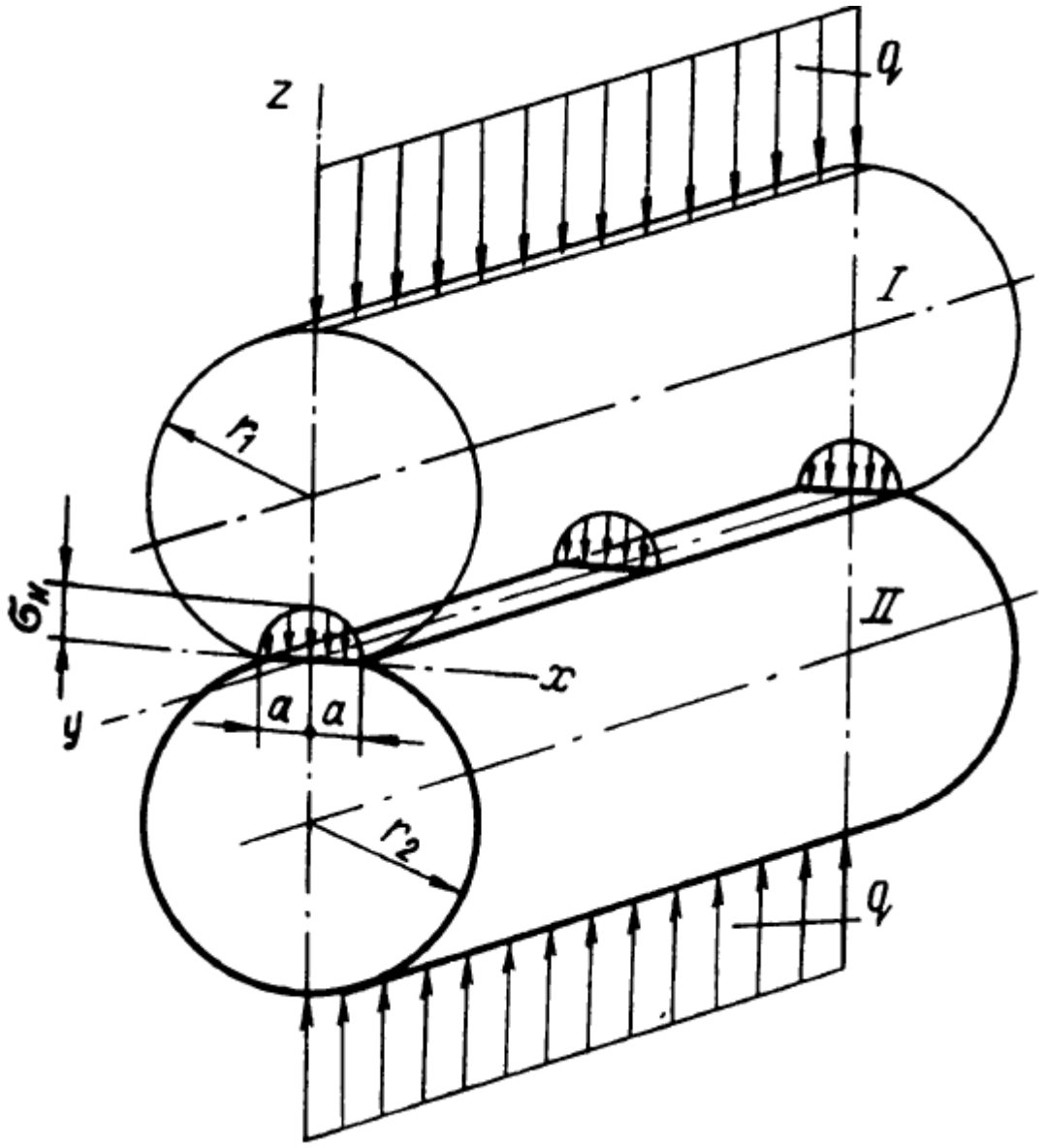
1.3 Краткие сведения о контактных напряжениях. Формула Герца.

Когда возникают контактные напряжения (рис. 1.13)? Кто впервые занимался их исследованием? По какому закону изменяются контактные напряжения на площадке контакта? Укажите особенность их распространения в тело детали. Запишите формулу Герца для определения наибольших контактных напряжений на площадке контакта двух цилиндров, нагруженных прижимающей силой. Какие виды разрушений определяются контактными напряжениями? Почему контактные напряжения обозначают с индексом «Н»?

Контактные напряжения образуются в месте соприкосновения двух тел в тех случаях, когда размеры площадки касания малы по сравнению с размерами тел (сжатие двух шаров, шара и плоскости, двух цилиндров и т. п.).

Если значение контактных напряжений больше допускаемого, то на поверхности деталей появляются вмятины, борозды, трещины или мелкие раковины. Подобные повреждения наблюдаются у зубчатых, червячных, фракционных и цепных передач, а также в подшипниках качения.




z
q
I
r1
σн
II
x
y
a
a
r2
q

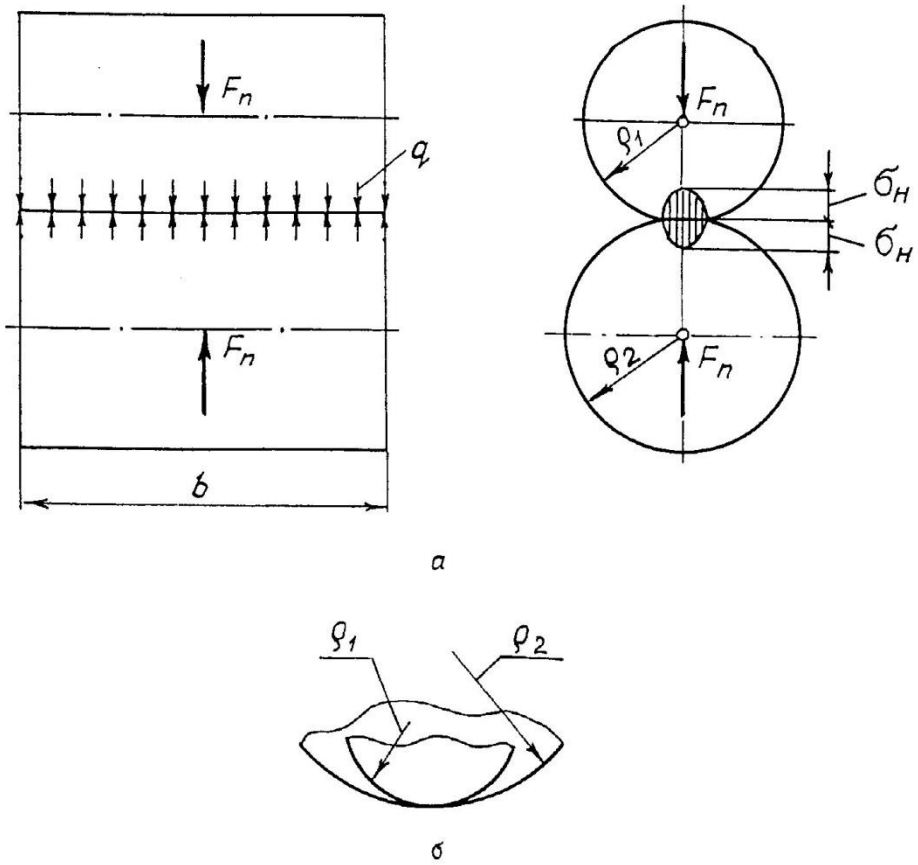


Рисунок 1.13. Контактные напряжения: а- внешний контакт двух цилиндров под нагрузкой; б- внутренний контакт

Основоположником теории контактных напряжений является Г. Герц (H. Herz) (1881 г.) В его честь принят индекс Н в обозначении контактных напряжений $\sigma_{\text{Н}}$.

При отсутствии внешней нагрузки начальный контакт криволинейных поверхностей происходит *в точке (контакт двух шаров и др.) или по линии (контакт двух цилиндров и др.).*

После приложения внешней нагрузки *начальный контакт этих поверхностей переходит в* контакт по малой площадке *с вы*сокими значениями контактных напряжений. Эти напряжения действуют только в пределах площадки контакта, сосредоточиваясь в узком поверхностном слое и распределяются *по эллиптическому закону. При этом точки максимальных нормальных напряжений* $\sigma_{\text{Н}}$ *располагаются на продольной оси контактной площадки.*

Формула Герца для определения наибольших контактных напряжений на площадке контакта двух цилиндров, нагруженных прижимающей силой

$$\sigma_H = 0.418\sqrt{q \cdot E_{\text{ПР}}/\rho_{\text{ПР}}}$$

q – удельная нагрузка,

$E_{\text{ПР}} = 2\text{E}_1 \cdot \text{E}_2/(\text{E}_1 + \text{E}_2)$ – приведенный модуль упругости, E_1, E_2 – модули упругости материалов цилиндров

$$\frac{1}{\rho_{\text{ПР}}} = \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2}$$

$\rho_{\text{ПР}}$ – приведенный радиус кривизны, r_1 , r_2 – радиусы цилиндров.

Для конструкционных металлов **коэффициент Пуассона** $\mu=\mu_1=\mu_2$ = 0,3.

Коэффициент Пуассона - величина отношения относительного поперечного сжатия к относительному продольному растяжению

Условием контактной прочности является

$$\sigma_H \leq [\sigma]_H$$

$[\sigma]_H$ – допускаемое контактное напряжение.

При вращении цилиндров под нагрузкой отдельные точки их поверхностей периодически нагружаются и разгружаются, а контактные напряжения в этих точках изменяются по прерывистому отнулевому циклу. Каждая точка нагружается только в период прохождения зоны контакта и свободна от напряжений в остальное время оборота цилиндра. Переменные контактные напряжения вызывают усталость поверхностных слоев деталей. На поверхности образуются микротрещины с последующим выкрашиванием мелких частиц металла. Появляются **мелкие раковины** на рабочих поверхностях.

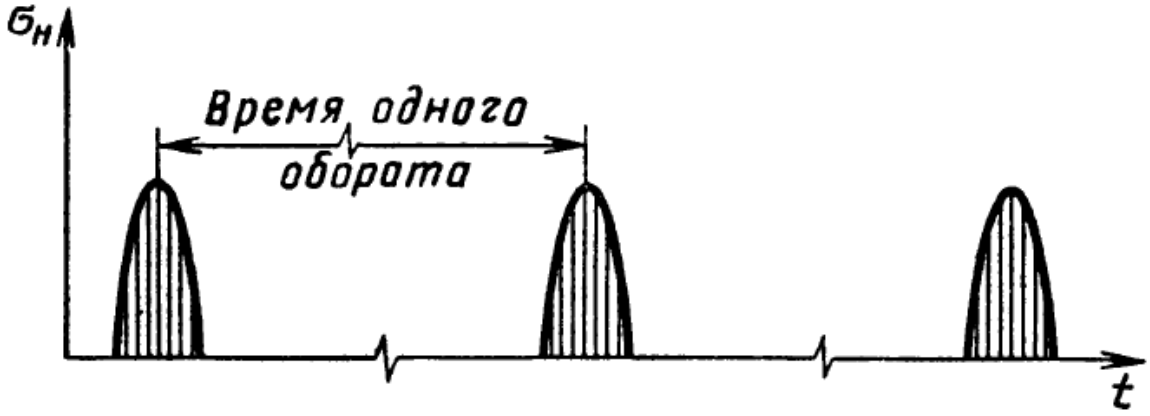
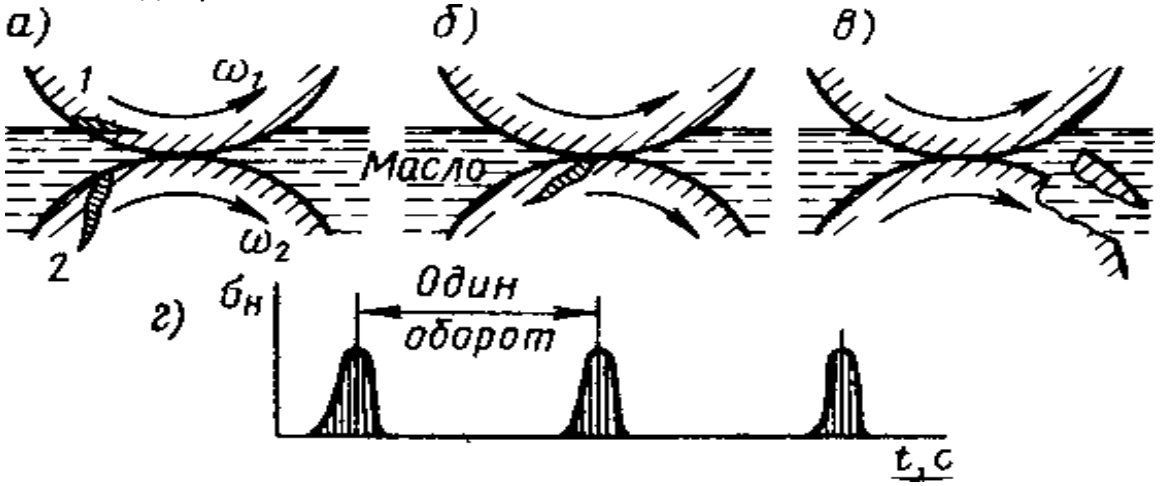


Рис. 0.7. Прерывистый отнулевой цикл изменения σ_H

Этот процесс разрушения называют **усталостным выкрашиванием.**

Выкрашивание не наблюдается, если значение контактных напряжений не превышает допускаемого.



Если детали работают в масле, то оно проникает в микротрещины (рис. 8.8, *а).* Попадая в зону контакта (рис. 8.8, б), трещина закрывается, а заполняющее ее масло подвергается высокому давлению. Это давление способствует развитию трещины до тех пор, пока не произойдет выкрашивание частицы металла (рис. 8.8, *в).*

Но масло образует на рабочей поверхности защитную пленку, которая устраняет непосредственный контакт металлов и уменьшает трение. При взаимодействии через масляную пленку контактные напряжения снижаются и наработка до появления микротрещин увеличивается. Если смазочный материал отсутствует, то увеличивается

интенсивность абразивного износа, который становится главным критерием работоспособности, и ресурс (или срок службы) существенно сокращается.

Увеличение поверхностной твердости, уменьшение шероховатости способствуют повышению сопротивляемости поверхностей выкрашиванию.

Тема 2. Зубчатые передачи.

Вопрос: *Перечислите основные достоинства и недостатки зубчатых передач. Объясните термины: «шестерня», «колесо» и «зубчатое колесо». Приведите классификацию зубчатых передач по расположению осей валов, по форме профиля зуба, по способу образования движения, по числу ступеней и по характеру движения осей зубчатых колес в пространстве.*

2.1. Общие сведения о зубчатых передачах: достоинства и недостатки, понятие о шестерне, колесе и зубчатом колесе.

Принцип действия зубчатой передачи основан на зацеплении пары зубчатых колес.

Меньшее зубчатое колесо принято называть **шестерней**, большее — **колесом**. Термин «**зубчатое колесо**» относится как к шестерне, так и к колесу, Параметрам шестерни приписывают индекс 1, параметрам колеса — индекс 2.

Достоинства:

- Высокая нагрузочная способность и, как следствие, малые габариты
- Большая долговечность и надежность работы (ресурс до 30 000 ч)
- Высокий КПД (до 0,97..0,98 в одной ступени)
- Постоянное передаточное отношение (отсутствие проскальзывания)
- *Возможность применения в широком диапазоне скоростей* (до 150 м/с), *мощностей* (до десятков тысяч кВт) и *передаточных отношений* (до нескольких сотен и даже тысяч)

Недостатков зубчатых передач:

- повышенные требования к точности изготовления,
- шум при больших скоростях,
- высокую жесткость, не позволяющую компенсировать динамические нагрузки. В некоторых конструкциях (например, следящие системы) высокая жесткость является достоинством передачи

Отмеченные недостатки не снижают существенного преимущества зубчатых передач перед другими. Вследствие этого зубчатые передачи наиболее широко распространены во всех отраслях машиностроения и приборостроения

2.2. Классификация зубчатых передач.

В зависимости от взаимного расположения геометрических осей валов зубчатые передачи бывают:

- **цилиндрические** — при параллельных осях;
- **конические**— при пересекающихся осях ;
- **винтовые**— при скрещивающихся осях .

Винтовые зубчатые передачи характеризуются повышенным скольжением в зацеплении и низкой нагрузочной способностью, поэтому имеют ограниченное применение.

Для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот применяют **реечную передачу**, которая является частным случаем цилиндрической зубчатой передачи. Рейку рассматривают как колесо, диаметр которого увеличен до бесконечности.

В зависимости от расположения зубьев на ободе колес различают передачи:

- **прямозубые** ,
- **косозубые** ,
- **шевронные** и **с круговыми зубьями**.

В зависимости от формы профиля зуба передачи бывают:

- **эвольвентные,**
- **с зацеплением Новикова,**
- **циклоидальные.**

В современном машиностроении широко применяют **эвольвентное зацепление** (Было предложено Л. Эйлером в 1760 г.).

В 1954 г. **М. Л. Новиков** предложил принципиально новое зацепление, в котором профиль зуба очерчен дугами окружностей. Это зацепление возможно лишь при косых зубьях.

Циклоидальное зацепление в настоящее время сохранилось в приборах и часах.

В зависимости от взаимного расположения колес зубчатые передачи бывают **внешнего** и **внутреннего** зацепления..

В зависимости от конструктивного исполнения различают **открытые** и **закрытые** зубчатые передачи.

В открытых передачах зубья колес работают всухую или периодически смазываются пластичным смазочным материалом и не защищены от влияния внешней среды. *Закрытые передачи* помещаются в пыле- и влагонепроницаемые корпуса (картеры) и работают в масляной ванне (зубчатое колесо погружают в масло на глубину до '/з радиуса).

В зависимости от числа ступеней зубчатые передачи бывают **одно**- и **многоступенчатые** (см. рис. 12.2).

В зависимости от относительного характера движения валов различают

- **рядовые** зубчатые передачи (оси зубчатых колес неподвижны)
- и **планетарные** (ось сателлита вращается относительно центральной оси)
- **волновые**

Волнова́я передача — механическая передача, передающая движение за счет циклического возбуждения волн деформации в гибком элементе. Передача движения может производиться посредством зубьев, винтового принципа, а также фрикционного контакта. Изобретена в 1959 году американским инженером У. Массером.

Из всех перечисленных выше разновидностей зубчатых передач наибольшее распространение имеют передачи с *цилиндрическими колесами*, как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации, надежные и малогабаритные. *Конические, винтовые и червячные передачи* применяют лишь в тех случаях, когда это необходимо по условиям компоновки машины.

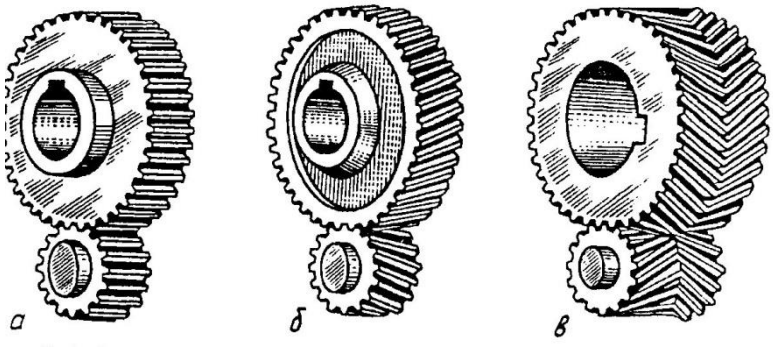
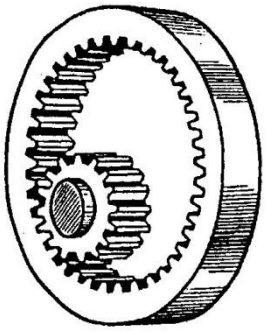
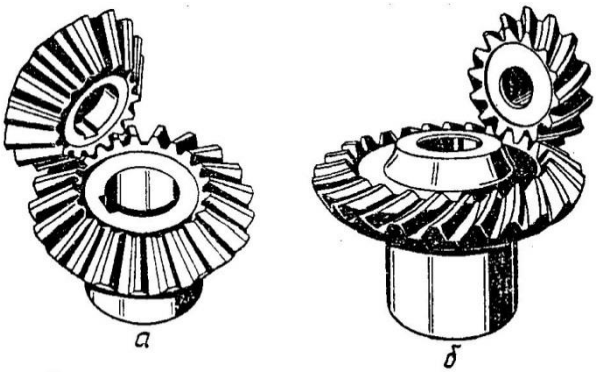


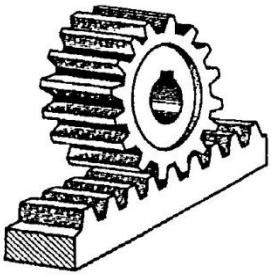
Рисунок 2.1. Цилиндрические зубчатые передачи внешнего зацепления



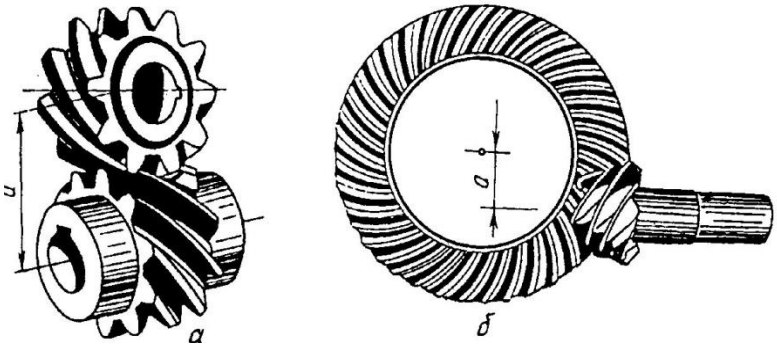
Цилиндрическая прямозубая передача внутреннего зацепления



Конические зубчатые передачи: а- прямозубая; б- с круговым зубом



Реечная передача



Передача между валами с перекрещивающимися осями: а- винтовая; б- гипоидная

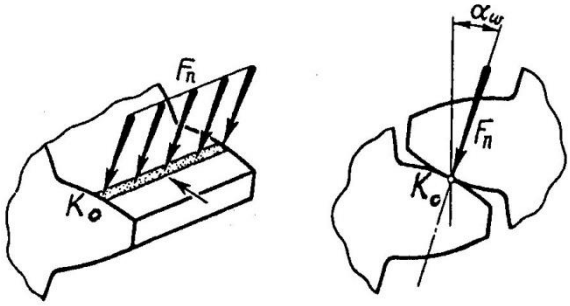


Схема движения контактной площадки в эвольвентном зацеплении

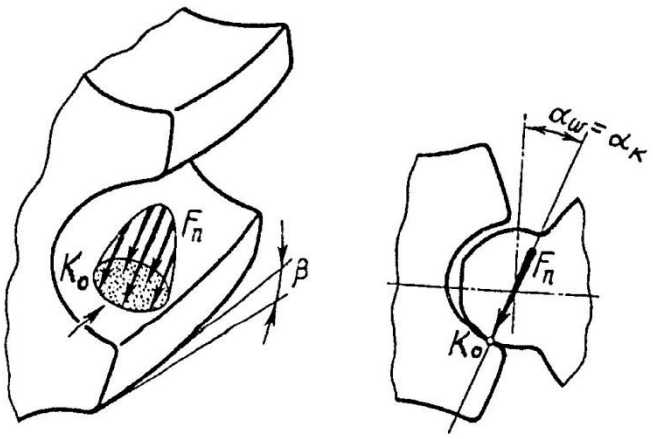
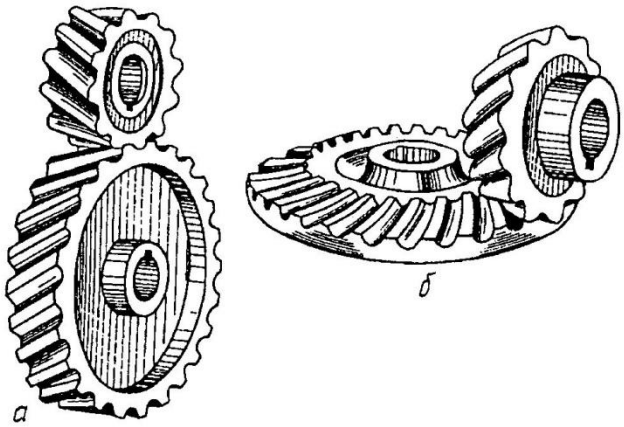
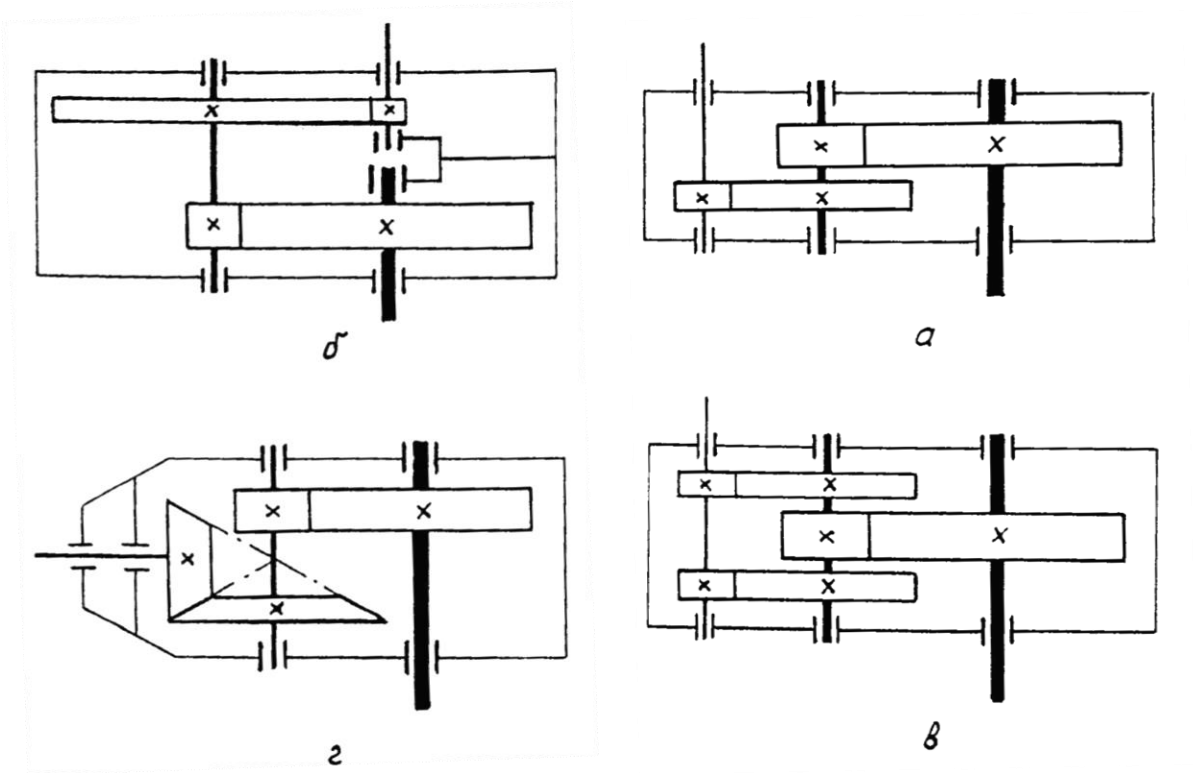


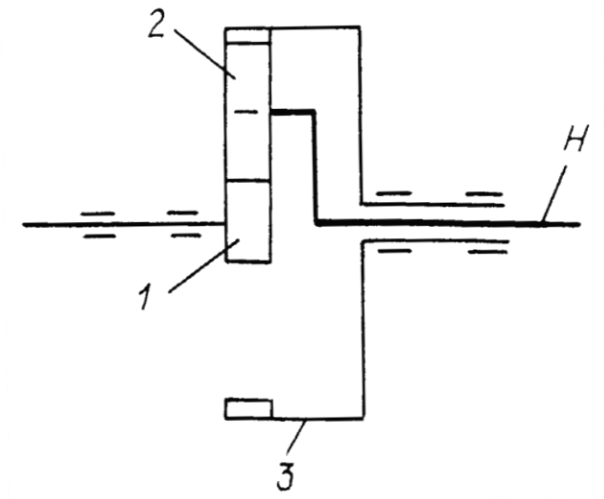
Схема движения контактной площадки в зацеплении Новикова



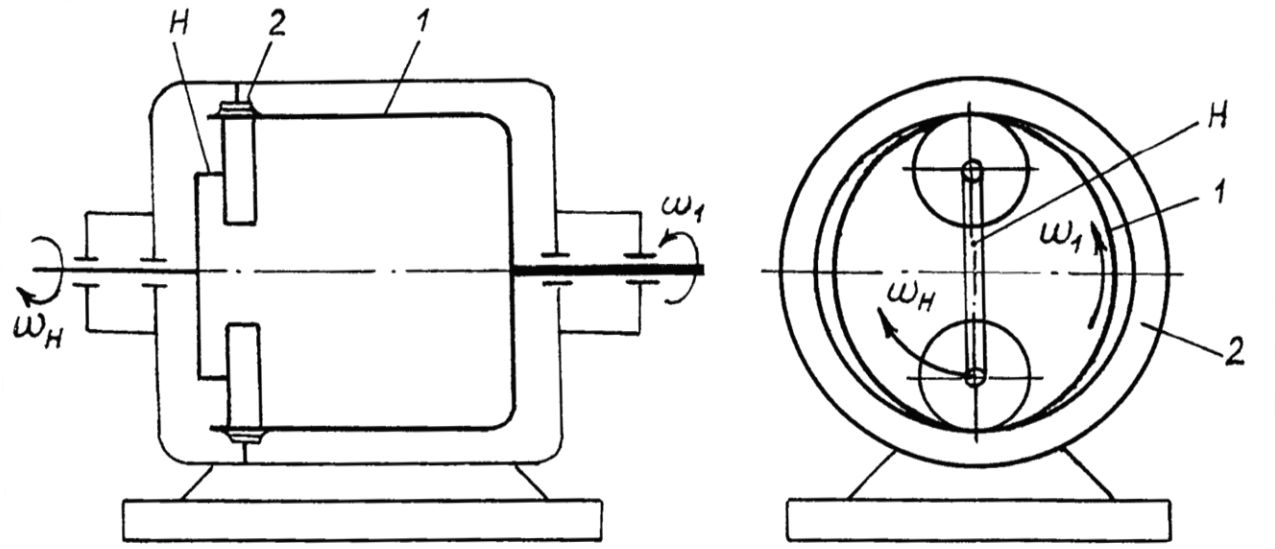
Цилиндрическая и коническая зубчатые передачи Новикова



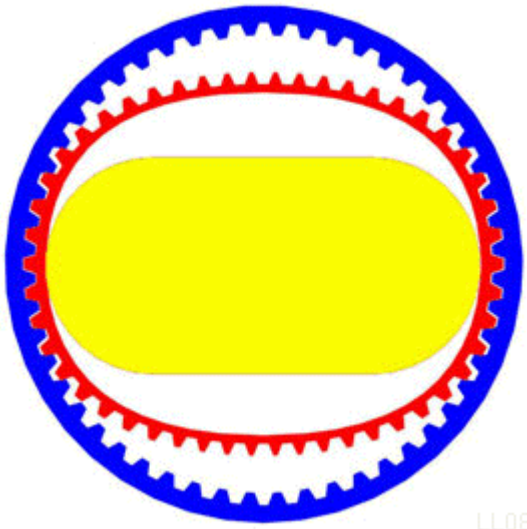
Передачи с неподвижными в пространстве осями валов



Одноступенчатая дифференциальная планетарная зубчатая передача: 1- центральное зубчатое колесо с наружными зубьями; 2- сателлит; 3- центральное зубчатое колесо с внутренними зубьями; Н- водило



Волновая зубчатая передача с вращающимся гибким колесом и неподвижным жёстким



2.3. Виды разрушения зубьев зубчатых передач.

Вопрос: *Укажите напряжения, возникающие в зубьях при передаче вращающего момента, а также характер их нагружения (начертите одну пару зубьев в зацеплении с изображением эпюр этих напряжений, как показано на рис. 2.14,а). Дайте краткую характеристику основным видам разрушений зубьев зубчатых передач: усталостное выкрашивание рабочих (активных) поверхностей зубьев, смятие рабочих поверхностей зубьев, поломка зубьев (усталостная и при действии кратковременной максимальной нагрузки), изнашивание и заедание зубьев. Указать с какими напряжениями связан каждый из этих видов разрушений.*

При передаче механической энергии зубья передачи, проходя зону зацепления, подвергаются циклическому нагружению. На контактирующих поверхностях зубьев действуют нормальная к поверхности сила F_n и сила трения $F_{\text{ТР}} = F_n \cdot f$, связанная со скольжением (рис. 2.12, а).

Под действием этих сил зуб находится в сложном напряжённом состоянии. На линии контакта зубьев возникают контактные напряжения σ_H, распределённые по некоторой площадке контакта, а у основания зуба возникают напряжения изгиба σ_F . Для каждого зуба напряжения σ_H и σ_F изменяются во времени по прерывистому отнулевому циклу (рис. 2.12, *б*).

Время действия напряжений (рис. 2.12,а) σ_F за один оборот зубчатого колеса (t_1) равно продолжительности зацепления одного зуба (t_2). Напряжения σ_H действуют ещё меньшее время. Это время, как считает профессор М.Н.Иванов, равно продолжительности пребывания в зацеплении данной точки поверхности зуба с учётом зоны распространения контактных напряжений.

Переменный характер напряжений, возникающих в зубьях, является *основной причиной их усталостного разрушения:*

усталостного выкрашивания *поверхностных слоёв зубьев от* ***контактных*** *напряжений*

и ***усталостной поломки зубьев*** *от напряжений* ***изгиба****.*

С **контактными напряжениями и трением** в зацеплении связаны также **износ и заедание зубьев.**

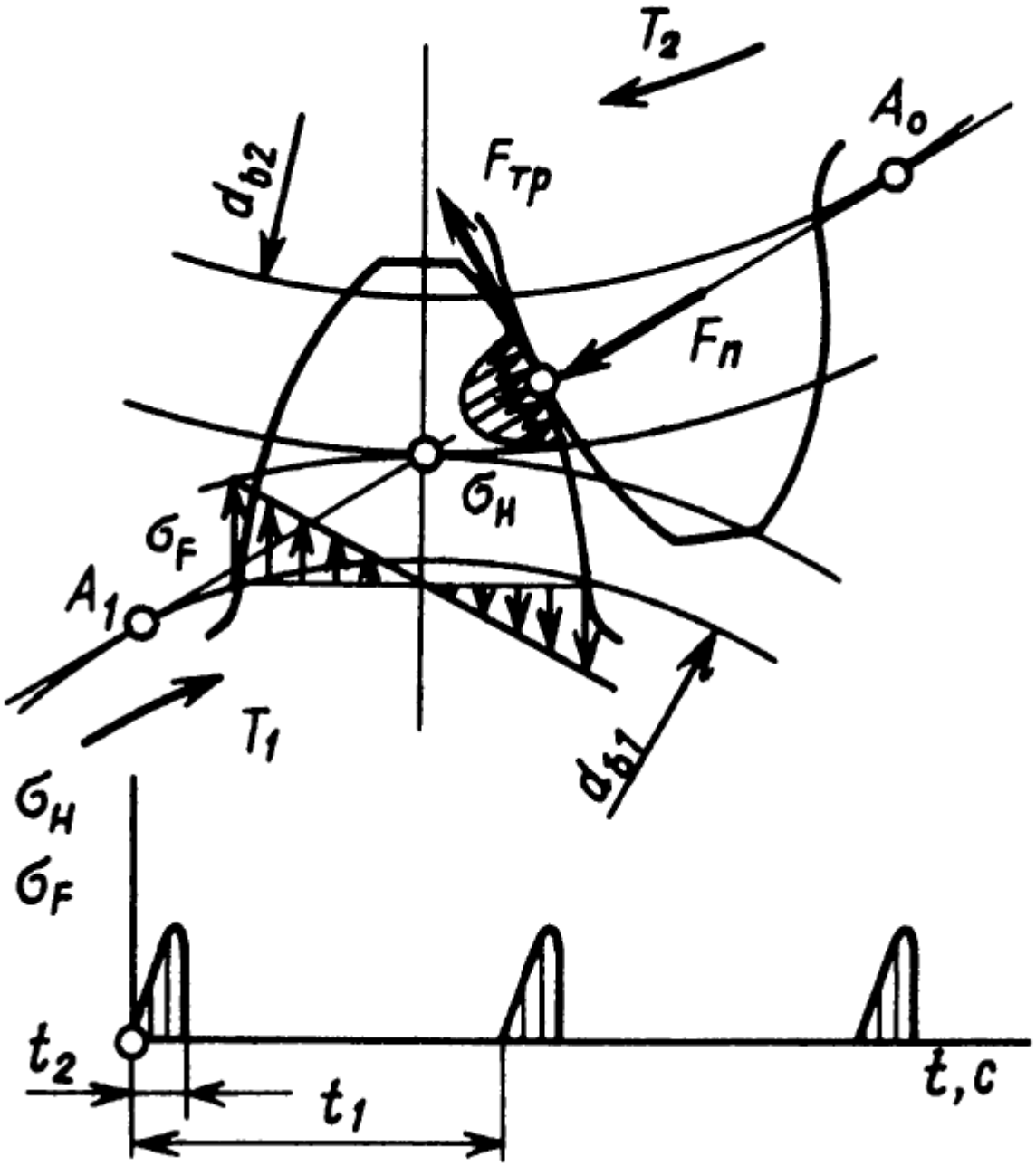


Рисунок 2.14. Напряжения, возникающие в зубьях (а), и характер их нагружения (б)

Усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев *от контактных напряжений является наиболее распространённым видом разрушения активных поверхностей зубьев для большинства хорошо смазываемых и защищённых от загрязнений зубчатых передач.*

Зубья таких передач разделены тонкой масляной плёнкой, что устраняет металлический контакт и снижает до минимума износ. Передача работает длительное время до появления усталости в поверхностных слоях зубьев, которая проявляется в образовании и развитии усталостных микротрещин. Циклическое действие контактных напряжений σ_H приводит к циклическому деформированию активных поверхностей зубьев. В результате повторяющихся микропластических сдвигов усталостные микротрещины образуются в месте концентрации напряжений из-за микронеровностей или неметаллических включений, всегда присутствующих в стали.

В пределах деформированного слоя микротрещина развивается наклонно к поверхности, а затем – по границе деформированного слоя. Перед площадкой контакта в раскрытую силами трения микротрещину попадает смазочный материал, на площадке контакта под нагрузкой микротрещина закрывается, что приводит к созданию повышенного давления в смазке и развитию усталостных трещин в более глубокие слои. Одновременно наблюдается скалывание краёв микротрещин, отрыв частиц металла с поверхности зуба и появление небольших углублений, напоминающих оспинки (раковины).

Усталостное выкрашивание начинается обычно на ножках зубьев вблизи полюсной линии (рис. 2.13, a), где действует наибольшая нагрузка (зона однопарного зацепления) и максимальная сила трения (вблизи полюса минимальные скорости скольжения), а скольжение и перекатывание зубьев направлены так, что масло запрессовывается в микротрещины, способствуя выкрашиванию частиц металла. Постепенно усталостное выкрашивание распространяется на всю поверхность ножек зубьев. Поверхности головок выкрашиваются очень редко.

При выкрашивании нарушаются условия образования сплошной масляной плёнки (масло выжимает в выемки), появляется металлический контакт, что приводит к последующему быстрому износу и задиру поверхностей зубьев.

При малой толщине упрочнённого слоя поверхностно-упрочнённых зубьев и при больших контактных напряжениях усталостные микротрещины могут зарождаться в глубине – под упрочнённым слоем или на его границе, т.е. в подкорковом слое. Нарушение равновесия внутрикристаллических связей приводит к отслаиванию тонкого упрочнённого слоя у зубчатых колёс.

Образование первых усталостных раковин не всегда служит признаком начала выхода передачи из строя. В передачах с твёрдостью поверхности зубьев $H < 350$НВ наблюдается начальное или ограниченное выкрашивание, связанное с приработкой недостаточно точно изготовленных зубчатых передач. Оно появляется в местах концентрации нагрузки по длине зубьев (в косозубых передачах – по причине неполного использования контактных линий вследствие погрешностей шагов) после непродолжительной работы и затем приостанавливается. Ограниченное выкрашивание практически не отражается на работе передачи, так как образовавшиеся ямки (раковины) постепенно исчезают вследствие сглаживания. Прекращение дальнейшего выкрашивания у прирабатывающихся материалов объясняется тем, что разрушение мест концентрации нагрузки выравнивает её распределение по длине зуба.

При высокой твердости зубьев $H > 350$НВ явление ограниченного выкрашивания при работе передачи обычно не наблюдается. Образовавшиеся раковины быстро растут вследствие хрупкого разрушения их краёв, переходя в прогрессирующее выкрашивание.

В передачах, работающих со значительным износом, усталостное выкрашивание не наблюдается, так как поверхностные слои зубьев истираются раньше, чем в них появляются усталостные микротрещины.

Для предотвращения усталостного выкрашивания активные поверхности зубьев рассчитывают на сопротивление контактной усталости.

Поломка зубьев *связана с напряжениями изгиба σ_F и является наиболее опасным видом разрушения, так как приводит к полной утрате работоспособности передачи и к*

повреждению других деталей (валов, подшипников) из-за попадания в них выломившихся кусков зубьев.

Различают ***усталостную поломку зубьев и поломку от больших перегрузок ударного или даже статического действия****.*

Усталостная поломка *происходит обычно после длительной эксплуатации передачи по причине усталости материала в результате многократно повторяющихся рабочих нагрузок и связана с развитием усталостной трещины у основания зубьев на стороне растянутых волокон.*

При поломке зубьев чаще всего наблюдается выламывание углов зубьев вследствие концентрации нагрузки (рис. 2.13, д). Известны случаи выламывания полностью по основанию прямых коротких зубьев. Зубья шевронных и широких косозубых зубчатых колёс обычно выламываются по косому сечению (от основания зуба на одном торце к вершине зуба на противоположном торце под углом β наклона зубьев).

При полном выламывании прямых коротких зубьев по сечению у основания зуба было установлено, что при усталостной поломке на теле зубчатого колеса после излома остаётся вогнутая, а при поломке вследствии больших перегрузок – выпуклая поверхность.

Для предотвращения усталостной поломки *зубьев их рассчитывают на сопротивление усталости при изгибе.*

Поломку от больших перегрузок предупреждают защитой механических приводов от перегрузок или соответствующим ***расчётом при кратковременной перегрузке****.*

Износ зубьев *является основной причиной выхода из строя открытых передач, а также закрытых передач с недостаточной защитой от загрязнения абразивными частицами (пыль, продукты износа и т.п.).*

Износ зубьев характерен для передач горных, дорожных, грузоподъёмных, транспортных и сельскохозяйственных машин. По мере изнашивания зуб становится тоньше (рис. 2.13, *б*), ослабляется его ножка и уменьшается площадь его поперечного сечения. У изношенной передачи увеличиваются зазоры в зацеплении, что приводит к повышению шума и динамических нагрузок, - к ослаблению зубьев и в конечном результате к их поломкам.

При расчёте зубчатых передач, у которых наблюдается износ зубьев, допускаемые контактные напряжения снижают до значений, установленных на основе опыта эксплуатации данных машин или других подобных конструкций.

Заедание зубьев *– местное молекулярное сцепление (микросварка) сопряжённых поверхностей зубьев вследствие разрыва масляной плёнки и образования металлического контакта. В результате местного повышения температуры по причине скольжения в зоне контакта происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образующиеся при разрыве мостиков микросварки наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения (рис. 2.13, в).*

Меры предупреждения те же, что и против износа: повышение твёрдости и понижение шероховатости активных поверхностей зубьев, нарезание зубьев со смещением инструмента, охлаждение смазки. Эффективным средством является применение противозадирных масел с повышенной вязкостью и химически активными добавками.

Опыт эксплуатации зубчатых передач показал, что заеданию зубьев способствует **кромочный удар**. Поэтому желательно фланкирование зубьев (выполнение верхнего участка эвольвенты с отклонением в тело зуба). Для нарезания фланкированных зубьев применяют тот же зуборезной инструмент, но при исходном контуре со срезами.

Кроме перечисленных наиболее распространённых видов разрушения зубьев, на практике наблюдаются ещё два вида разрушения: ***отслаивание твёрдого поверхностного слоя зубьев и пластический сдвиг.***

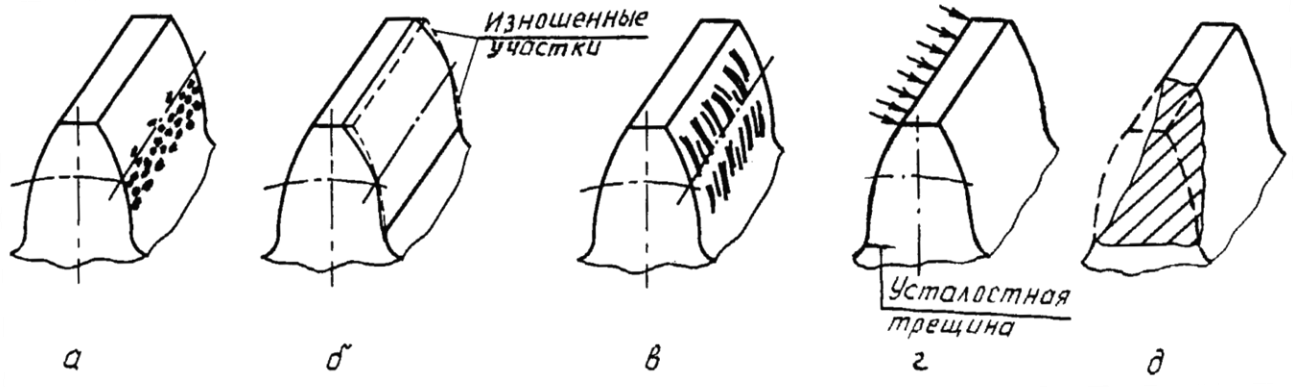
Отслаивание *твёрдого упрочнённого поверхностного слоя зубьев, подвергнутых закалке ТВЧ, цементации и азотированию, наблюдается при невысоком качестве термообработки, когда внутренние напряжения не сняты отпуском или когда упрочнённый поверхностный слой зубьев не имеет под собой достаточно прочной сердцевины.*

Пластические сдвиги *вблизи полюсной линии наблюдаются у тяжелонагруженных передач под действием больших сил трения при низкой твёрдости поверхностей зубьев.*

На практике часть выходов из строя зубчатых передач связана *с вводом в зацепление на ходу передвижных зубчатых колёс (наблюдается повреждение торцов зубьев), погрешностями изготовления, шлифовочными прижогами и трещинами и т.д.*

Из всех видов разрушения зубчатых передач *в настоящее время наиболее изучены усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев и их усталостная поломка*. Это позволило разработать методику расчёта стальных закрытых хорошо смазываемых эвольвентных зубчатых передач на контактную прочность активных поверхностей зубьев и на прочность зубьев при изгибе.

Специальные методы расчёта для предупреждения других разрушения зубьев в настоящее время ещё не разработаны или недостаточно разработаны. Но так как выбор допускаемых контактных напряжений, являющихся основными напряжениями при расчёте зубчатых передач, проверен опытом эксплуатации этих передач, то они косвенно учитывают и остальные виды повреждений зубьев.



Виды разрушения зубьев: а- усталостное выкашивание; б- износ; в- заедание; г,д- поломка

2.4. Критерии работоспособности и расчет зубчатых передач.

Вопрос: *Укажите основные критерии работоспособности закрытых зубчатых передач. Запишите условия, выполнение которых обеспечивает работоспособность зубчатых передач по указанным критериям.*

Основными критериями работоспособности зубчатых передач, работающих в закрытом корпусе, являются **контактная прочность зубьев и прочность их при изгибе**, которые при проектировании передач обеспечиваются выполнением следующих расчетов:

а) **расчет на сопротивление контактной усталости** активных поверхностей зубьев для предотвращения их усталостного выкрашивания по условию

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]$$

где σ_H – контактные напряжения в полюсе зацепления; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения;

б) **расчет на сопротивление усталости зубьев при изгибе** для предотвращения их усталостной поломки по условию

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]$$

где σ_F – напряжения при изгибе в опасном сечении зуба; $[\sigma_F]$ – допускаемые напряжения изгиба для зуба;

в) **расчет на контактную прочность при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке)** для предотвращения остаточных деформаций активных поверхностей зубьев или хрупкого разрушения их поверхностного слоя по условию

$$\sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{Hmax}]$$

где σ_{Hmax} и $[\sigma_{Hmax}]$ – соответственно расчетные и предельные допускаемые контактные напряжения при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке);

г) **расчет на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке)** для предотвращения их статической поломки по условию

$$\sigma_{Fmax} \leq [\sigma_{Fmax}]$$

Где σ_{Fmax} и $[\sigma_{Fmax}]$ – соответственно расчетные и предельные допускаемые напряжения при изгибе в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке)

2.5. Термическая и химико-термическая обработка зубьев зубчатых передач.

Вопрос: *Опишите основные виды термической и химико-термической обработки зубьев зубчатых передач: улучшение, закалка ТВЧ, цементация, нитроцементация и азотирование.*

На выбор твердости, вида термообработки и материала зубчатых колес оказывают влияние конструкция разрабатываемого узла, его назначение, условия эксплуатации, требования к габаритным размерам, доступность имеющимся производственным возможностям, а также тип производства: единичный, серийный (мелкосерийный, среднесерийный, крупносерийный) и массовый.

Основными материалами для изготовления зубчатых колес в настоящее время являются **термически обрабатываемые стали**

В зависимости от твердости Н рабочих (активных) поверхностей зубьев различают

- зубчатые колеса твердостью Н $\leq$ 350НВ (**нормализованные и улучшенные**)
- и зубчатые колеса твердостью Н $>$ 350НВ (**поверхностно закаленные, цементованные и азотированные).**

Нормализация — вид термической обработки стали, заключающийся в нагреве её выше верхней критической точки, выдержке при этой температуре и последующем охлаждении на спокойном воздухе с целью придания металлу **однородной мелкозернистой структуры** (не достигнутой при предыдущих процессах — литьё, ковке или прокатке) и как следствие *— повышение его механических свойств (пластичности и ударной вязкости).*

Улучшение — комплексная термическая обработка металлов, включающая в себя **закалку** и последующий **высокий отпуск**.

Закалка — вид термической обработки материалов (металлы, их сплавы), заключающийся в их нагреве выше критической температуры (температуры изменения типа кристаллической решетки), с последующим быстрым охлаждением

Материал, подвергшийся закалке приобретает бóльшую твердость, но становится хрупким, менее пластичным и менее вязким, если сделать большее количество повторов нагревание-охлаждение. Для снижения хрупкости и увеличения пластичности и вязкости, после закалки с полиморфным превращением применяют отпуск.

Отпуск — технологический процесс, заключающийся в термической обработке закалённого сплава с целью получения более высокой пластичности и снижения хрупкости материала при сохранении приемлемого уровня его прочности. Для этого изделие подвергается нагреву в печи до температуры от 150—260 °C до 370—650 С с последующим медленным остыванием.

При нормализации и улучшении, когда Н$\leq$350**НВ**, твердости поверхности зубьев и их сердцевины близки. При Н>350НВ твердость материала измеряют **по Роквеллу $HRC_э$** (**1 $HRC_э \approx$10 НВ)**. В последнем случае твердости поверхности зубьев и их сердцевины различны.

Чистовое нарезание зубьев стальных зубчатых колес твердостью Н$\leq$350НВ производят после термообработки заготовки, что обеспечивает довольно высокую точность их изготовления без дополнительных финишных операций. Такая зубчатая пара хорошо

прирабатывается и зубья не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Для лучшей прирабатываемости твердость зубьев шестерни принимают больше твердости зубьев колеса на 20…30 единиц.

При твердости поверхности зубьев H>350HB термическую или химическую обработку ведут после зубонарезания, что сопровождается короблением поверхностей зубьев, особенно при цементации. Для исправления формы зубьев после термообработки требуются дополнительные отделочные операции (шлифование, притирка, обкатка и т.п.).

Дадим краткую характеристику основным способам упрочнения поверхностей зубьев.

Улучшение. Применяют в мало- и средненагруженных передачах при отсутствии жестких требований к габаритам. В условиях мелкосерийного и единичного производства улучшаемые стали используют для изготовления зубчатых колес малых и средних размеров. Чистовое нарезание зубьев улучшаемых колес производят после термообработки заготовки, что исключает шлифование и позволяет обеспечить высокую точность их изготовления. Зубья хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Применяют качественные углеродистые стали 40, 45 и легированные 35ХМ, 40Х, 40ХН и др. Твердость H≤350HB, твердости поверхности и сердцевины зуба близки.

Поверхностная закалка токами высокой частоты (ТВЧ). Выполняется после нарезания зубьев. Заготовка зубчатого колеса предварительно перед нарезанием зубьев подвергается термообработке – улучшение. При закалке ТВЧ в течение 20…50 с нагреваются лишь поверхностные слои зубьев. По этой причине толщина закаливаемого слоя мала и деформации при закалке невелики, что в свою очередь не требует шлифования зубьев. Однако в данном случае трудно обеспечить степень точности выше 8-й. Для получения зубчатых колес 6-й и 7-й степеней точности необходимы дополнительные отделочные операции. Размеры зубчатых колес при закалке ТВЧ практически неограничены. Необходимо лишь учитывать, что при модулях $m_n < 3\text{мм}$ опасно прокаливание зуба насквозь, что делает зуб хрупким и сопровождается его короблением.

Для поверхностной закалки ТВЧ используют среднеуглеродистые легированные стали 40Х, 40ХН, 35ХМ и др. Твердость на поверхности зубьев 45…50 $HRC_э$ (для стали 40Х) и 48…53 $HRC_э$ (для сталей 35ХМ и 40ХН). Твердость сердцевины зуба для данных марок сталей 269…302 НВ. Из-за повышенной твердости поверхностей зубьев зубчатые колеса плохо прирабатываются.

Сочетание косозубой шестерни, подвергнутой закалке ТВЧ, и косозубого колеса, изготовленного из улучшенной стали, дает большую нагрузочную способность, чем в том случае, если их выполнить только из улучшенных сталей с той же твердостью, что и твёрдость колеса. Такая пара хорошо прирабатывается, и ее применение предпочтительно, когда нельзя обеспечить высокую твердость поверхностей зубьев колеса.

Цементация – поверхностное насыщение углеродом зубьев с последующей закалкой. Проводится для сталей, содержащих углерода менее 0,3 %. Поверхности зубьев насыщают углеродом до 0,8…1,1 % на глубину примерно 0,3 модуля, но не более 1,5…2 мм. Выполняется для готовых зубчатых колес, заготовки которых перед нарезанием зубьев были подвергнуты термообработке – улучшение (в целях повышения прочности сердцевины зуба). Цементация обеспечивает очень высокую твердость поверхностей

зубьев (56…63 $HRC_Э$) и вязкую сердцевину, хорошо сопротивляющуюся изгибным напряжениям. При закалке после цементации форма зуба искажается, а поэтому требуются отделочные операции (шлифование и притирка).

Для цементации требуется специальное оборудование, процесс цементации дорогой и длительный (время цементации на глубину 1 мм составляет примерно 3 часа).

Для цементации широко применяют цементуемые стали: легированную хромистую сталь 20Х, а в ответственных зубчатых передачах, работающими с ударными нагрузками – легированные хромистые стали 20ХНМ, 12ХН3А, безникелевые хромистые стали 18ХГТ, 25ХГМ и др. Вышеуказанные легированные стали обеспечивают повышенную прочность сердцевины и хрупкого поверхностного слоя при перегрузках передачи.

При цементации хорошо сочетаются высокие контактная и изгибная прочности. Ее применяют в высоконагруженных передачах малых и средних размеров разных степеней точности при требованиях ограничения габаритов передачи. Недостаток – плохая прирабатываемость зубьев по причине высокой твердости их активных поверхностей.

Нитроцементация – насыщение поверхностных слоев углеродом и азотом с последующей закалкой, что обеспечивает высокую прочность, износостойкость и сопротивление заеданию. Как и цементация, проводится после нарезания зубьев на улучшенных заготовках. Процесс нитроцементации протекает с достаточно высокой скоростью. При этом упрочняется тонкий поверхностный слой зубьев (толщиной 0,3…0,8 мм) до твердости 56…63 $HRC_Э$, коробление незначительное, поэтому последующее шлифование не применяют.

Для нитроцементации требуется дорогое уникальное оборудование, изготовляемое только для крупносерийного и массового производства. Поэтому нитроцементация получила широкое применение в редукторах общего назначения, в автомобилестроении и других отраслях - при изготовлении небольших зубчатых колес крупносерийного и массового производства. Для нитроцементации применяют цементуемые безникелевые хромистые стали 25ХГМ, 30ХГТ и др.

(В обозначении марок первые две цифры указывают среднюю массовую долю углерода в сотых долях процента, буквы за цифрами означают: Р - бор, Ю - алюминий, С - кремний, Т - титан, Ф - ванадий, Х - хром, Г - марганец, Н -никель, М - молибден, В – вольфрам)

Азотирование – насыщение поверхностных слоев зубьев азотом. Обеспечивает особо высокую твердость (58…67 $HRC_Э$) и износостойкость поверхностных слоев. Азотируют готовые зубчатые колеса без последующей закалки. Однако заготовку перед нарезанием зубьев подвергают улучшению в целях повышения прочности сердцевины зуба. После азотирования практически не отмечается коробление зуба, что позволяет получать зубчатые колеса 7-й степени точности без шлифования или притирки.

Недостатки азотирования – плохая прирабатываемость зубьев, малая толщина упрочненного слоя (0,2…0,5 мм) и его хрупкость. Последние два недостатка не позволяют применять азотированные зубчатые колеса при ударных нагрузках из-за опасности растрескивания упрочненного слоя и при работе с интенсивным изнашиванием (при загрязненной смазке).

Для азотирования требуется специальное оборудование, при этом процесс азотирования довольно длительный – 20…50 часов.

Для азотируемых зубчатых колес применяют молибденовую сталь 38Х2МЮА или ее заменители 38ХВФЮА и 38ХЮА.

При отсутствии абразивного изнашивания находит применение мягкое азотирование на глубину 10…15 мкм. Этот процесс более простой и производительный. Для мягкого азотирования применяют улучшенные хромистые стали 40Х, 40ХФА, 40Х2НМА.

Область применения – быстроходные точные передачи, работающие без ударов; при жестких требованиях к габаритам передач; при изготовлении зубчатых колес высокой точности без шлифования; для колес с внутренними зубьями и других, шлифование которых трудно осуществимо.

Стальное литье применяют для изготовления колес больших диаметров. Используют в основном литейные среднеуглеродистые стали 35Л, 50Л и др. Литые колеса подвергают преимущественно нормализации.

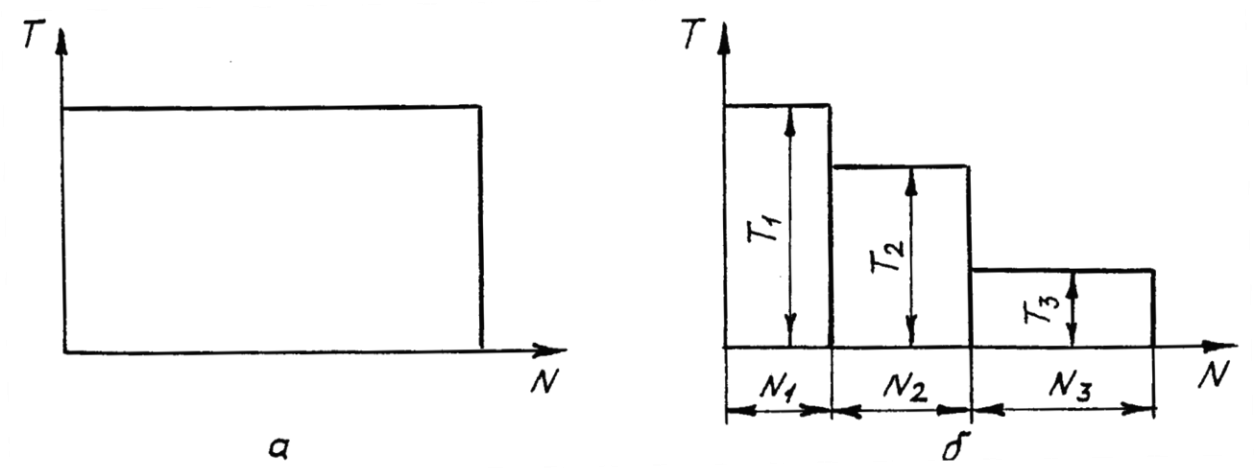
2.6. Допускаемые напряжения при расчете зубчатых передач.

Вопрос. *Что представляет собой циклограмма вращающих моментов, нагружающих зубчатую передачу при постоянном (рис.2.17,а) и переменном (рис.2.17,б) режимах нагружения? Как рассчитывается число циклов нагружения N соответствующего зубчатого колеса за весь срок службы (или ресурс) L_h передачи при постоянном режиме нагружения? Что такое эквивалентный постоянный режим нагружения (рис.2.18)? Понятие о типовых режимах нагружения (рис.2.19). Как определяется эквивалентное число циклов нагружения N_E зубчатого колеса при использовании типовых режимов нагружения?*

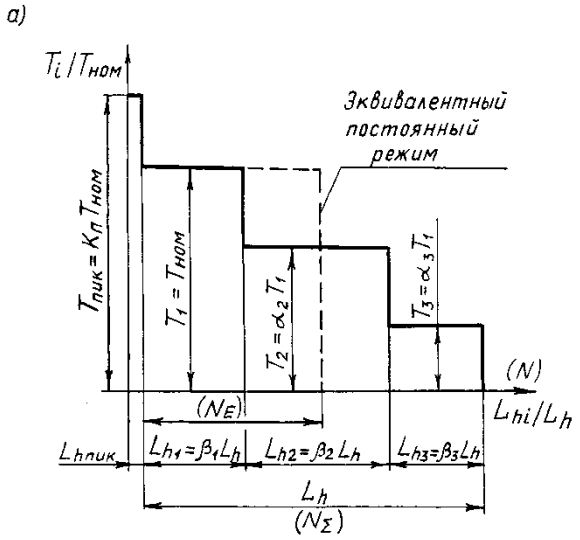
РЕЖИМЫ НАГРУЖЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Закон нагружения зубчатой передачи задают графиком нагрузки, называемым **циклограммой**, в координатах: **нагрузка** (*обычно вращающий момент T*) – **число циклов нагружения N или время отработки заданного ресурса L_h** (рис. 2.14,а).

Циклограмму составляют путём упорядочения нагрузок, начиная с номинальной ***Тном*** (т.е. с наибольшей длительно действующей нагрузки).



Циклограмма вращающих моментов, нагружающих зубчатую передачу: а- постоянный режим нагружения; б- переменный режим



Циклограмма нагружения (вращающего момента) при переменном режиме нагружения

На рис. 2.14,: $T_1, T_2, T_3, .. T_i$, - нагрузка передачи (вращающий момент) в течение времени работы соответственно $L_{h1}, L_{h2}, L_{h3} \dots L_{hi}$ (часы), где; L_h - ресурс (срок службы)

передачи в часах; $T_{\text{ПИК}}$ - пиковый кратковременно действующий момент в течение времени$L_{h\text{ПИК}}$ при кратковременной перегрузке.

Кратковременно действующие пиковые моменты перегрузки $T_{\text{ПИК}}$ не учитываются при расчётах на сопротивление усталости и в продолжительность цикла не включаются. Пиковый момент $T_{\text{ПИК}}$ используют в расчётах для проверки отсутствия остаточных деформаций или хрупкого разрушения зубьев при кратковременной перегрузке.

На основе статистического анализа нагруженности различных машин установленно, что при всём многообразии циклограмм моментов (нагрузок) их можно свести к нескольким типовым, если использовать при построении циклограмм относительные координаты: $T_i/T_{\text{НОМ}}$ и $\sum N_i/N_{\Sigma}$. Заменив ступенчатую циклограмму плавной огибающей кривой, получают графическое изображение **постоянного (*0*) и пяти переменных типовых режимов нагружения**, характерных для большинства современных машин (рис. 2.14, *б*).

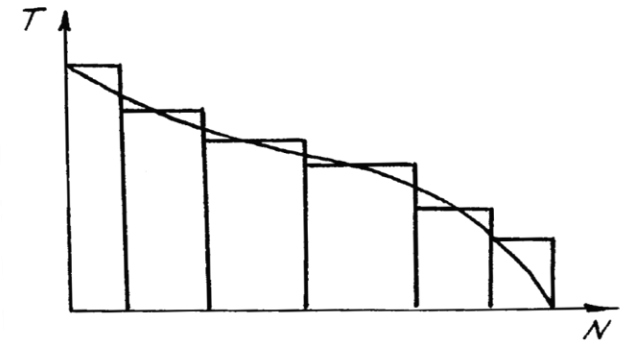


Рис. Циклограмма вращающихся моментов с представлением их в порядке убывания в течении требуемого ресурса работы передачи

На рис. 2.14, *б* переменные режимы обозначены:

1 – тяжёлый (работа большую часть времени с нагрузками, близкими к номинальной);

2 – средний равновероятный (одинаковое время работы со всеми значениями нагрузки);

3 – средний нормальный (работа большую часть времени со средними нагрузками);

4 – лёгкий (работа большую часть времени с нагрузками ниже средних);

5 – особо лёгкий (работа большую часть времени с малыми нагрузками).

б)

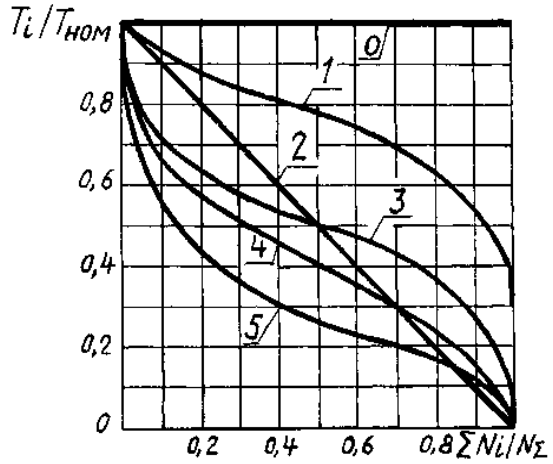


Рис. ***Типовые режимы нагружения***

Использование типовых режимов существенно упрощает расчёты [7].

На рис. 2.14, *б*: T_i - текущее значение момента нагрузки; $T_{\text{НОМ}}$ - номинальный (максимальный длительно действующий момент), который учитывают при расчёте на сопротивление усталости; $\sum N_i$ - число циклов нагружения при работе с моментами, равными и большими T_i; N_Σ - суммарное число циклов нагружения за весь срок службы передачи L_h (в часах), называемый **ресурсом передачи**:

$$N_\Sigma = 60 \cdot \text{c} \cdot n \cdot L_h$$

Где ***c*** - число зацеплений зуба рассматриваемого зубчатого колеса за один его оборот; n - частота вращения зубчатого колеса, мин^{-1}.

Расчёт числа циклов нагружения передачи выполняют с учётом режима нагрузки. Режимы строго постоянной нагрузки на практике встречаются редко. К режимам постоянной нагрузки относят режимы с отклонениями до 20%. При этом за расчётную обычно принимают нагрузку, соответствующую требуемой мощности двигателя (в учебных проектах с методической точки зрения) или номинальной мощности (на практике, имея в виду возможность форсирования режима работы до полного использования двигателя).

При постоянном режиме нагрузки расчёт числа циклов нагружения зубчатых колёс выполняют по формуле.

$$N_\Sigma = 60 \cdot \text{c} \cdot n \cdot L_h$$

На практике для передач большинства машин характерны переменные режимы нагружения с графиками нагрузки в виде ступенчатой циклограммы (рис. 2.14, a).

При расчете на сопротивление усталости фактический переменный режим нагружения заменяют эквивалентным постоянным режимом, при котором зубчатое колесо приобретает ту же степень усталостного повреждения, что и в реальных условиях эксплуатации (на основании гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений).

В качестве эквивалентного принимают постоянный режим с наибольшим из длительно действующих моментов $T_{\text{НОМ}}$ (где $T_{\text{НОМ}}$ – номинальный момент), вызывающим действие напряжений σ_H и σ_F , и эквивалентным числом циклов нагружения N_E (на рис. эквивалентный постоянный режим показан штриховыми линиями).

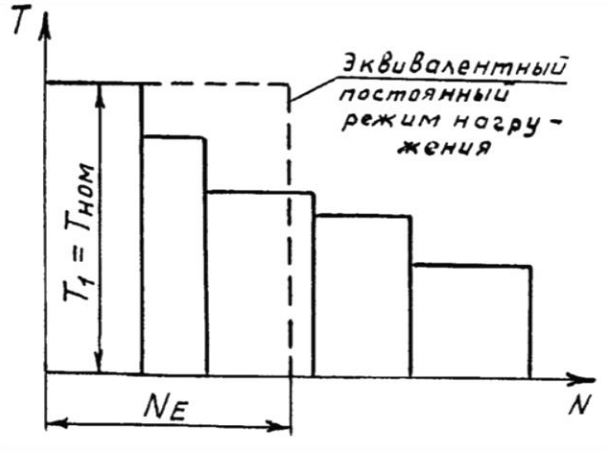


Рис. Переменный режим нагружения с заменой эквивалентным постоянным режимом нагружения

При этом обычно принимают частоту вращения n рассматриваемого зубчатого колеса постоянной для всех уровней нагрузки $n_i = n$, что характерно для большинства машин с приводом от электродвигателей переменного тока.

Эквивалентное число циклов нагружения зуба N_E рассчитывают отдельно для шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2):

а) при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев (индекс *H*):

$$N_{HE1} = N_{\Sigma 1} \cdot \mu_H = 60 \cdot \mathrm{c}_1 \cdot n_1 \cdot L_h \cdot \mu_H$$
$$N_{HE2} = N_{\Sigma 2} \cdot \mu_H = 60 \cdot \mathrm{c}_2 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot \mu_H$$

б) при расчете зубчатой передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе (индекс *F*):

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} \cdot \mu_{F1} = 60 \cdot \mathrm{c}_1 \cdot n_1 \cdot L_h \cdot \mu_{F1}$$
$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2} \cdot \mu_{F2} = 60 \cdot \mathrm{c}_2 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot \mu_{F2}$$

В зависимостях : $N_{\Sigma 1(2)}$ – суммарное число циклов нагружения зуба шестерни (колеса) за весь срок службы L_h передачи в часах при работе ее с постоянной номинальной нагрузкой $T_{\mathrm{НОМ}}$; $\mathrm{c}_{1(2)}$ – число зацеплений зуба шестерни (колеса) за один его оборот (если зуб шестерни и зуб колеса за 1 оборот зацепляются только один раз, то $\mathrm{c}_1 = \mathrm{c}_2 = 1$; если зуб шестерни за один оборот входит в зацепление два раза, а зуб колеса один раз, то $\mathrm{c}_1 = 2, \mathrm{c}_1 = 1$); $n_{1(2)}$ – частота вращения шестерни (колеса), $\mathrm{мин}^{-1}$; μ_H – коэффициент приведения при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев (одинаков для шестерни и колеса); μ_{F1}, μ_{F2} – коэффициент приведения зубьев при изгибе для шестерни и колеса в зависимости от показания степени q_F уравнения кривой усталости для напряжений изгиба).

Таблица 2.3 – **Коэффициенты μ_H и μ_F**

Номер типа режима нагружения	Типовые режимы нагружения	μ_H	Значение μ_F при	
			$q_F = 6$	$q_F = 9$
0	Постоянный	1	1	1

1	Тяжелый	0,500	0,300	0,200
2	Средний равновероятный	0,250	0,143	0,100
3	Средний нормальный	0,180	0,065	0,063
4	Легкий	0,125	0,038	0,016
5	Особо легкий	0,063	0,013	0,004

Примечание. q_F – показатель степени уравнения кривой усталости для напряжений изгиба:

$q_F = 6$ – для зубчатых колес с твердостью активной поверхности зубьев $H \leq 350HB$;

$q_F = 9$ – для зубчатых колес с твердостью активной поверхности зубьев $H > 350HB$

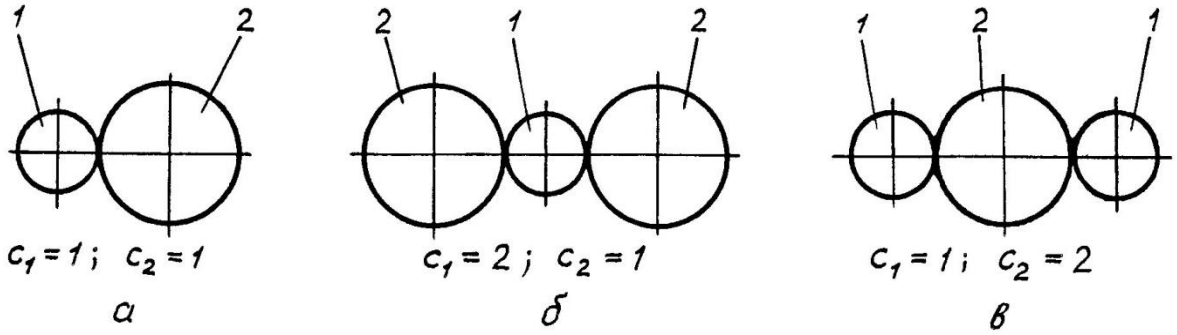


Рисунок 2.16. Число зацеплений с зуба зубчатого колеса за один оборот для различных схем передач

Вопрос. *Начертите кривую усталости для контактных напряжений (рис.2.20,в), укажите два характерных ее участка и расшифруйте величины σ_{Hlim} и N_{Hlim}. Запишите уравнение кривой усталости для ее левого наклонного участка. Объясните, что учитывает коэффициент долговечности Z_N? Запишите формулы для определения $[\sigma_H]$ при $N_{HE} \geq N_{Hlim}$ и $N_{HE} < N_{Hlim}$. Объясните, что такое $[\sigma_H]$.*

Вопрос. *Начертите кривую усталости для напряжений изгиба у ножки зуба (рис.2.20,г), укажите два характерных ее участка и расшифруйте величины σ_{Flim} и N_{Flim}.. Запишите уравнение кривой усталости для ее левого наклонного участка. Объясните, что учитывает коэффициент долговечности Y_N? Запишите формулы для определения $[\sigma_F]$ при $N_{FE} \geq N_{Flim}$ и $N_{FE} < N_{Flim}$. Объясните, что такое $[\sigma_F]$. Что учитывает коэффициент Y_A?*

ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ РАСЧЁТЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Зубья зубчатых колёс входят в зацепление поочерёдно и нагружаются по отнулевому циклу. *Выбор допускаемых напряжений базируется на кривых усталости, полученных при испытании образцов – аналогов зубчатых колёс.*

Кривые усталости строят в координатах наибольшее напряжение цикла σ - число циклов нагружения N. При построении кривых усталости для контактных напряжений *под разрушением подразумевают превышение предельно допустимого значения*

отношения площади поверхности зуба, пораженного усталостным выкрашиванием, к площади его активной поверхности.

Как показывает опыт экспериментальных исследований, кривые усталости имеют два характерных участка: левый наклонный и правый горизонтальный (рис. 2.15, а). Часто применяют логарифмическую шкалу для оси абсцисс. При этом наклонный участок кривой усталости заменяют прямой линией (рис. 2.15, *б*).

Кривые усталости строят для различных видов напряжений (контактных σ_H и изгиба σ_F), для различных материалов и видов термической обработки.

Кривые усталости для контактных напряжений σ_H приведены на рис. 2.15, *в*, для напряжений изгиба σ_F - на рис. 2.15, *г*.

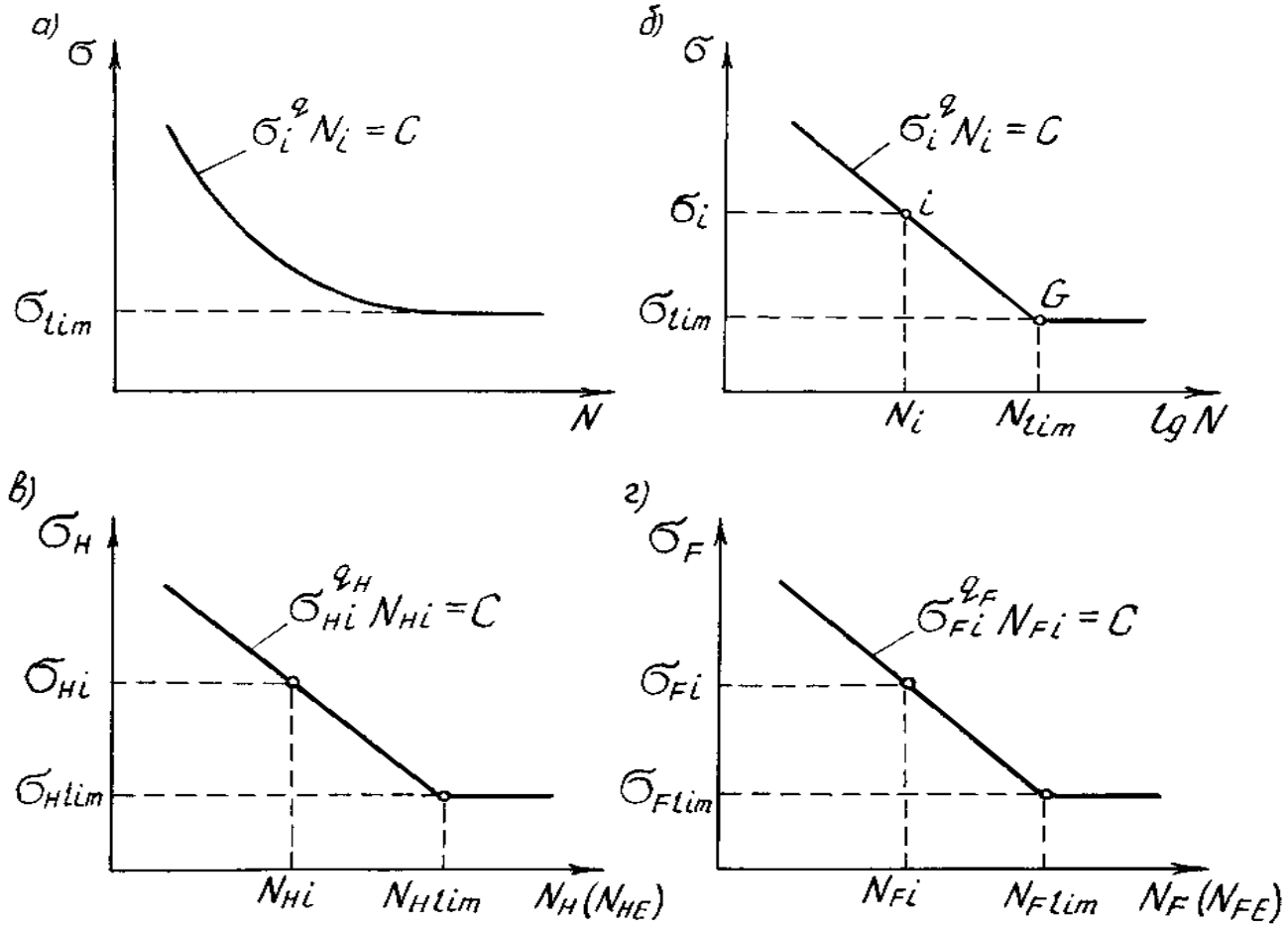


Рис. 2.15. Вид кривых усталости

Число циклов нагружения N_{lim} называют абсциссой точки перелома кривой усталости или **базовым числом циклов нагружения** (для контактных напряжений N_{Hlim}, для напряжений изгиба N_{Flim} и определяют на основании экспериментов:

$$N_{Hlim} = 30(HB)^{2.4} \leq 120 \cdot 10^6$$

$$N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$$

При этом, если получилось $N_{Hlim} > 120 \cdot 10^6$, следует принять $N_{Hlim} = 120 \cdot 10^6$.

Напряжения σ_{lim} , соответствующие N_{lim}, называют **пределом выносливости** (для контактных напряжений σ_{Hlim} , для напряжений изгиба σ_{Flim}).

Предел контактной выносливости вычисляют по эмпирическим формулам в зависимости от материала, способа термической обработки зубчатого колеса и средней твёрдости Н поверхности зубьев

При нагрузках с напряжениями $\sigma \leq \sigma_{lim}$ передача может работать практически неограниченное время, при $\sigma > \sigma_{lim}$ - ограниченное время. Если при расчёте суммарное число циклов нагружения N_i будет меньше N_{lim} , то напряжение можно повысить до σ_i (см. рис. 2.15, б).

Наклонный участок кривой усталости описывают степенной функцией

$$\sigma_i^q \cdot N_i = C$$

где q - экспериментально определяемый показатель степени уравнения кривой усталости; С - константа, зависящая от свойств материала.

Для контактных напряжений

$$\sigma_H^{q_H} \cdot N_H = C$$

Для напряжений изгиба

$$\sigma_F^{q_F} \cdot N_F = C$$

Для точек i и G (рис.2.15, *б*) имеем:

$$\sigma_i^q \cdot N_i = C$$

$$\sigma_{lim}^q \cdot N_{lim} = C$$

Для одинаковых правых частей уравнений имеем:

$$\sigma_i^q \cdot N_i = \sigma_{lim}^q \cdot N_{lim}$$

Откуда

$$\sigma_i = \sigma_{lim} \sqrt[q]{\frac{N_{lim}}{N_i}}$$

Разделив обе части уравнения на коэффициент безопасности S, получают допускаемые напряжения $[\sigma]$ для числа циклов N_i:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_i}{S} = \frac{\sigma_{lim}}{S} \sqrt[q]{\frac{N_{lim}}{N_i}}$$

Величину $\sqrt[q]{\frac{N_{lim}}{N_i}}$ называют **коэффициентом долговечности**, учитывающим влияние ресурса передачи, и обозначают

- Z_N при расчёте на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев
- Y_N - при расчёте на сопротивление усталости зубьев при изгибе.

На основании формулы определяют **допускаемые контактные напряжения** $[\sigma_H]$ (в обозначениях - индекс *H*) и **допускаемые напряжения изгиба** $[\sigma_F]$ (в обозначениях – индекс *F*) при расчёте передачи на сопротивление усталости:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \cdot Z_N$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flim}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_A$$

Коэффициент Y_A, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверса).

Величины σ_{Hlim}, S_H, σ_{Flim}, S_F, определяются в зависимости от марки стали и термообработки

Коэффициенты долговечности Z_N и Y_N:

$$Z_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Hlim}}{N_{Hi}}}, 1 \le Z_N \le Z_{Nmax}$$

$$Y_N = \sqrt[q_F]{\frac{N_{Flim}}{N_{Fi}}}, 1 \le Y_N \le Y_{Nmax}$$

При твердости активных поверхностей зубьев $\mathrm{H} \le 350\mathrm{HB}$ (нормализация, улучшение)

$$q_H = 6;\ Z_{Nmax} = 2{,}6;\ q_F = 6;\ Y_{Nmax} = 4$$

При твердости активных поверхностей зубьев $\mathrm{H} > 350\mathrm{HB}$ (закалка ТВЧ, цементация, азотирование)

$$q_H = 6;\ Z_{Nmax} = 1{,}8;\ q_F = 9;\ Y_{Nmax} = 2{,}5$$

При переменных режимах нагружения расчёт коэффициентов долговечности Z_N и Y_N выполняют по эквивалентному числу циклов нагружения N_E. При этом в формулах N_{Hi} заменяют N_{HE}, а N_{Fi}заменяют N_{FE}.

Расчёт N_{HE} и $N_{F\mathrm{E}}$ проводят отдельно для шестерни и колеса (см. ранее)

$$N_{HE1} = N_{\Sigma 1} \cdot \mu_H = 60 \cdot \mathrm{c}_1 \cdot n_1 \cdot L_h \cdot \mu_H$$
$$N_{HE2} = N_{\Sigma 2} \cdot \mu_H = 60 \cdot \mathrm{c}_2 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot \mu_H$$
$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} \cdot \mu_{F1} = 60 \cdot \mathrm{c}_1 \cdot n_1 \cdot L_h \cdot \mu_{F1}$$
$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2} \cdot \mu_{F2} = 60 \cdot \mathrm{c}_2 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot \mu_{F2}$$

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ $(\mathrm{Н/мм^2})$ при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев определяют отдельно для шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2):

$$[\sigma_H]_{1(2)} = \frac{\sigma_{Hlim1(2)}}{S_{H1(2)}} \cdot Z_{N1(2)}$$

Где $\sigma_{Hlim1(2)}$ – предел контактной выносливости активной поверхности зубьев шестерни (колеса), $\mathrm{Н/мм^2}$, $S_{H1(2)}$ – коэффициент безопасности; $Z_{N1(2)}$ – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи при расчете на сопротивление контактной усталости.

Если в результате расчета $N_{HE1(2)} \ge N_{Hlim1(2)}$, то коэффициент долговечности $Z_{N1(2)} = 1$.

Если для получено $N_{HE1(2)} < N_{Hlim1(2)}$, то коэффициент долговечности рассчитывают по формуле:

$$Z_{N1(2)} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim1(2)}}{N_{HE1(2)}}} \leq Z_{Nmax}$$

После определения допускаемых контактных напряжений для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$ принимают допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для передачи в сборе, называемые иногда расчётными допускаемыми контактными напряжениями

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ $(\text{Н}/\text{мм}^2)$ **при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе** определяют отдельно для шестерни (индекс 1) и для колеса (индекс 2) по формуле:

$$[\sigma_F]_{1(2)} = \frac{\sigma_{Flim1(2)}}{S_{F1(2)}} \cdot Y_{N1(2)} \cdot Y_{A1(2)}$$

где $\sigma_{Flim1(2)}$ – предел выносливости зубьев шестерни (колеса) по напряжениям изгиба, принимаемый в зависимости от материала и термообработки зубьев шестерни (колеса), $\text{Н}/\text{мм}^2$; $S_{F1(2)}$ – коэффициент безопасности; $Y_{N1(2)}$ – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи ; $Y_{A1(2)}$ – коэффициент, учитывающий двустороннее приложение нагрузки

Если получено соотношение $N_{FE1(2)} \geq N_{Flim1(2)}$, то коэффициент долговечности $Y_{N1(2)} = 1$. При $N_{FE1(2)} < N_{Flim1(2)}$ коэффициент долговечности следует рассчитать по формуле:

$$Y_{N1(2)} = \sqrt[q_F]{\frac{N_{Flim1(2)}}{N_{FE1(2)}}} \leq Y_{Nmax}$$

Y_A=1 – при одностороннем приложении нагрузки (передача нереверсивная);

При двустороннем приложении нагрузки (привод реверсивный) цикл нагружения – знакопеременный и предел выносливости по напряжениям изгиба меньше, чем при отнулевом (пульсирующем) цикле, характерном для нереверсивного привода, поэтому:

Y_A<1 – при двустороннем приложении нагрузки (передача реверсивная);

Для проверки статической прочности зубьев передачи при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтённой при расчёте на сопротивление усталости, определяют в зависимости термообработки и марки стали

- **предельные допускаемые контактные напряжения** $[\sigma_{Hmax}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя,
- а также **предельные допускаемые напряжения изгиба** $[\sigma_{Fmax}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого излома зуба пиковой нагрузкой .

Данные напряжения определяются отдельно для шестерни и колеса, т.е. $[\sigma_{Fmax}]_1$, $[\sigma_{Hmax}]_1$ и $[\sigma_{Fmax}]_2$, $[\sigma_{Hmax}]_2$

Для зубчатой пары величина $[\sigma_{Hmax}]$ при проверке контактной прочности передачи по условию

$$\sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{Hmax}]$$

принимается как меньшее значение из двух: $[\sigma_{Hmax}]_1$ или $[\sigma_{Hmax}]_2$

Расчёт на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой проводят по условию

$$\sigma_{Fmax} \leq [\sigma_{Fmax}]$$

отдельно для шестерни и колеса.

Действие пиковых нагрузок оценивают коэффициентом перегрузки $К_П = Т_{ПИК}/Т_{НОМ}$, где $Т_{ПИК}$ – пиковый момент; $Т_{НОМ}$ – номинальный (максимальный из длительно действующих) момент, по которому проводят расчёты на сопротивление усталости.

Если режим нагружения задан в виде циклограммы моментов, то коэффициент перегрузки $К_П$ указывается в циклограмме.

В случае использования типовых режимов нагружения величина $К_П$ указывается отдельно, так как в типовые режимы не включают пиковые нагрузки.

Если пиковый момент $Т_{ПИК}$ по какой-либо причине не указан, то его можно принимать равным максимальному моменту электродвигателя или предельному моменту предохранительных устройств привода.

2.7. Учет реальных условий работы зубчатых передач при их проектировании.

Вопрос: Какова причина возникновения дополнительных нагрузок в зубчатом зацеплении передачи в реальных условиях нагружения и каким образом эти нагрузки учитывают при проектировании зубчатых передач? Расшифруйте коэффициенты K_α, K_β, K_V и K_A и дайте им пояснения

Вопрос: Поясните термин «рабочая ширина передачи» (см. рис.2.21) и запишите ее обозначение. Каким образом деформации валов влияют на неравномерность распределения (концентрацию) нагрузки по длине зуба (см. рис.2.22, б-д). Что учитывает коэффициент $K_{H\beta}$ и что подчеркивает здесь индекс «β»? От чего зависит степень изменения направления зуба и неравномерность распределения (концентрация) нагрузки по длине зуба? Поясните, почему деформации кручения тела шестерни под действием вращающего момента вызывают искривление ее зуба, т.е. изменение направления зуба по ширине венца. Почему коэффициент $K_{H\beta}$ выбирают в зависимости от отношения $\psi_{bd} = b_w / d_1$? Поясните коэффициент $\psi_{ba} = b_w / a_w$, которым задаются при проектном расчете цилиндрических зубчатых передач

Вопрос: Поясните рисунок 2.23. Что учитывают коэффициенты K_{HV} и K_{FV}? Что подчеркивает в этих коэффициентах индекс «V»? Каким образом уменьшают внутреннюю динамическую нагрузку в зацеплении?

Расчетная нагрузка

При работе в зубчатых передачах возникают дополнительные нагрузки, связанные с условиями нагружения, точностью изготовления, жесткостью валов и опор.

В зубчатом зацеплении при работе передачи действуют дополнительные нагрузки, вызываемые условиями нагружения, погрешностями изготовления и податливостью зубьев, валов и опор, упругими перекосами валов, начальными погрешностями изготовления деталей, образующих узел зубчатой передачи. В расчетах это учитывают умножением номинального момента T или силы F на коэффициент нагрузки K, определяя тем самым расчетную нагрузку:

Tр = KT или Fр = KF .

За расчетную нагрузку принимают максимальное значение удельной нагрузки, распределенной по линии контакта зубьев

$$q = F_n K / l_\Sigma$$

F_n – нормальная сила в зацеплении, $K = K_A K_\alpha K_\beta K_V$ – коэффициент расчетной нагрузки, K_A – коэффициент внешней динамической нагрузки, K_α – коэффициент распределения нагрузки между зубьями, K_β – коэффициент концентрации нагрузки, K_V – коэффициент динамической нагрузки, l_Σ – суммарная длина линии контакта зубьев.

Концентрация нагрузки и динамические нагрузки различно влияют на прочность по контактным и изгибным напряжениям. Соответственно различают

в расчетах по контактным напряжениям

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}$$

в расчетах по напряжениям изгиба

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}$$

K_A – коэффициент внешней динамической нагрузки зависит от степени равномерности нагружения двигателя и исполнительного звена.

Значение коэффициента внешней динамической нагрузки K_A (ГОСТ 21354–87)

Режим нагружения двигателя		Режим нагружения ведомой машины			
		1	2	3	4
1	Равномерный	1,00	1,25	1,50	1,75
2	С малой неравномерностью	1,10	1,35	1,60	1,85
3	Со средней неравномерностью	1,25	1,50	1,75	2,00 и выше
4	Со значительной неравномерностью	1,50	1,75	2,00	2,25 и выше

Характерные режимы нагружения двигателей:

1 – равномерный (электродвигатели);

2 – с малой неравномерностью (гидравлические двигатели);

3 – со средней неравномерностью (многоцилиндровые двигатели внутреннего сгорания);

4 – со значительной неравномерностью (одноцилиндровые двигатели внутреннего сгорания).

Характерные режимы нагружения ведомых машин:

1 – равномерный (равномерно работающие ленточные и цепные конвейеры, легкие подъемники, вентиляторы и т.д.);

2 – с малой неравномерностью (неравномерно работающие ленточные и цепные конвейеры для штучных грузов, шестеренчатые и ротационные насосы, главные приводы станков, тяжелые подъемники, крановые механизмы, поршневые многоцилиндровые насосы, станы холодной прокатки и т.д.);

3 – со средней неравномерностью (мешалки для резины и пластмасс, легкие шаровые мельницы, деревообрабатывающие станки, одноцилиндровые поршневые насосы и т.д.);

4 – со значительной неравномерностью (экскаваторы, черпалки, тяжелые шаровые мельницы, дробилки, буровые машины, брикетировочные прессы, станы горячей прокатки и т.д.).

Режим нагружения двигателя		Режим нагружения ведомой машины			
		1	2	3	4
1	Равномерный	1,00	1,25	1,50	1,75
2	С малой неравномерностью	1,10	1,35	1,60	1,85
3	Со средней неравномерностью	1,25	1,50	1,75	2,00 и выше
4	Со значительной неравномерностью	1,50	1,75	2,00	2,25 и выше

Характерные режимы нагружения двигателей:
1 – равномерный (электродвигатели);
2 – с малой неравномерностью (гидравлические двигатели);
3 – со средней неравномерностью (многоцилиндровые двигатели внутреннего сгорания);
4 – со значительной неравномерностью (одноцилиндровые двигатели внутреннего сгорания).
Характерные режимы нагружения ведомых машин:
1 – равномерный (равномерно работающие ленточные и цепные конвейеры, легкие подъемники, вентиляторы и т.д.);
2 – с малой неравномерностью (неравномерно работающие ленточные и цепные конвейеры для штучных грузов, шестеренчатые и ротационные насосы, главные приводы станков, тяжелые подъемники, крановые механизмы, поршневые многоцилиндровые насосы, станы холодной прокатки и т.д.);
3 – со средней неравномерностью (мешалки для резины и пластмасс, легкие шаровые мельницы, деревообрабатывающие станки, одноцилиндровые поршневые насосы и т.д.);
4 – со значительной неравномерностью (экскаваторы, черпалки, тяжелые шаровые мельницы, дробилки, буровые машины, брикетировочные прессы, станы горячей прокатки и т.д.).

При задании нагрузки циклограммой моментов или типовым режимом нагружения, в которых учтены внешние динамические нагрузки, $K_A = 1$

K_α **– коэффициент распределения нагрузки между зубьями-** определяется в зависимости от степени точности $n_{\text{СТ}}$ зубчатых колес по нормам плавности. Он учитывает влияние ошибок окружного шага и направления зубьев на величину l_Σ в ненагруженной передаче. В расчетах на прочность по напряжениям изгиба $K_{F\alpha} = K_{H\alpha}$.

Индекс α у коэффициента связан с тем, что распределение нагрузки между зубьями рассматривается в нормальной плоскости, где определяется угол зацепления α_ω

Для прямозубых передач

$$K_{H\alpha} = 1 + 0{,}06(n_{\text{СТ}} - 5) \leq 1{,}25$$

Для косозубых передач

$$K_{H\alpha} = 1 + \text{С}(n_{\text{СТ}} - 5) \leq 1{,}6$$

С – зависит от твердости поверхностей зубьев

Степень точности зубчатых передач

Точность изготовления зубчатых передач регламентируется ГОСТ 1643 — 81, который предусматривает 12 степеней точности. Каждая степень точности характеризуется тремя показателями:

1) *нормой кинематической точности,* регламентирующей наибольшую погрешность передаточного отношения или полную погрешность угла поворота зубчатого колеса в пределах одного оборота (в зацеплении с эталонным колесом);

2) *нормой плавности работы,* регламентирующей многократно повторяющиеся циклические ошибки передаточного отношения или угла поворота в пределах одного оборота;

3) *нормой контакта зубьев,* регламентирующей ошибки изготовления зубьев и сборки передачи, влияющие на размеры пятна контакта в зацеплении (распределения нагрузки по длине зубьев).

Степень точности выбирают в зависимости от назначения и условий работы передачи. Наибольшее распространение имеют 6, 7 и 8-я степени точности (табл. 8.2).

Степень точности, не ниже	Окружная скорость, м/с, не более		Примечание
	прямозубая	косозубая	
6 (высокоточные)	15	30	Высокоскоростные передачи, механизмы точной кинематической связи — делительные отсчетные и т п.
7 (точные)	10	15	Передачи при повышенных скоростях и умеренных нагрузках или при повышенных нагрузках и умеренных скоростях
8 (средней точности)	6	10	Передачи общего машиностроения, не требующие особой точности
9 (пониженной точности)	2	4	Тихоходные передачи с пониженными требованиями к точности

Стандарт допускает комбинацию степеней точности по отдельным нормам. Например, для тихоходных высоконагруженных передач можно принять повышенную норму контакта зубьев по сравнению с другими нормами, а для быстроходных малонагруженных — повышенную норму плавности и т. п.

Во избежание заклинивания зубьев в зацеплении должен быть боковой зазор. Размер зазора регламентируется *видом сопряжения зубчатых колес*. Стандартом предусмотрено шесть видов сопряжения: *Н*—нулевой зазор; *Е*—малый зазор; С и *D* — уменьшенный зазор; *В*—нормальный зазор; *А* — увеличенный зазор.

При сопряжениях Н, *Е* и С требуется повышенная точность изготовления. Их применяют для реверсируемых передач при высоких требованиях к кинематической точности, а также при наличии крутильных колебаний валов.

Стандарт устанавливает также допуски на межосевые расстояния, перекос валов и некоторые другие

параметры.

K_β – **коэффициент концентрации нагрузки –** Учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии зубьев в зацеплении.

Индекс β принят в связи с тем, что неравномерность распределения нагрузки связана с изменением фактического угла наклона зуба β.

Коэффициент концентрации нагрузки *зависит от угла перекоса зубчатых колес и от податливости сопряженных зубьев.* Угол перекоса, в свою очередь, зависит от *деформации валов вследствие изгиба и упругих смещений опор, от схемы расположения передачи относительно опор*, а для шестерен, нарезанных на валах, - от закрутки вала, которая приводит к искривлению зуба. Относительный перекос сопряженных зубчатых колес вызывает неравномерное распределение нагрузки по длине контактной линии зуба.

Поясним это сложное явление на примере, учитывающем только прогиб валов.

На рис. 8.13 изображено взаимное расположение зубчатых колес при деформированных валах в случаях: симметричного (рис. 8.13, а), несимметричного (рис. 8.13, б) и консольного (рис. 8.13, в) расположения колес относительно опор. Валы прогибаются в противоположные стороны под действием сил в зацеплении.

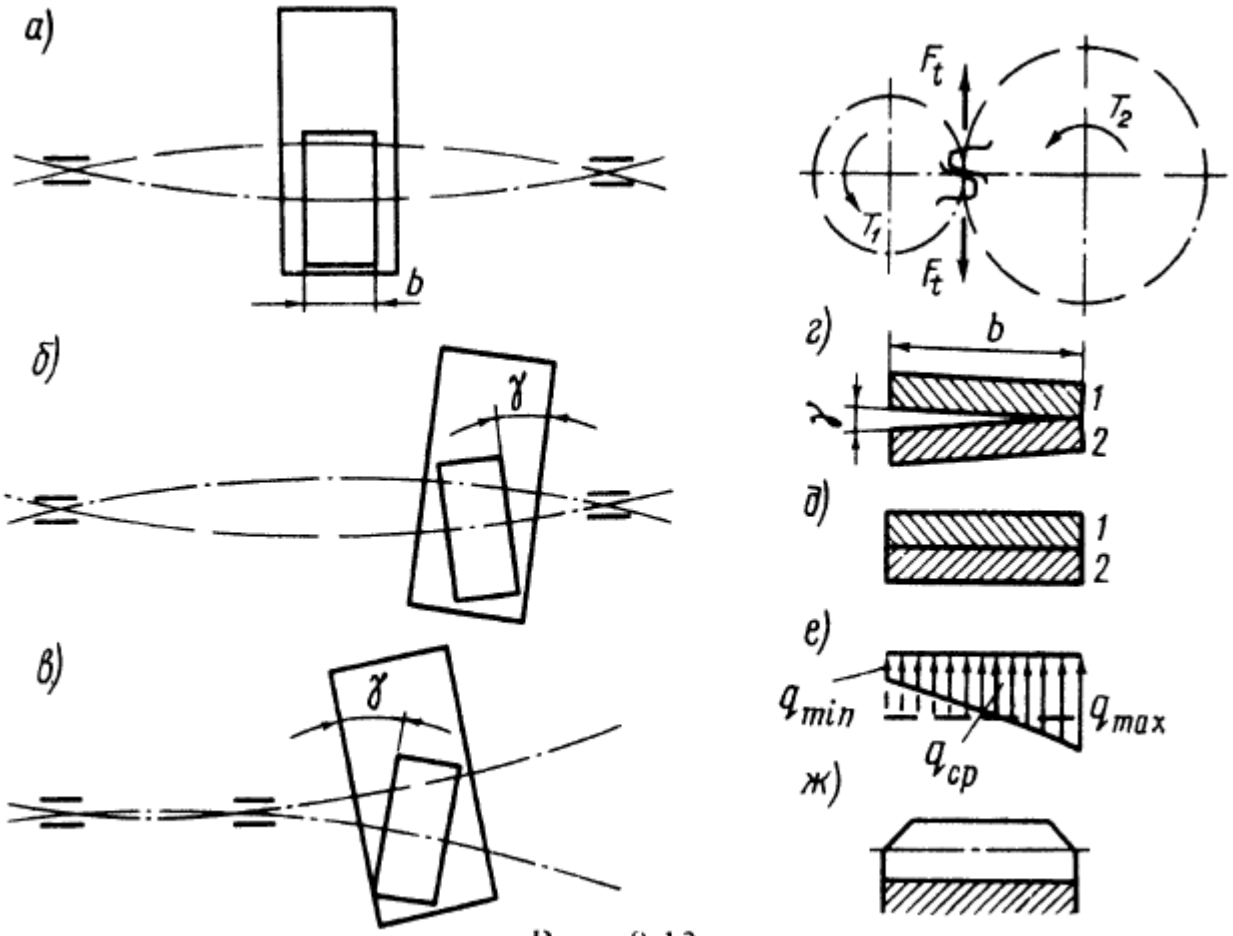


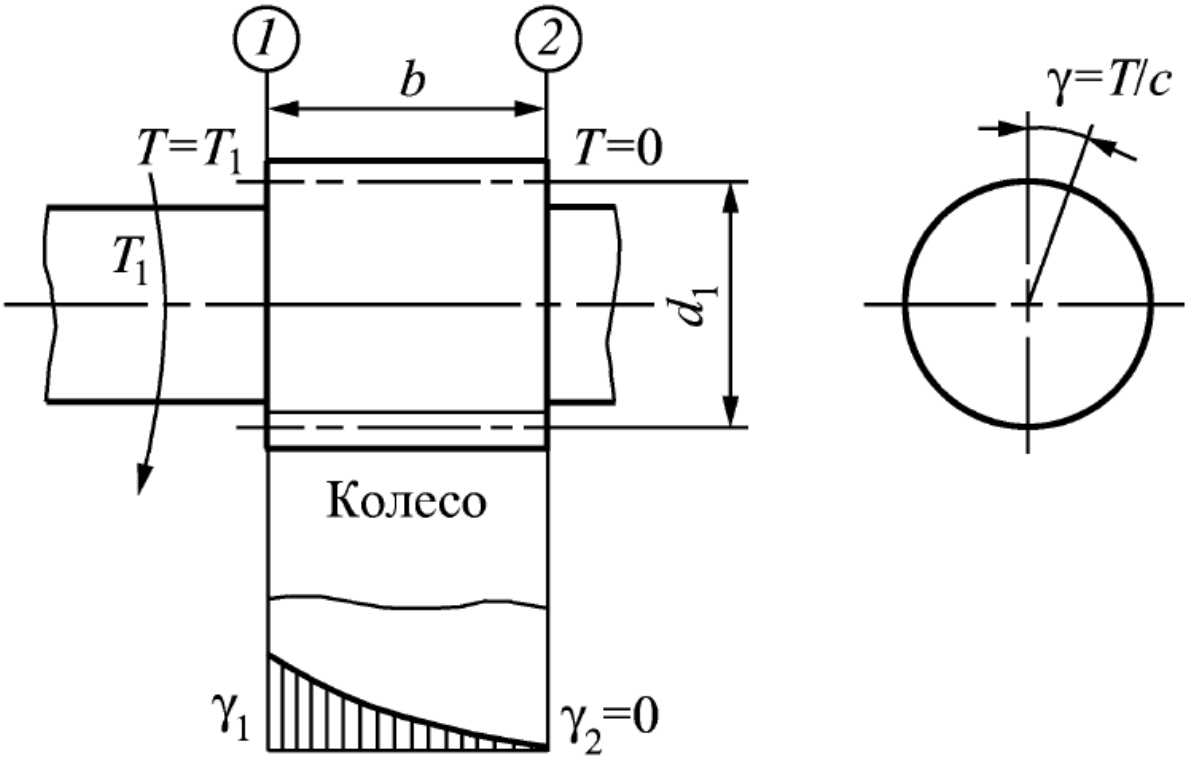
Рис. 8 13

При симметричном расположении опор прогиб валов не вызывает перекоса зубчатых колес и, следовательно, почти не нарушает распределения нагрузки по длине зуба. Это самый благоприятный случай.

При несимметричном и консольном расположении опор колеса перекашиваются на угол γ, что приводит к нарушению правильного касания зубьев. Если бы зубья были абсолютно жесткими, то они соприкасались бы только своими концами (см. рис. 8.13, г, на котором изображено сечение зубьев плоскостью зацепления).

Деформация зубьев уменьшает влияние перекосов и в большинстве случаев сохраняет их соприкасание по всей длине (рис. 8.13, д). Однако при этом нагрузка перераспределяется в соответствии с деформацией отдельных участков зубьев (рис. 8.13, е).

Деформации кручения тела шестерни под действием вращающего момента вызывают искривление зуба - изменение направления зуба по ширине венца. Со стороны подвода момента T_1 на торце 1 шестерни угол γ максимальный ($T = T_1$), а на торце 2 $T = 0$ и деформации кручения отсутствуют: $\gamma = 0$.



Отношение

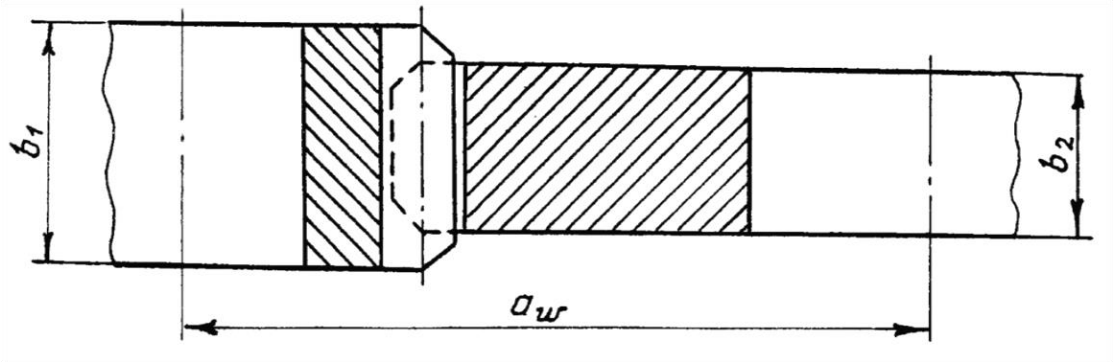
$$K_\beta = {}^{q_{MAX}}/_{q_{\text{СРЕД}}}$$

где $q_{\text{СРЕД}}$ — средняя величина нагрузки.

Неравномерность распределения нагрузки тем больше, чем больше угол перекоса и ширина зубчатых колес и чем меньше угловая жесткость шестерни, выполненная за одно целое с валом.

При прочих равных условиях влияние перекоса зубьев улеличивается с увеличением ширины колес b_w, поэтому ее ограничивают.

Рабочая ширина венца b_w - *Общая часть ширины венцов зубчатых колес цилиндрической передачи, в пределах которой глубина захода зубьев постоянна*



$b_1=b_2+(5…10)$мм; $b_w=b_2$

Рисунок 2.21. Ширины венцов шестерни b_1, колеса b_2 и рабочая ширина передачи b_w

Степень изменения направления зуба и неравномерность распределения нагрузки тем больше, чем больше ширина **b_2** *зубчатого венца колеса и чем меньше угловая жесткость* **C** *тела шестерни, которая зависит от диаметра* d_1.

Поэтому коэффициент $K_{H\beta}$ *выбирают* в зависимости от отношения $\psi_{bd} = {b_w}/{d_1}$ - **коэффициент рабочей ширины передачи относительно делительного диаметра шестерни**

Коэффициент рабочей ширины передачи относительно межосевого расстояния

$$\psi_{ba} = {b_w}/{a_W}$$

Данные коэффициенты связаны

$$\psi_{bd} = {b_w}/{d_1} = 0{,}5 \cdot \psi_{ba} \cdot (i+1)$$

Зубья зубчатых колес имеют *способность прирабатываться*, в результате чего распределение нагрузки становится более равномерным вследствие повышенного местного изнашивания. Способность к приработке понижается с повышением твердости и окружной скорости, вызывающими образование между зубьями устойчивого масляного слоя, защищаемого от износа.

Для уменьшения концентрации нагрузки при высокой твердости зубьев и высоких окружных скоростях рекомендуют применять относительно неширокие колеса или придавать зубьям бочкообразную форму путем изменения глубины врезания по длине зуба.

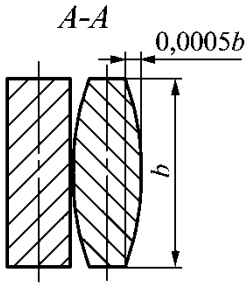


Рис. 14.16

Для выбора $K_{H\beta}$ рекомендуют графики, составленные на основе расчетов и практики эксплуатации: учитывают твердость рабочих поверхностей, различное расположение колес относительно опор, вид подшипников, ширину зубчатого венца.

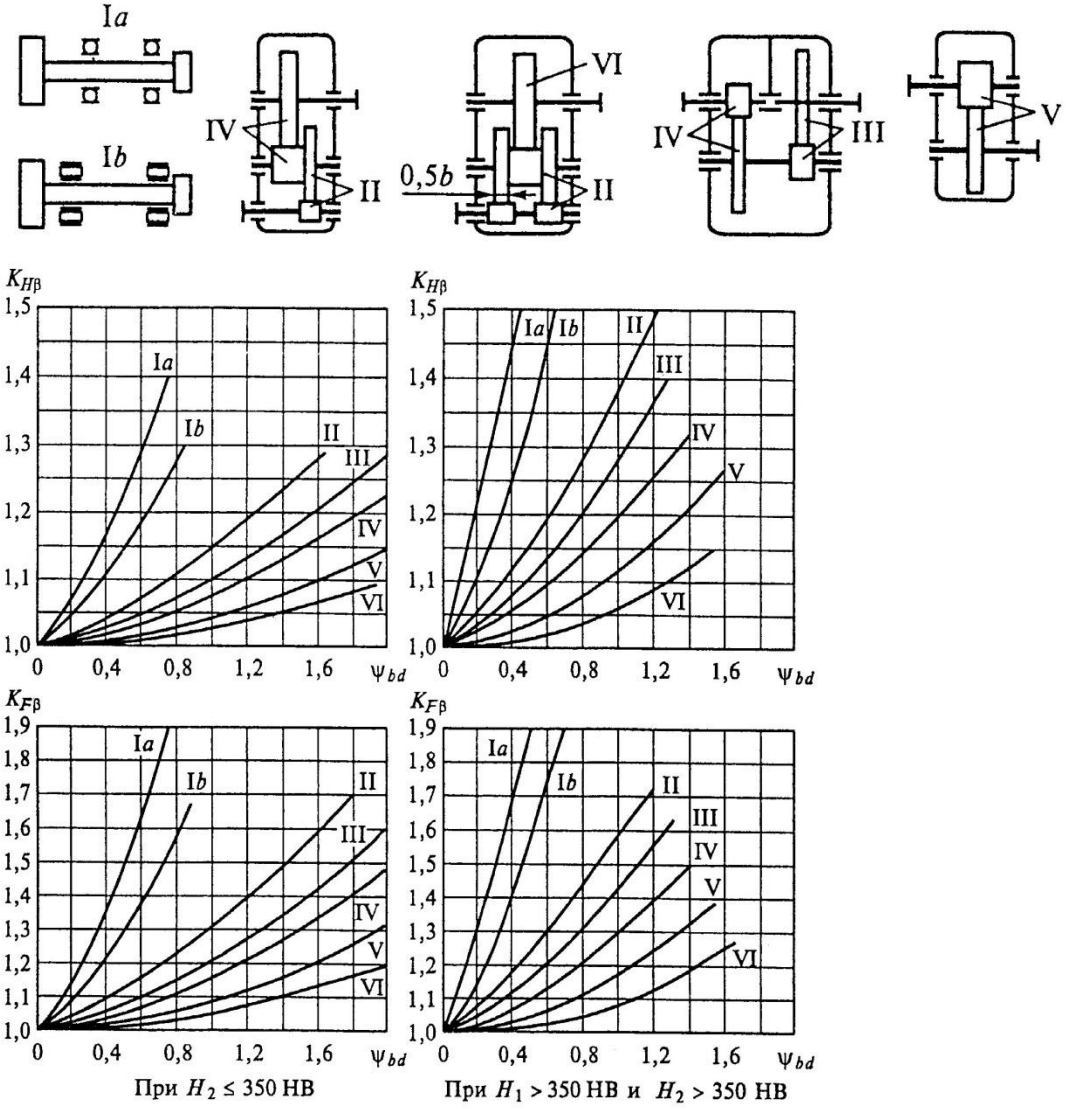


Рисунок 2.23. Приближенные значения коэффициентов концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$

Для снижения значения коэффициента неравномерности распределения нагрузки по длине контактной линии следует *располагать колеса симметрично относительно опор, увеличивать жесткость зубчатых колес, валов, опор (применять роликовые подшипники вместо шариковых), повышать точность изготовления (самих зубчатых колес, отверстий под опоры в корпусах и др.), применять бочкообразные зубья*

Коэффициент $K_{F\beta}$ учитывает *неравномерность распределения напряжений у основания зубьев по ширине зубчатого венца*

Меньшее влияние неравномерности распределения нагрузки на напряжения изгиба ($K_{F\beta}$меньше$K_{H\beta}$ на 15…20%) связано с тем, что напряжения изгиба действуют по всему объему зуба в отличие от контактных напряжений, сосредоточенных на площадке контакта

$\boldsymbol{K_V}$ **– коэффициент динамической нагрузки,** учитывает внутреннюю динамическую нагрузку в зацеплении, связанную с погрешностями шагов зацепления шестерни и колеса.

Индекс V отражает основное влияние на его величину окружной скорости.

Внутренняя динамическая нагрузка в зацеплении (коэффициент $\boldsymbol{K_{HV}}$) связана с ударами зубьев на входе в зацепление вследствие ошибок изготовления шага и деформации зубьев под нагрузкой. Для безударной работы необходимо, чтобы зубья входили в зацепление и выходили из него по линии зацепления, т.е. **чтобы были равны шаги зацепления колес под нагрузкой**. *Если шаг зацепления шестерни меньше шага колеса, то происходит преждевременный вход в зацепление второй пары зубьев и наблюдают* **кромочный** *(по вершине зуба ведомого колеса)* удар. *При шаге зацепления шестерни, большем шага колеса,* происходит запаздывание выхода из зацепления предшествующей пары зубьев, в результате чего последующая пара с ударом входит в контакт не в начале, а в середине рабочего участка линии зацепления - **срединный удар**.

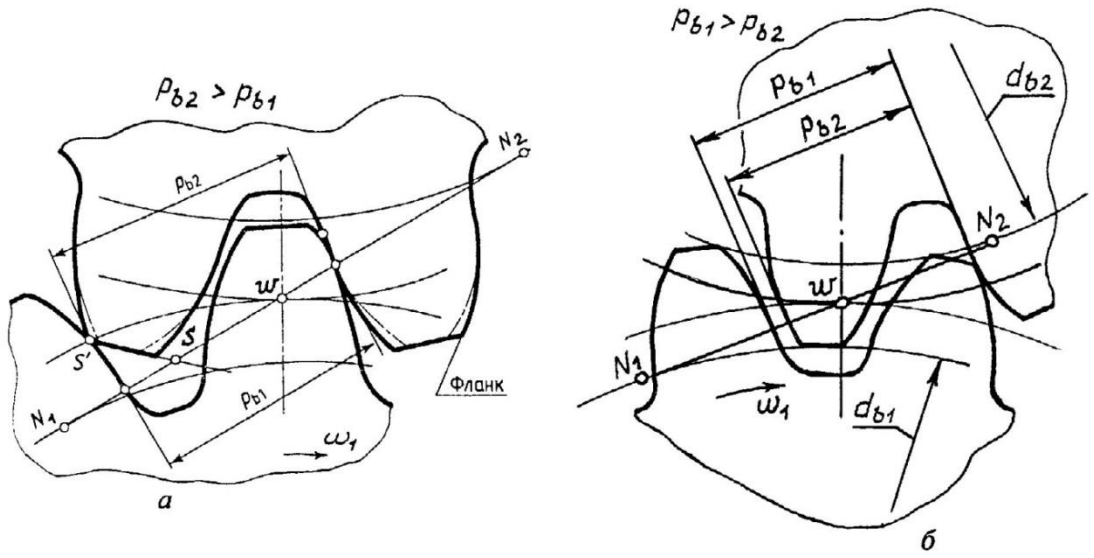


Рисунок 2.23. Схема соударения зубьев: а- кромочный удар; б- срединный удар

Коэффициент $\boldsymbol{K_V}$ определяют

$$K_V = 1 + {}^{q_V}/_{q}$$

q_V - удельная динамическая нагрузка, зависящая от ошибки шага, окружной скорости, упругости системы, присоединённых масс.

q – удельная расчетная рабочая нагрузка в зоне ее наибольшей концентрации.

Коэффициенты внутренней динамической нагрузки $\boldsymbol{K_{HV}}$ *и* $\boldsymbol{K_{FV}}$ принимают в зависимости от **степени точности передачи по нормам плавности, окружной скорости и твердости рабочих поверхностей**. Меньшие значения соответствуют косозубым твердым передачам высокой точности, работающим при малых окружных скоростях.

Для уменьшения внутренней динамической нагрузки следует **повышать точность изготовления по нормам плавности, использовать косозубые или шевронные передачи, применять модификацию головки зуба** (зуб со срезанной вершиной (**флакированные зубья**), срезание производят тоже по эвольвенте)

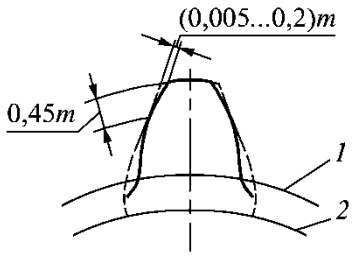


Рис. 14.17

Тема 3. Цилиндрические зубчатые передачи.

3.1. Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача.

3.1.1. Достоинства и недостатки цилиндрической прямозубой зубчатой передачи, особенности зацепления зубьев.

Вопрос: Запишите достоинства и недостатки цилиндрической прямозубой зубчатой передачи. Укажите особенности зацепления прямых зубьев, рассмотрев поле их зацепления на рис. 3.1,д. Какова особенность установки цилиндрической прямозубой зубчатой передачи внутреннего зацепления в корпусе редуктора (см. рис. 3.2,б)?

3.1.2. Геометрические параметры цилиндрической прямозубой зубчатой передачи без смещения и основные способы ее изготовления.

Вопрос: Запишите геометрические параметры цилиндрической прямозубой зубчатой передачи без смещения для двух конструктивных исполнений: передача с внешним зацеплением и передача с внутренним зацеплением. Начертите схемы этих зацеплений (рис. 3.3).

В прямозубой передаче зубья входят в зацепление сразу по всей длине. Из-за неточности изготовления передачи и ее износа процесс выхода одной пары зубьев из зацепления и начало зацепления другой пары сопровождается ударами и шумом, сила которых возрастает с увеличением окружной скорости колес.

Прямозубые передачи применяют при невысоких и средних окружных скоростях; в частности, открытые передачи, как правило, делают прямозубыми.

Цилиндрические зубчатые передачи выполняют с внешним зацеплением и внутренним). Цилиндрические передачи с внешним зацеплением получили наибольшее распространение.

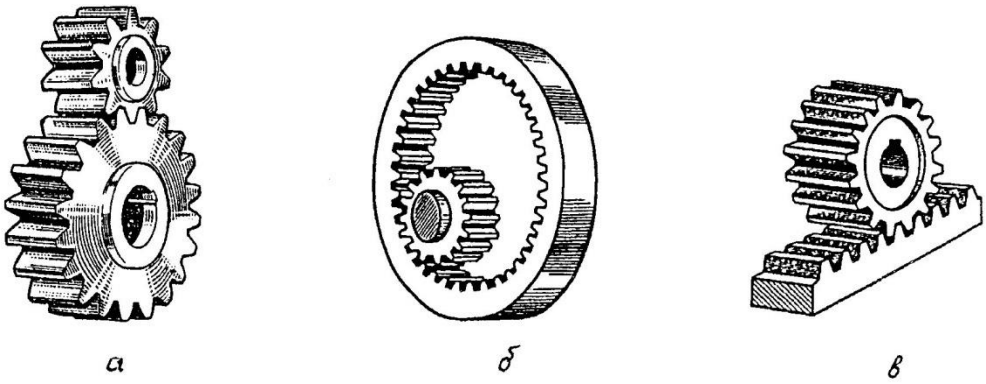


Рис 1. Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача: а- внешнего зацепления; б- внутреннего зацепления; в- передача прямозубое зубчатое колесо — рейка.

Линии пересечения боковых поверхностей зубьев с любой круговой цилиндрической поверхностью, соосной с начальной, называют линиями зубьев. Если линии зубьев параллельны оси зубчатого колеса, то его называют прямозубым, а передачу – цилиндрической прямозубой (рис. 2.2, б).

Если эти линии винтовые постоянного шага, то зубчатое колесо называют косозубым, а передачу – цилиндрической косозубой (рис. 2.2, в). У косозубых зубчатых колёс зубья располагаются не по образующей делительного цилиндра, как у прямозубых, а составляют с ней некоторый угол β . С увеличением угла β наклона зуба повышается нагрузочная способность косозубой передачи, но возрастает осевая сила, действующая на опоры валов. Поэтому угол β в косозубой передаче ограничивают принимая $\beta = 8 \dots 22°$(в коробках передач автомобилей с целью уменьшения шума угол β увеличивают до 40…45°).

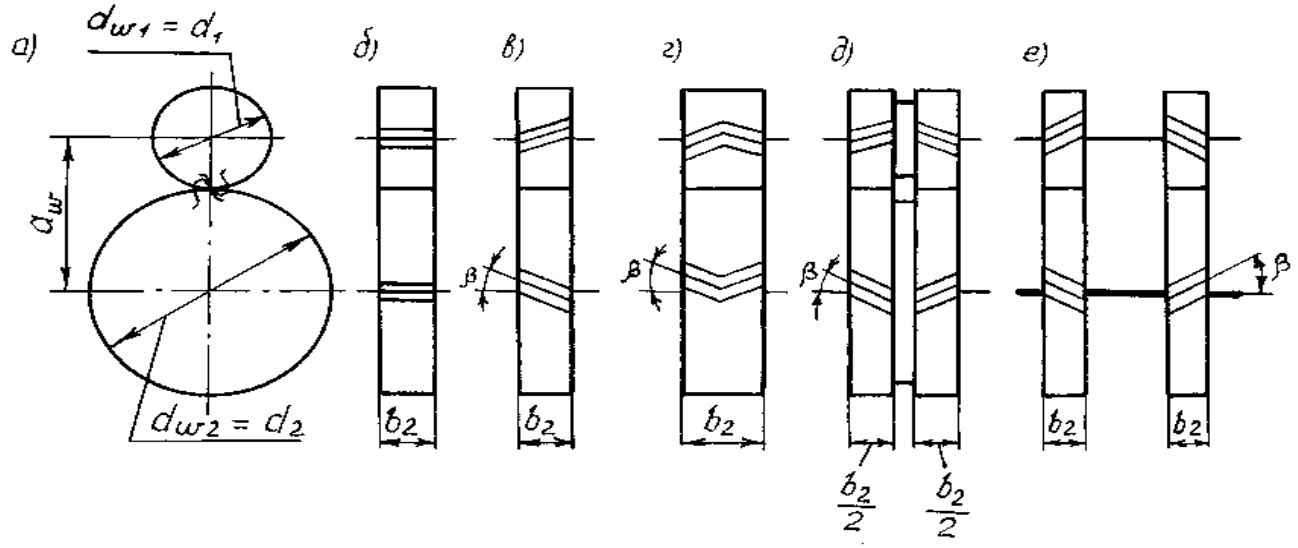


Рис 2 Цилиндрические зубчатые передачи

Разновидностью косозубых зубчатых колёс являются **шевронные зубчатые колёса**: без канавки (рис. 2.2, г) и канавкой для выхода инструмента (рис. 2.2, д). Передачи с шевронными зубчатыми колёсами называют цилиндрическими шевронными. К шевронным передачам относятся и раздвоенные косозубые ступени с противоположным направление зубьев на полушевронах (рис. 2.2, е).

На шевронном зубчатом колесе осевые силы взаимно уравновешиваются и не нагружают опоры вала. Поэтому для шевронных передач принимают $\beta = 25 \dots 45°$((в мощных редукторах– до $45°$).

Профили зубьев зубчатых колёс должны быть такими, чтобы обеспечивалось постоянство передаточного отношения

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}$$

Этому условию наилучшим образом удовлетворяет **эвольвентный профиль**.

Эвольвента круга – это кривая переменной кривизны, очерчиваемая точкой С отрезка АС при его качении без скольжения по окружности диаметром d_b . *Эту окружность называют* **основной d_b**.

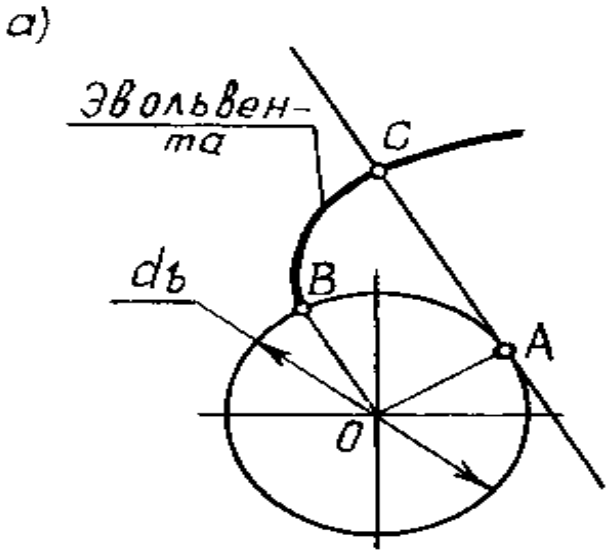


Рис 3 - Схема образования эвольвенты

Эту окружность называют **основной d_b**. Так как при качении без скольжения отрезка АС по основной окружности точка С совпадает с точкой В, то длина отрезка АС равняется длине дуги АВ. Отрезок АС является **радиусом кривизны эвольвенты** в точке С.

Эвольвентный профиль *допускает простое нарезание зубьев инструментом с прямолинейными режущими кромками*. При этом *одним инструментом нарезают зубчатые колёса одного модуля с различным числом зубьев*.

Наиболее распространенным **методом нарезания цилиндрических зубчатых колёс** является **метод обкатки (огибания)** с помощью **рейки-гребёнки или червячной фрезы**. Нарезание происходит в процессе принудительного зацепления *инструмента реечного типа* с заготовкой на зуборезном станке. Инструменту дополнительно сообщается движение, обеспечивающее процесс резания.

Исходный контур зубчатой рейки

Зуборезный инструмент реечного типа профилируют по контуру так называемой **инструментальной рейки**. На рис. 4 сплошной линией показан *производящий контур инструментальной рейки*. Прямая С-С, для которой толщина зуба равна ширине впадины, называется **делительной прямой рейки**.

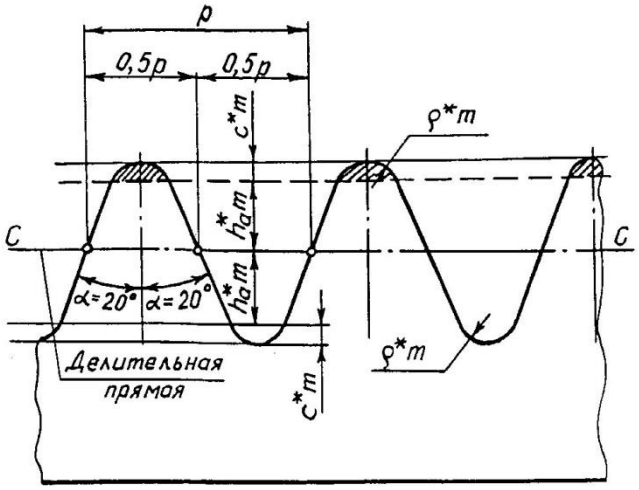


Рисунок 4 - Инструментальная рейка

Часть инструментальной рейки, ограниченная штриховой линией, называется **исходным контуром рейки**. Эвольвентную часть зуба нарезает только исходный контур, а часть зуба рейки выше исходного контура (на рис. заштрихована) образует галтель зуба и соответствующую глубину впадины нарезаемого зубчатого колеса.

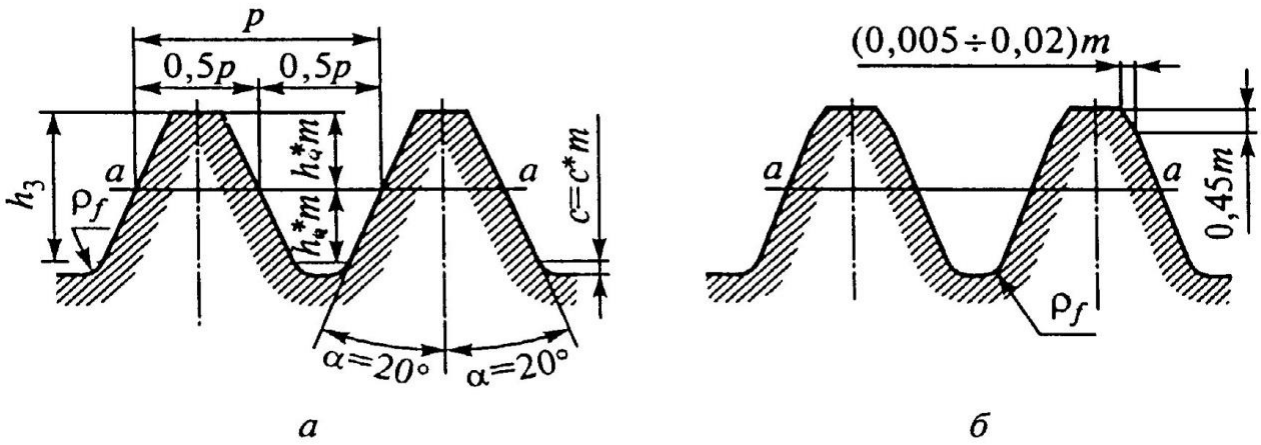


Рисунок 3.4. Исходный контур: а- для нефланкированных зубчатых колес; б- для фланкированных зубчатых колес

В целях унификации эвольвентных зубчатых колёс **параметры исходного контура рейки стандартизированы** (**ГОСТ 13755-81**):

$\alpha = 20°$- угол профиля;

$h_a^* = h_a/m = 1$- коэффициент высоты головки зуба (здесь h_a - высота головки зуба; m - модуль);

(***Основной модуль*** m - *Линейная величина, в π раз меньшая основного окружного шага зубьев эвольвентного цилиндрического зубчатого колеса*)

$c^* = c/m = 0.25$- коэффициент радиального зазора (c - радиальный зазор);

$\rho_f^* = \rho_f/m = 0.38$ - коэффициент радиуса скругления у корня (основания) зуба (ρ_f - радиус скругления у основания зуба).

В технической литературе находит применение коэффициент $h^* = h\ /m = 2.25$, называемый коэффициентом высоты зуба (здесь h - высота зуба).

Основы нарезания зубьев методом обкатки

Рейка представляет частный случай зубчатого колеса, у которого число зубьев обращается в бесконечность ($z \to \infty$), при этом начальная окружность колеса обращается в прямую линию, называемую **начальной прямой**. При работе реечной передачи начальная прямая рейки перекатывается без скольжения по начальной окружности колеса (рис. 8.12; 1 — начальная прямая). Профиль зуба рейки прямобочный, трапециевидной формы с углом заострения $2\alpha_W$

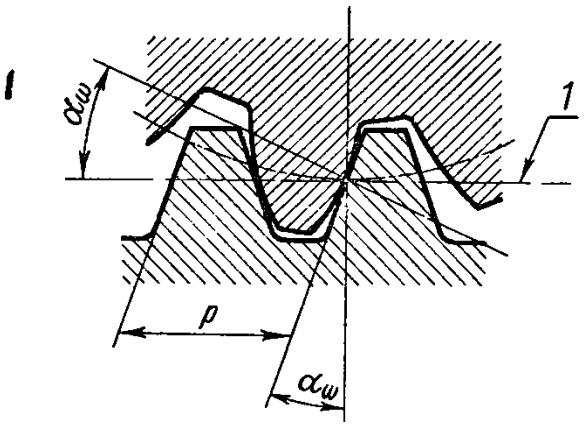


Рис. 8.12. Зацепление шестерни с рейкой

Зацепление эвольвентного зубчатого колеса с рейкой положено в основу нарезания зубчатых колес **методом обкатки**; при этом рейка используется в качестве режущего инструмента. Чтобы прямолинейная режущая кромка зуба инструментальной рейки 1 (рис. 8.13) могла обрабатывать эвольвентный профиль зуба, нужно ее положение в отношении нарезаемого зуба все время изменять. Такое движение называется *движением обкатки, а процесс нарезания зуба — нарезанием по методу обкатки.*

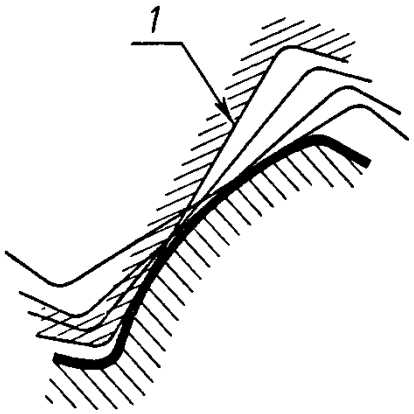


Рис. 8.13. Движение зуба рейки при нарезании методом обкатки

В процессе нарезания (рис. 8.14) заготовка вращается вокруг своей оси, а инструментальная рейка 1 совершает возвратно-поступательное движение параллельно оси заготовки 2 по принципу **долбяка** и поступательное движение параллельно касательной к ободу заготовки. *Начальная окружность нарезаемого колеса (см. рис. 8.12) делится шагом рейки 1 на z равных частей, благодаря чему она получила* **название делительной окружности**. На делительной окружности шаг ***P*** и угол зацепления α_W нарезаемого колеса равны шагу и углу профиля α инструментальной рейки.

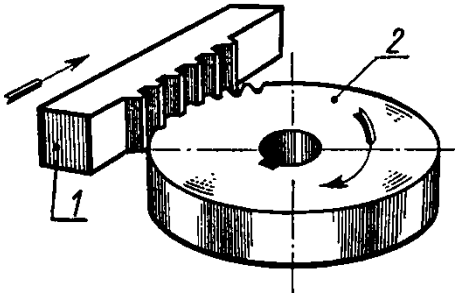


Рис. 8.14. Схема нарезания зубьев методом обкатки

Изготовление зубчатых колес

Заготовки зубчатых колес получают литьем, ковкой в штампах или свободной ковкой в зависимости от материала, формы и размеров. Зубья колес изготовляют ***накатыванием, нарезанием, реже литьем.***

Накатывание зубьев. Применяется в массовом производстве. Предварительное формообразование зубьев цилиндрических и конических колес производится **горячим накатыванием.** Венец стальной заготовки нагревают токами высокой частоты до температуры ~ 1200 °С, а затем обкатывают между колесами-накатниками. При этом на венце выдавливаются зубья. Для получения колес более высокой точности производят последующую механическую обработку зубьев или холодное накатывание — калибровку.

Холодное накатывание зубьев применяется при модуле до 1 мм. **Зубонакатывание** — высокопроизводительный метод изготовления колес, резко сокращающий отход металла в стружку.

Нарезание зубьев. Существует два метода нарезания зубьев: **копирование и обкатка**. **Метод копирования** заключается в прорезании впадин между зубьями модульными фрезами (рис. 8.16): дисковыми (а) или пальцевыми (б). После прорезания каждой впадины заготовку поворачивают на шаг зацепления. Профиль впадины представляет собой копию профиля режущих кромок фрезы, отсюда и название — метод копирования. **Метод копирования** — малопроизводительный и неточный, применяется преимущественно в ремонтном деле.

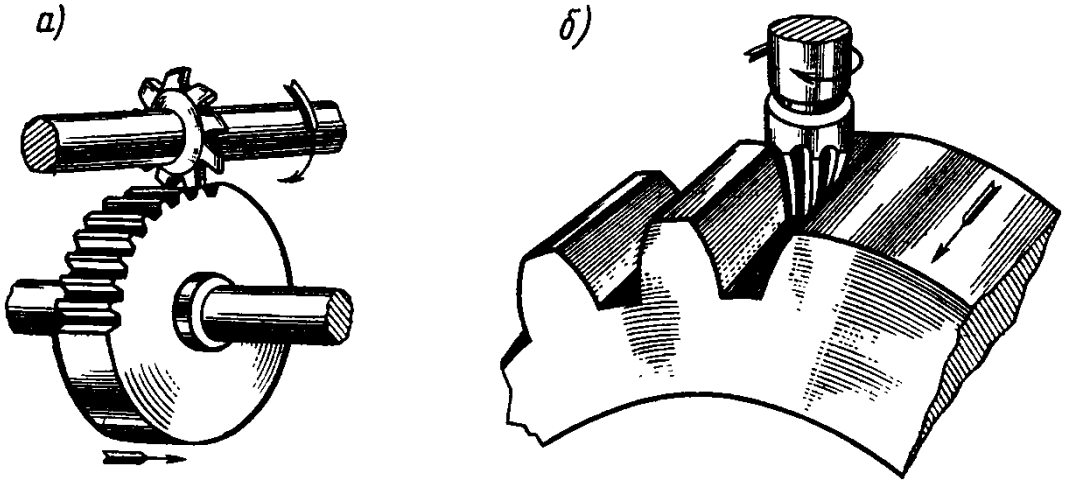


Рис. 8.16. Нарезание зубьев методом копирования

Нарезание зубьев методом обкатки основано на воспроизведении зацепления зубчатой пары, одним из элементов которой является режущий инструмент — **червячная фреза (рис. 8.17, а), долбяк (рис. 8.17, б) или реечный долбяк — гребенка** (см. рис. 8.14). Червячная фреза имеет в осевом сечении форму инструментальной рейки. При нарезании зубьев заготовка и фреза вращаются вокруг своих осей, обеспечивая непрерывность процесса.

Нарезание зубьев червячными фрезами широко *применяют для изготовления цилиндрических колес с внешним расположением зубьев*. Для нарезания колес с внутренним расположением зубьев применяют **долбяки**. **Гребенками** нарезают прямозубые и косозубые колеса с большим модулем зацепления.

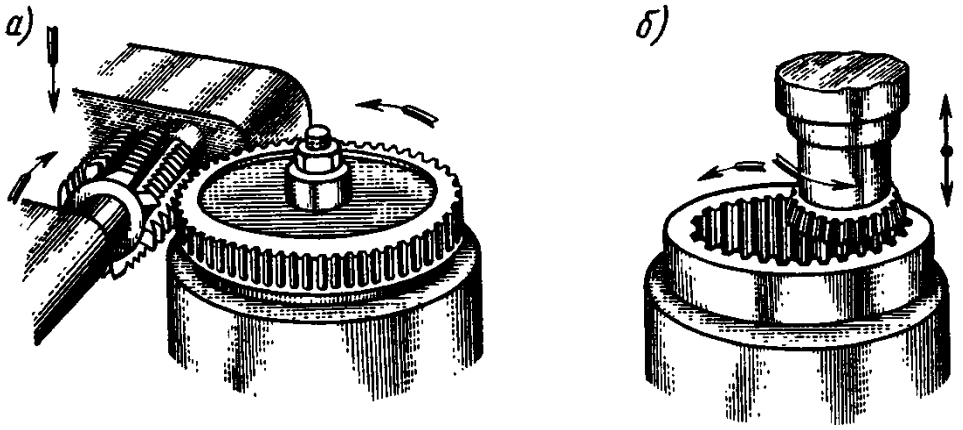


Рис. 8.17. Нарезание зубьев методом обкатки

Нарезание зубьев конических колес *методом обкатки производится строганием (рис. 8.18, а), фрезерованием (рис. 8.18,б), инструментом с прямобочным профилем или резцовыми головками .*

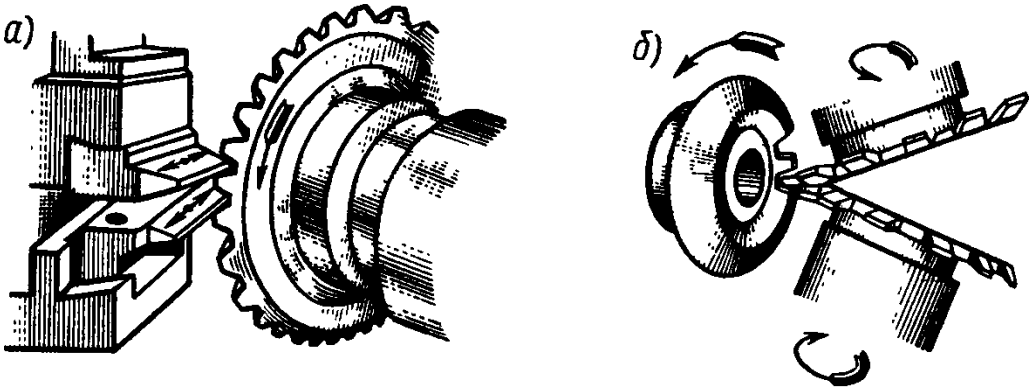


Рис. 8.18. Нарезание конических колес

Отделка зубьев. Зубья точных зубчатых колес после нарезания подвергают отделке *шевингованием, шлифованием, притиркой или обкаткой*.

Шевингование применяют для тонкой обработки незакаленных колес. Выполняют инструментом — **шевером**, имеющим вид зубчатого колеса с узкими канавками на поверхности зубьев. Вращаясь в зацеплении с обрабатываемым колесом, шевер снимает режущими кромками канавок волосообразные стружки с зубьев колеса.

Шлифование применяют для обработки закаленных зубьев. Выполняют шлифовальными кругами способом копирования или обкатки.

Притирку используют для отделки закаленных зубьев колес. Выполняют **притиром** — чугунным точно изготовленным колесом с использованием притирочных абразивных паст.

Обкатка применяется для сглаживания шероховатостей на рабочих поверхностях зубьев незакаленных колес. В течение 1...2 мин зубчатое колесо обкатывается под нагрузкой с эталонным колесом большой твердости.

Геометрия и основные параметры зубчатого зацепления цилиндрических прямозубых зубчатых колёс

Рассмотрим эвольвентное зацепление прямозубой цилиндрической зубчатой передачи (рис. 1). Центры O_1 и O_2 **основных окружностей** диаметрами d_{b1} и d_{b2} расположены на **расстоянии** a_w друг от друга.

При повороте эвольвент (т.е. зубьев) точка их касания перемещается по прямой N_1N_2, называемой **линией зацепления**. Линия зацепления является общей касательной к двум основным окружностям, а в точке касания эвольвент – нормалью к ним.

Точку *W* пересечения линии зацепления N_1N_2 с линией центров O_1O_2, называют **полюсом зацепления**.

Окружности, концентричные основным окружностям, проходящие через полюс зацепления *W*, при обеспечении касания эвольвент перекатываются друг по другу без скольжения: они являются центроидами и их называют **начальными окружностями с диаметрами** d_{w1} и d_{w2} .

Угол, образованный линией зацепления и прямой, перпендикулярной к линии центров (**межосевой линии**), называют **углом зацепления α_w** .

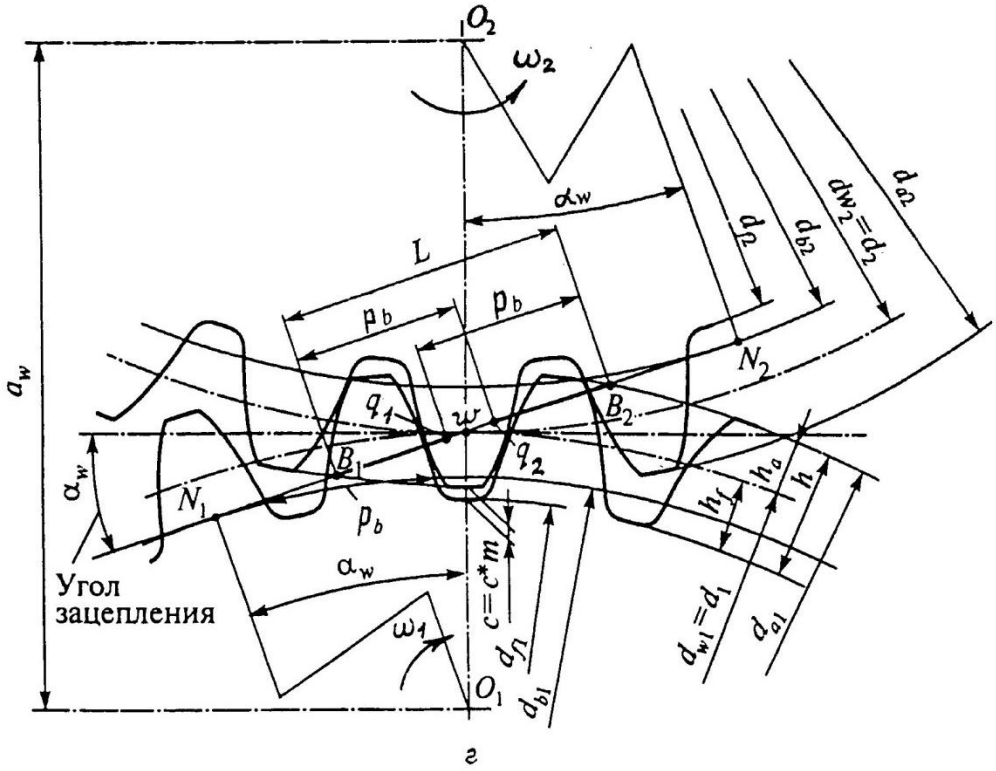


Рисунок Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача г- эвольвентное внешнее зацепление без смещения

Так как радиусы основных окружностей – это перпендикуляры O_1N_1 и O_2N_2 , опущенные из центров O_1 и O_2 на их общую касательную, то из прямоугольных треугольников O_1N_1W и O_2N_2W:

$$\frac{d_{b1}}{2} = \frac{d_{w1}}{2}\cos\alpha_w\,;\ \frac{d_{b2}}{2} = \frac{d_{w2}}{2}\cos\alpha_w$$

Или

$$d_{b1} = d_{w1}\cos\alpha_w\,;\ d_{b2} = d_{w2}\cos\alpha_w$$

Соответственно шаги связаны зависимостью

$$p_b = p_w \cos \alpha_w$$

При вращении шестерни 1 по часовой стрелке (см. рис.) контакт одной пары зубьев начинается в точке B_1 и заканчивается в точке B_2 . Отрезок B_1B_2 линии зацепления N_1N_2 носит название **активной линии зацепления**. Длину её обозначают **L** .

Точки B_2 и B_2 находят пересечением линии зацепления N_1N_2 **окружностей вершин** соответственно шестерни 1 и колеса 2.

Таким образом, длина L активной линии зацеплении зависит от высоты головок зубьев или, иначе, от **диаметров окружностей вершин** d_{a1} , d_{a2} Размеры высоты головок зубьев могут быть большими, чем показаны на рис. , но не должны выходить за пределы окружностей, описанных из центров O_1 и O_2 , проходящих через точки N_1 и N_2 . Отрезок N_1N_2 определяет *предельную длину линии зацепления*:

$$N_1N_2 = a_w \sin \alpha_w$$

Так как линия зацепления N_1N_2 не меняет своего положения при вращении зубчатых колёс и всё время проходит через **полюс зацепления W** , то *передаточная функция* (**передаточное отношение**) i от зубчатого колеса 1 к зубчатому колесу 2, равная

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{O_2W}{O_1W}$$

при их вращении остаётся постоянной.

Если записать

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{d_{b2}}{d_{b1}}$$

то из этого следует вывод, что передаточное отношение i не зависит от угла зацепления α_w , а только от **диаметров d_{b1} и d_{b2} основных окружностей**. Поэтому при изменении межосевого расстояния a_w зубчатой пары передаточное отношение i не изменяется, если при этом сохранены диаметры основных окружностей.

Таким образом, угол зацепления α_w сопряжённых эвольвентных зубчатых колёс определяется только после их сборки.

При расчёте параметров зубчатой передачи с эвольвентным зацеплением параметрам шестерни приписывают индекс 1, а параметрам колеса – индекс 2.

Кроме того, различают индексы, относящиеся:

w - к **начальной** поверхности или к окружности;

b - к **основной** поверхности или к окружности;

a - к поверхности или к окружности **вершин и головок зубьев**;

f - к поверхности или к окружности **впадин и ножек зубьев**.

Параметрам, относящимся к **делительной** поверхности или окружности, дополнительного индекса не приписывают.

В качестве основного параметра зубчатого зацепления прямозубой передачи принят **модуль** зубьев m (мм):

$$m = p/\pi$$

где p - **окружной делительный шаг** (равный шагу исходной зубчатой рейки).

Окружной делительный шаг p измеряется на дуге делительной окружности шестерни и колеса. На делительной окружности зубчатого колеса, нарезанного без смещения инструмента, толщина зуба равна ширине впадины, а их сумма равна шагу p. *Делительная окружность зубчатого колеса является базой для определения формы и размеров зубьев*.

При нарезании прямозубых зубчатых колёс реечным инструментом, например, *червячной фрезой или долбяком* методом **огибания (обкатки)**, кинематическая цепь зуборезного станка настраивается так, чтобы делительная прямая рейки С-С катилась по делительной окружности нарезаемого зубчатого колеса и являлась начальной прямой. В данном случае зубчатые колеса **будут нарезаны без смещения и делительный шаг у них будет равен делительному шагу p рейки**.

Тогда параметры цилиндрической прямозубой передачи, состоящей из шестерни 1 и колеса 2, нарезанных без смещения режущего инструмента, при

$h_a^* = h_a/m = 1$, $c^* = c/m = 0.25$:

диаметры делительных окружностей (делительные диаметры)

$$d_{1(2)} = m \cdot z_{1(2)}$$

высота головки зуба

$$h_{a1(2)} = h_a^* m = m$$

диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2h_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2m$$

высота ножки зуба

$$h_{f1(2)} = (h_a^* + c^*)m = (1 + 0.25)m = 1.25m$$

диаметры окружностей впадин зубьев

$$d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2h_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2.5m$$

угол зацепления

$$\alpha_w = \alpha = 20°$$

диаметры начальных окружностей (начальные диаметры)

$$d_{w1(2)} = d_{1(2)}$$

диаметры основных окружностей (основные диаметры)

$$d_{b1(2)} = d_{1(2)} \cos \alpha_w$$

межосевое расстояние

$$a_w = 0{,}5(d_{w2} + d_{w1}) = 0{,}5(d_2 + d_1) = 0{,}5m \cdot (z_2 + z_1)$$

Для внутреннего зацепления

$$a_w = 0{,}5(d_{w2} - d_{w1}) = 0{,}5(d_2 - d_1) = 0{,}5m \cdot (z_2 - z_1)$$

Значение a_w принимают из ряда **нормальных линейных размеров** *Ra40.*

$$d_1 = \frac{u \pm 1}{2a_w}$$

Знак «- » - для внутреннего зацепления.

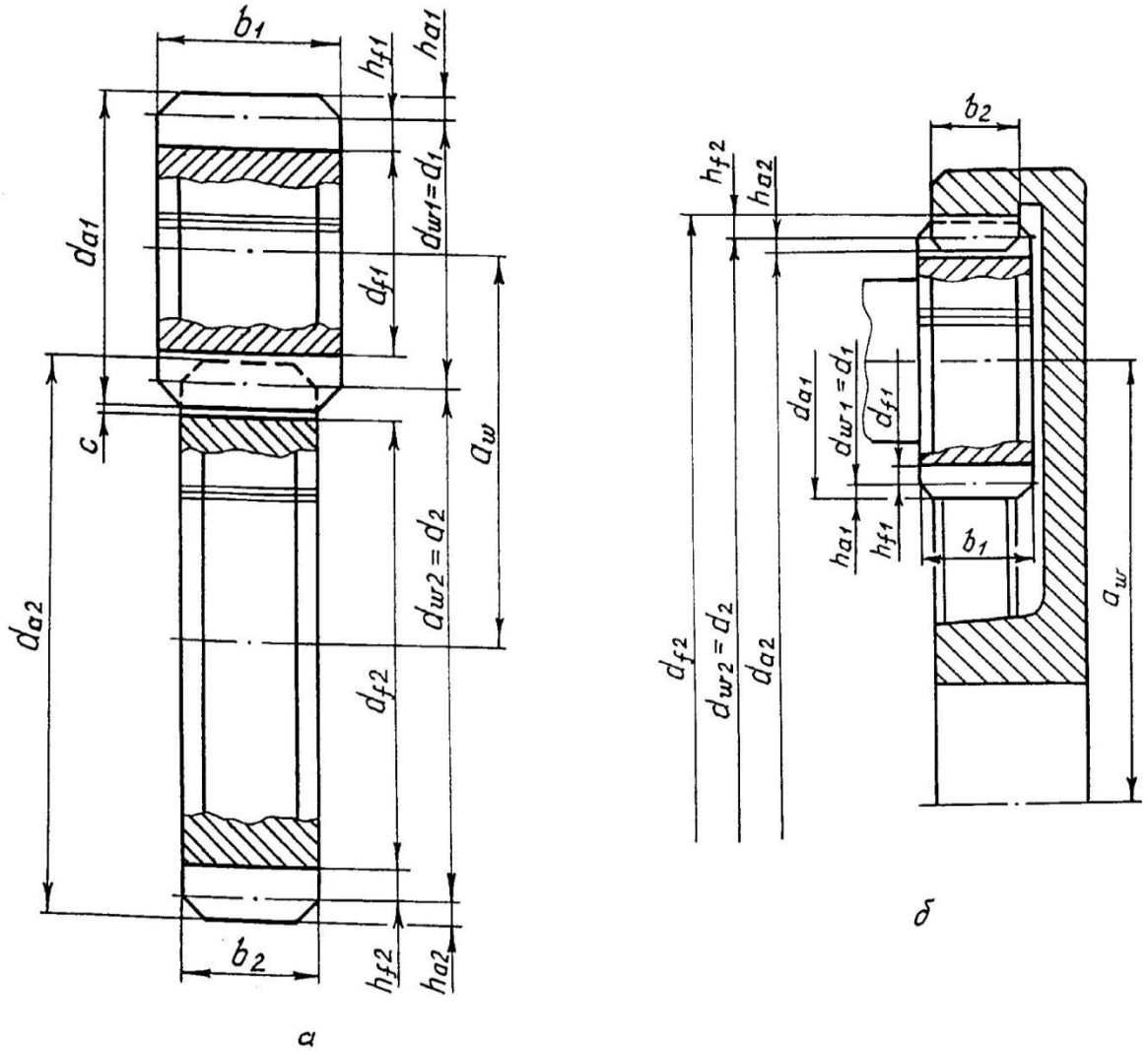


Рисунок 3.3. Геометрические размеры цилиндрической прямозубой зубчатой передачи внешнего (а) и внутреннего (б) зацепления

Особенности зацепления прямозубой цилиндрической зубчатой пары.

При вращении прямозубых зубчатых колёс зубья касаются по прямой линии, называемой **линией контакта**. Эта линия перемещается в **поле зацепления**, представляющего собой прямоугольник со сторонами L и b_w (рис.), где L - **длина активной линии зацепления**, а b_w - **рабочая ширина передачи**. Пусть в поле зацепления находятся две пары зубьев: одна пара q_1 в начале поля зацепления и вторая пара q_2 в средней части поля (при этом $p_b < L$).

При вращении зубчатых колёс линии контакта зубьев движутся от точки B_1 к точке B_2 в направлении стрелки (рис.). Когда вторая пара зубьев придёт на границу поля (точка B_2), первая пара займёт положение q_1 . При дальнейшем движении на участке q_1q_2 (заштрихован) **зацепляется только одна пара зубьев**. Когда пара зубьев B_1 займёт положение q_2 , в этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев и снова начнётся **двухпарное зацепление**. *Зона однопарного зацепления располагается посередине зуба или в районе полюса зацепления W* (см. рис.).

В **зоне однопарного зацепления** зуб передаёт полную нагрузку F_n , а в з**онах двухпарного зацепления** – приближённо $F_n/2$(см. рис).

Наличие зоны однопарного зацепления снижает нагрузочную способность прямозубой передачи и является одним из существенных её недостатков.

Размер зоны однопарного зацепления зависит от величины коэффициента торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = L/p_b$$

По условию непрерывности зацепления и плавности хода передачи должно быть

$$\varepsilon_\alpha > 1$$

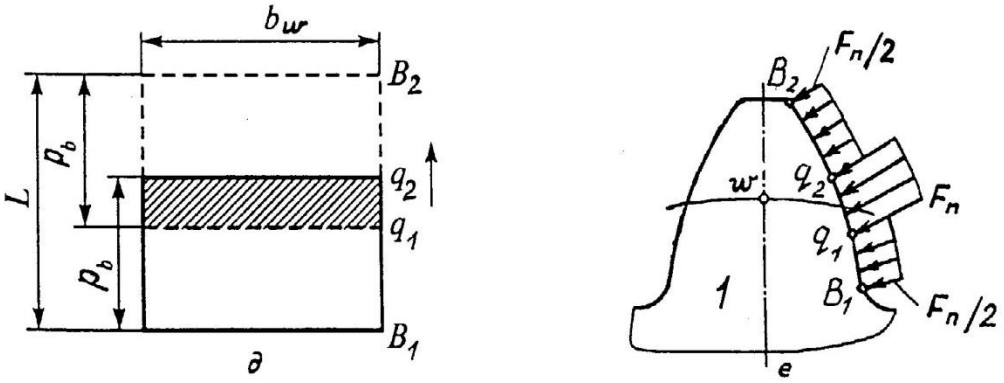
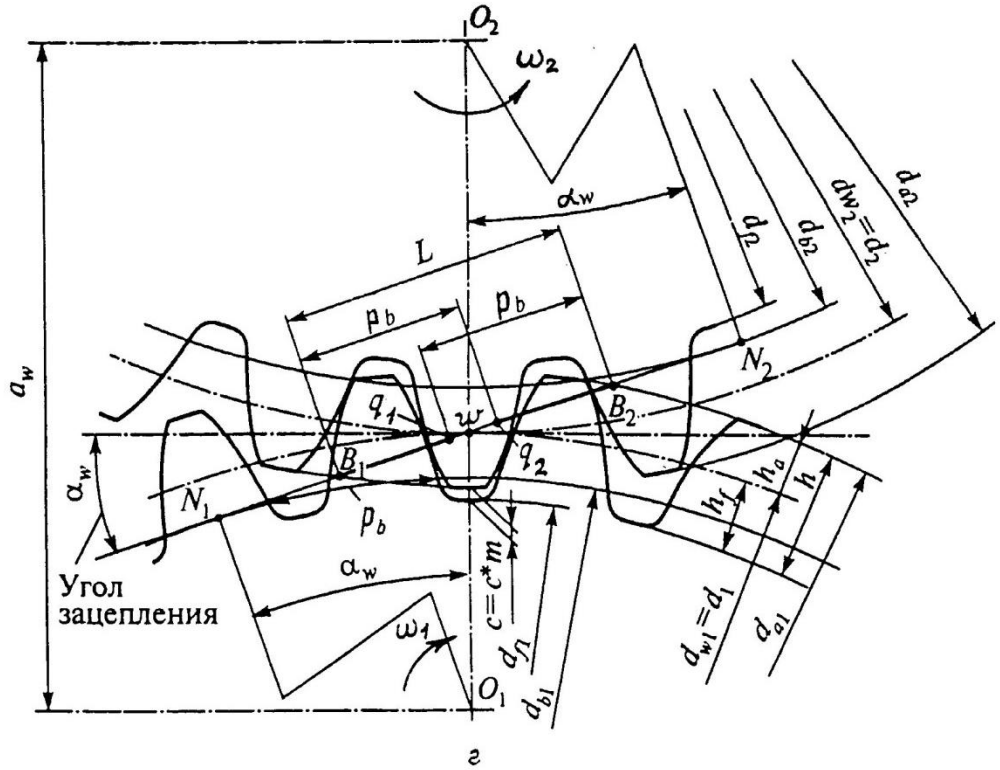


Рисунок Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача: д- поле зацепления; е- распределение нагрузки на рабочей поверхности зуба


O_2
ω_2
α_w
L
p_b
p_b
d_2
d_{b2}
$dw_2=d_2$
d_{a2}
a_w
N_2
q_1
w
B_2
B_1
q_2
α_w
N_1
p_b
h_f
h_a
h
Угол
зацепления
α_w
$c=c^*m$
d_f
d_{b1}
$d_{w1}=d_1$
d_{a1}
ω_1
O_1

г

3.1.3. Цилиндрические прямозубые зубчатые колеса и передачи со смещением.

Вопрос: Начертите форму зуба зубчатого колеса в зависимости от смещения инструмента (рис. 3.10). С какой целью применяют высотное и угловое смещение в зубчатых передачах? Запишите геометрические параметры цилиндрической прямозубой зубчатой передачи с высотным смещением.

Смещение инструмента при нарезании зубьев прямозубых цилиндрических зубчатых колёс.

При нарезании зубчатых колёс реечным инструментом методом обкатки наибольшее распространение получил **метод огибания**.

При реечном инструменте кинематическая цепь зуборезного станка настраивается таким образом, чтобы начальная прямая рейки С-С (рис. 2.3, *б*) катилась по делительной окружности нарезаемого зубчатого колеса (рис. 2.5,а).

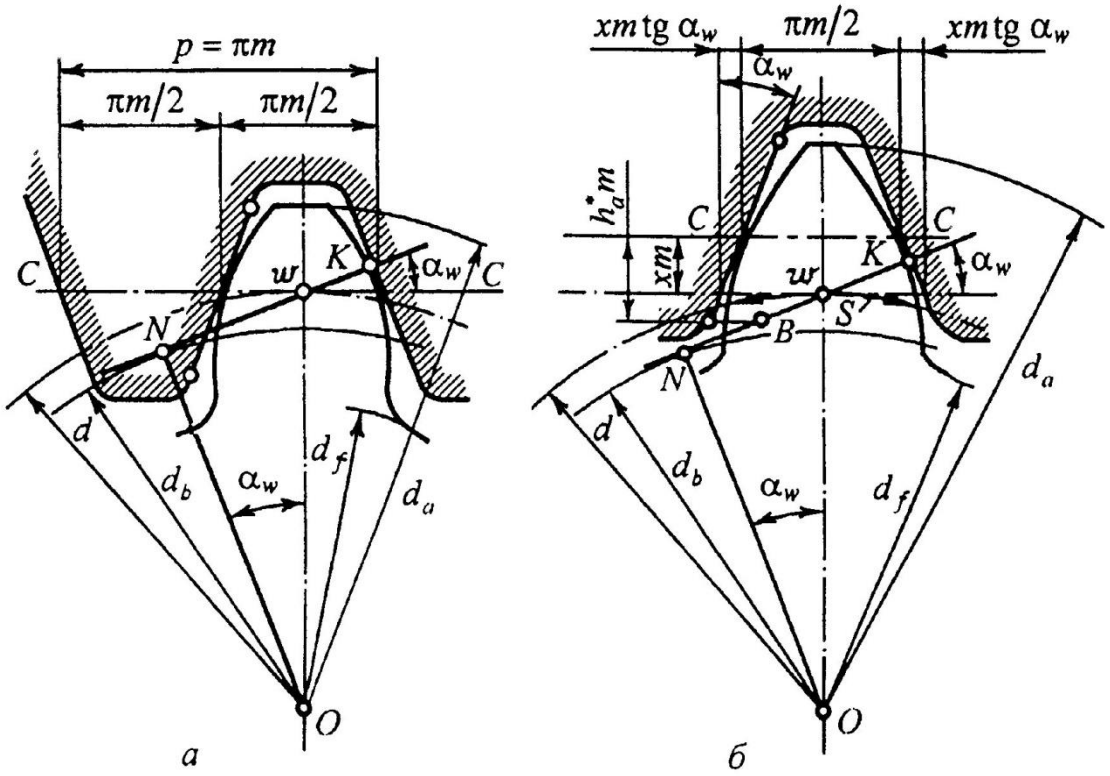


Рисунок 3.9. Станочное зацепление реечного инструмента с нарезаемым зубчатым колесом а- без смещения; б- со смещением, равным +xm

В зависимости от положения реечного инструмента относительно заготовки зубчатого колеса начальной прямой может быть делительная прямая инструментальной рейки (рис. 3,9,а) или некоторая прямая, параллельная делительной прямой С-С рейки и смещённая относительно её на величину $\pm xm$, где x - коэффициент смещения исходного контура (рис. 2.5, *б*).

Изменение формы зуба при нарезании со смещением называют модификацией профиля (ранее корригированные зубчатые колеса)

Положительным считают смещение делительной прямой С-С исходного контура от центра нарезаемого зубчатого колеса ($+xm$), отрицательным – к центру ($-xm$).

При положительном смещении исходного контура рейки ($x > 0$) увеличиваются диаметры окружностей вершин зубьев d_a и впадин d_f :

$$d_a = d \quad + 2m + 2xm$$
$$d_f = d \quad - 2.5m + 2xm$$

Диаметры делительной d и основной d_b окружностей остаются без изменения, так как не изменяется число зубьев Z. При $x > 0$ толщина зуба S по делительной окружности увеличивается на величину $2xm \cdot tg\alpha_W$:

$$S = \frac{\pi m}{2} + 2xm \cdot tg\alpha_W$$

Зубчатые колёса с положительным смещение имеют более толстые основания зубьев и большие радиусы кривизны эвольвент профиля Это увеличивает несущую способность передачи, исключает подрезание зубьев у основания при малом числе зубьев.

Недостаток положительного смещения – уменьшение толщины S_a вершин зубьев. При больших смещениях возможно недопустимое заострение вершины зуба $S_a < 0.25m$.

Отрицательное смещение инструмента ($x < 0$) сопровождается явлениями обратного характера. У зубчатых колёс с малым числом зубьев возможно их подрезание при отрицательном смещении, т.е. срезание части эвольвенты вблизи основной окружности (см. рис. 2.5, *в*).

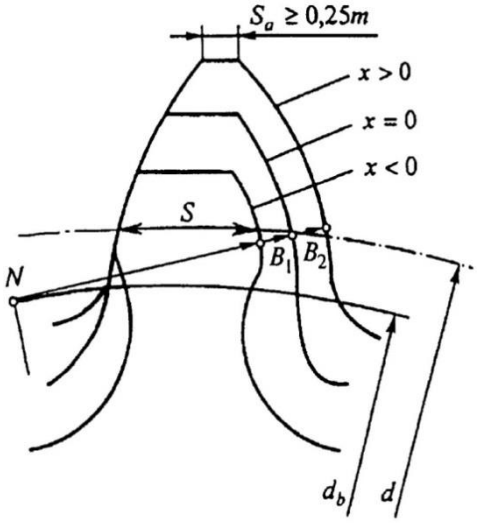


Рисунок 3.10. Форма зуба колеса в зависимости от смещения *x* инструмента [4]

На практике применяют **два типа передач со смещением**:

1.Передачи со смещением $x_1 > 0$, $x_2 = -x_1$, $x_1 + x_2 = 0$,(**равносмещенные**) применяют при больших i и малых z_1 . Одинаковые по значению, но разные по знаку смещения вызывают одинаковые увеличения толщины зуба шестерни и ширины впадины колеса. При этом делительный шаг p и длина делительной окружности $\pi d = pz$ остаются без изменения.

Делительные окружности соприкасаются и являются начальными, как в передаче без смещения:

$d_{w1(2)} = d_{1(2)}$, .

Не изменяются также межосевое расстояние a_w и угол зацепления α_w

$$a_w = \frac{d_{w2} + d_{w1}}{2} = a = \frac{d_2 + d_1}{2}$$

$$\alpha_w = \alpha = 20°$$

Изменяется только соотношение высот головок h_a и ножек h_f зубьев, которые определяют при коэффициентах смещения x_1 и x_2, подставляемых со своими знаками:

$$h_{a1} = (h_a^* + x_1)m$$

$$h_{a2} = (h_a^* + x_2)m = (h_a^* - x_1)m$$

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_1)m$$

$$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_2)m = (h_a^* + c^* + x_1)m$$

Где $h_a^* = 1$, $c^* = 0.25$; .

Тогда диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$$

Равносмещённые передачи иначе называют **передачами с высотной модификацией зацепления.**

Влияние числа зубьев на форму и прочность зуба

Для уменьшения габаритов зубчатой передачи применяют колеса с малым числом зубьев. Изменение числа зубьев приводит к изменению формы зуба. С уменьшением z увеличивается кривизна эвольвентного профиля, а толщина зуба у основания и у вершины уменьшается.

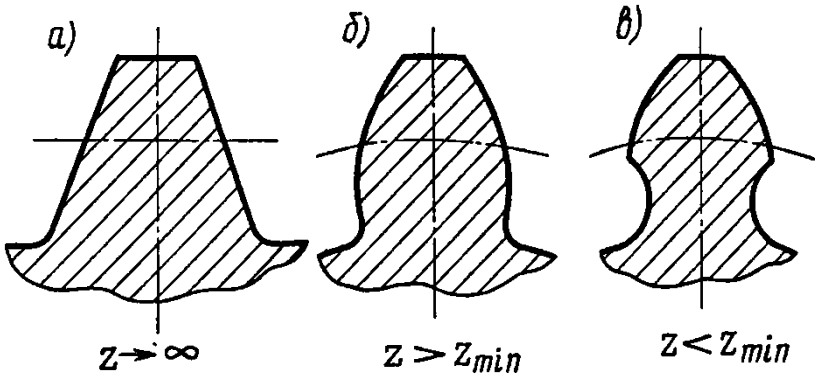


Рис. Влияние z на форму зубьев

При дальнейшем уменьшении z ниже предельного появляется подрез ножки зуба режущей кромкой инструмента, в результате чего прочность зуба резко снижается. Из-за

среза части эвольвенты у ножки зуба уменьшается длина рабочего участка профиля, в результате чего понижается коэффициент перекрытия ε_α и возрастает износ.

При нарезании инструментом реечного типа *для прямозубых передач число зубьев на границе подрезания* $z_{min} = 17$

Для прямозубой передачи при $z_1 < 17$ с целью исключения подрезания зубьев и повышения их изгибной прочности принимают:

$$x_1 = \frac{17 - z_1}{17} \leq 0.6;\ x_2 = -x_1$$

2. Передачи со смещением $x_1 > 0$, $x_2 > 0$ и $x_1 + x_2 > 0$ применяют для повышения нагрузочной способности. При этом увеличиваются радиусы кривизны профилей зубьев и толщина зуба у основания (рис. 3.10). При нарезании зубьев шестерни и колеса с положительным смещением их делительная толщина больше $p/2$ (рис. 2.5, *б*). Поэтому делительные окружности не могут соприкасаться. Вследствие этого оси колёс раздвигают и начальными становятся новые окружности, большие, чем делительные

$$d_{w1} > d_1$$

$$d_{w2} > d_2$$

Межосевое расстояние a_w увеличивается:

$$a_w = \frac{d_{w2} + d_{w1}}{2} > a = \frac{d_2 + d_1}{2}$$

При этом увеличивается и угол наклона линии зацепления , как общей касательной к основным окружностям, т.е. увеличивается угол зацепления

$$\alpha_w > \alpha = 20°$$

Поэтому данную **модификацию зацепления называют угловой**.

Предельные значения коэффициентов смещения при угловой модификации ограничиваются заострением зубьев $S_a \geq 0.25m$, появлением **интерференции (взаимного внедрения)** профилей при работе, а также **уменьшением коэффициента перекрытия**

$$\varepsilon_\alpha \geq 1.2$$

3.1.4. Силы в зацеплении цилиндрической прямозубой зубчатой передачи.

Вопрос: Начертите схему сил в зацеплении цилиндрической прямозубой зубчатой передачи с внешним (рис. 3.11, а, б) и внутренним (рис. 3.11, в) зацеплением. В какой точке зацепления прикладывают векторы этих сил? Как эти силы называют? Запишите формулы для определения этих сил.

Силы, действующие в зацеплении передачи, принято прикладывать в полюсе зацепления W в предположении, что вся нагрузка передаётся одной парой зубьев. При этом распределенную нагрузку по линии контакта зубьев заменяют результирующим вектором F_n, направленным по линии зацепления, в нормальной плоскости к поверхности зуба.

Выбирают систему координат с началом в полюсе зацепления W посередине ширины венца: ось X направляют вдоль окружной скорости, ось Y перпендикулярно и ось Z вдоль оси зубчатого колеса.

Нормальную силу F_n, приложенную в полюсе зацепления, раскладывают по осям координат.

Для цилиндрической прямозубой передачи силу F_n раскладывают на окружную F_t (вдоль оси X) и радиальную F_r (вдоль оси Y), что удобно при расчёте валов и опор.

При этом силы F_t и F_r (Н):

для шестерни

$$F_{t1} = 2T_1/d_{w1} \approx 2T_1/d_1$$
$$F_{r1} = F_{t1} tg\alpha_w \approx F_{t1} tg20°$$

для колеса

$$F_{t2} = 2T_2/d_{w2} \approx 2T_2/d_2$$
$$F_{r2} = F_{t2} tg\alpha_w \approx F_{t2} tg20°$$

где T_1, T_2 - вращающий момент соответственно на шестерне 1 и колесе 2, $\text{Н} \cdot \text{мм}$, $d_{w1(2)}$, - мм.

Связь между вращающими моментами на ведущем T_1 и ведомом T_2 звеньях через передаточное отношение i и КПД η:

$$T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta$$
$$T_1 = T_2/(i \cdot \eta)$$

Вращающий момент ***T (Н·м)*** на любом звене привода можно вычислить по мощности P (**кВт**) и частоте вращения ***n*** **(мин$^{-1}$)**:

$$T = 9550P/n$$

$$i = \frac{\omega_{\text{ведущ}}}{\omega_{\text{ведом}}} = \pm\frac{d_{\text{ведом}}}{d_{\text{ведущ}}} = \pm\frac{z_{\text{ведом}}}{z_{\text{ведущ}}},$$

Окружные силы на шестерне F_{t1} и колесе F_{t2} равны по величине, но противоположно направлены:

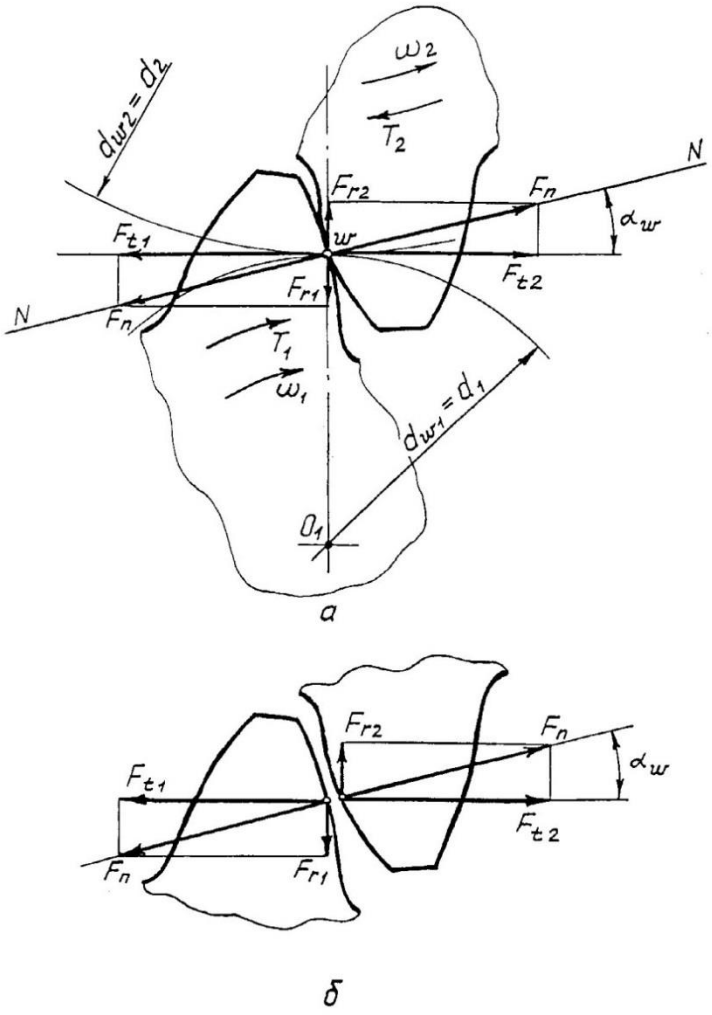
$$F_{t1} = F_{t2} = F_t$$

аналогично радиальная сила на шестерне F_{r1} равна по величине радиальной силе на колесе F_{r2}, но имеет противоположное направление:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r$$

На ведомом колесе направление окружной силы F_t совпадает с направлением вращения, а на ведущем – противоположно ему.

Векторы радиальных сил F_r *у колес с внешним зацеплением направлены к оси, а у колеса с внутренним зацеплением - от оси колеса.*



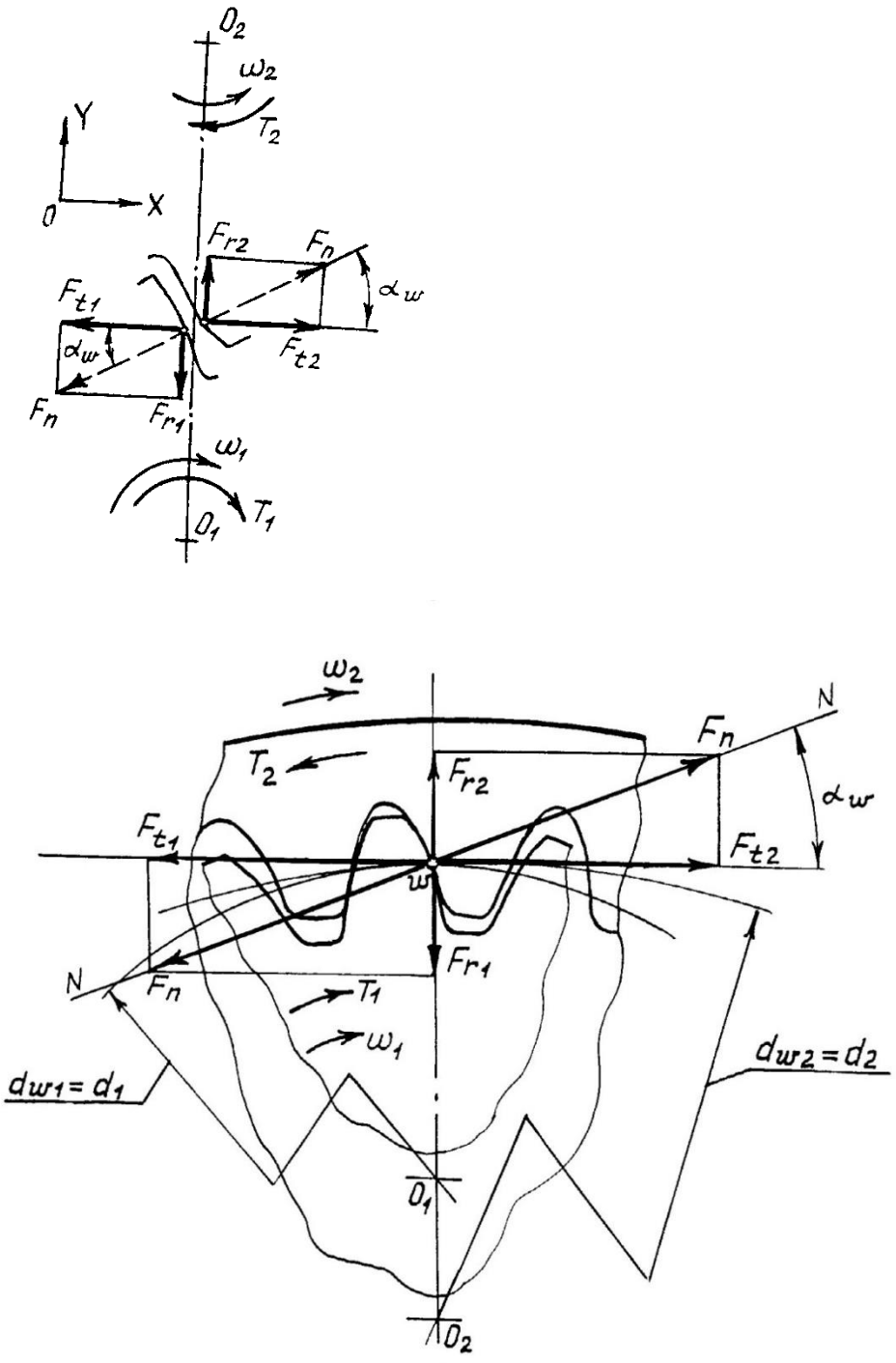
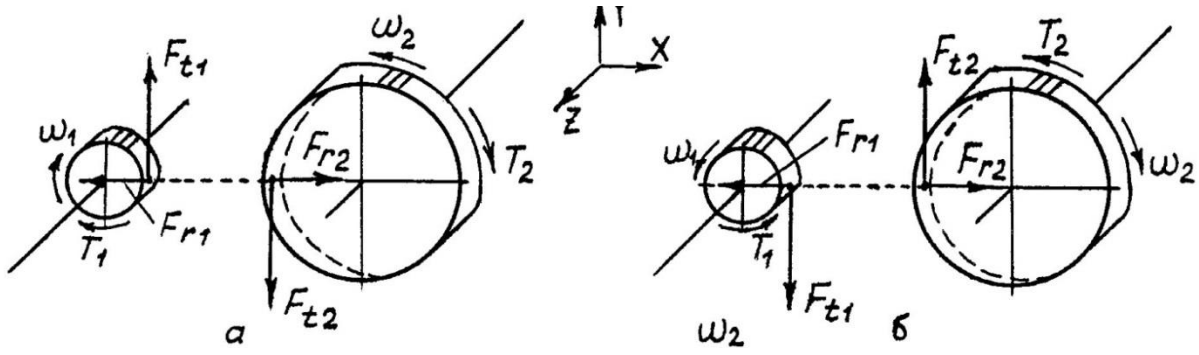


Рисунок 3.11. Схема сил в цилиндрической прямозубой зубчатой передаче: а, б- внешнего зацепления; в- внутреннего зацепления



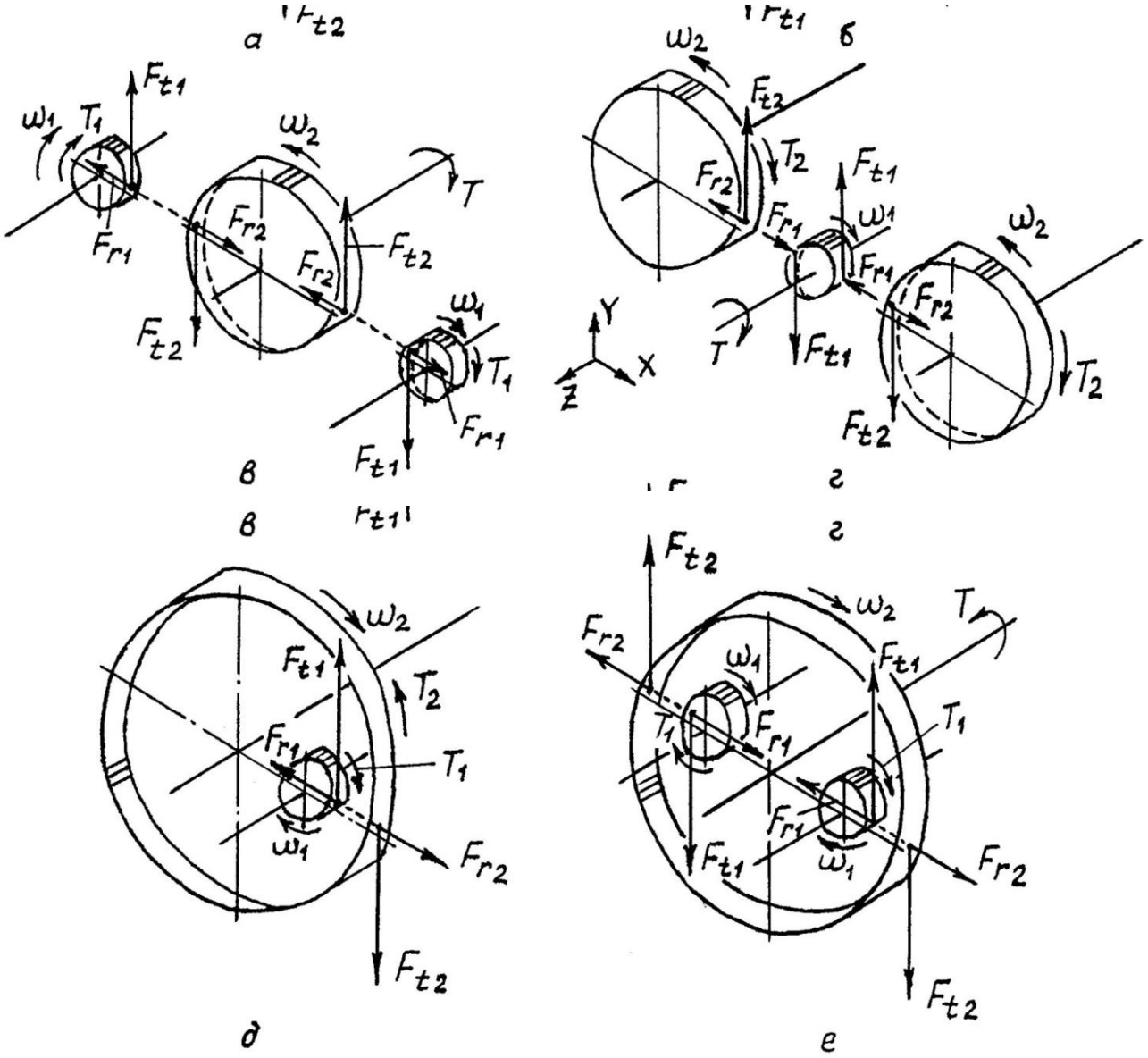


Рисунок 3.12. Силы в зацеплении цилиндрических прямозубых зубчатых передачах внешнего (а…г) и внутреннего (д…е) зацепления

3.1.5. Расчет цилиндрической прямозубой зубчатой передачи на контактную прочность.

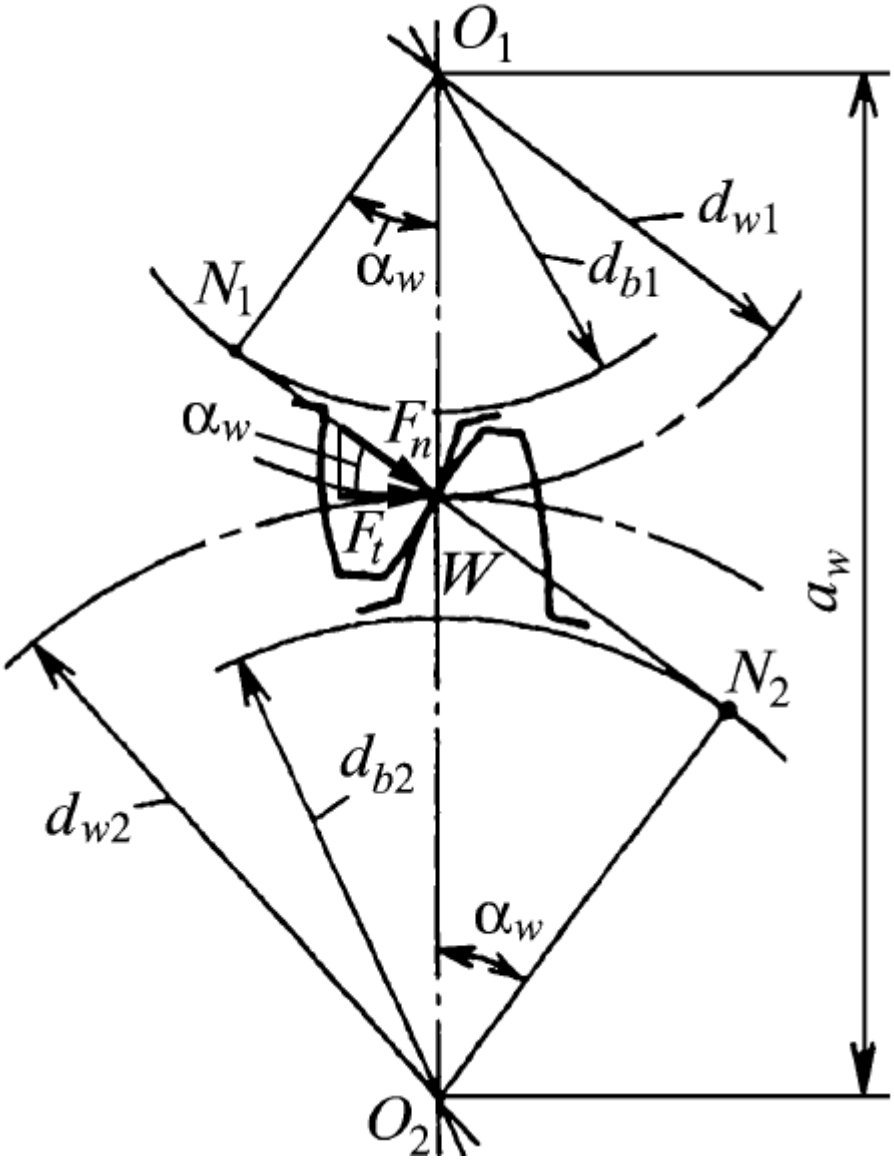
Вопрос: Запишите формулу, которая используется в качестве исходной для определения расчетных контактных напряжений на площадке контакта в зоне внешнего зацепления двух прямых зубьев (рис. 3.13). Какие величины входят в эту формулу и как они определяются? Какая формула используется при проверочном расчете цилиндрической прямозубой зубчатой передачи внешнего зацепления на сопротивление контактной усталости и какая при ее проектном расчете и почему?

Расчет зубьев на контактную прочность включает расчеты на сопротивление контактной усталости и на предотвращение разрушения активных (рабочих) поверхностей зубьев при кратковременной перегрузке.

Расчет на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев

Цель расчета – определение размеров передачи при выбранном материале и заданной твердости активных поверхностей зубьев зубчатых колес, при которых не будет прогрессивного усталостного выкрашивания. Исследованиями установлено, что усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев от переменных контактных напряжений начинается вблизи полюса зацепления. Поэтому расчет контактных напряжений принято выполнять при контакте зубьев в полюсе зацепления, где наблюдается однопарное зацепление. Расчет рассмотрим отдельно для внешнего и внутреннего зацеплений зубьев.

Внешнее зацепление зубьев (рис. 3.13)



Контакт двух зубьев можно рассматривать как контакт двух цилиндров с радиусами кривизны ρ_1=N_1w и ρ_1= N_2w в полюсе зацепления *W*.

На рис. обозначены: a_w - межосевое расстояние передачи внешнего зацепления; N_1N_2 – линия зацепления (касательная к основным окружностям); α_w - угол зацепления; d_{w1} и d_{w2} - диаметры начальных окружностей. В передачах без смещения, а также с высотным смещением начальные d_w и делительные d окружности совпадают: $d_{w1(2)} = d_{1(2)}$. При этом $\alpha_w = \alpha = 20°$

Расчетные контактные напряжения $\sigma_н$ на площадке контакта в зоне зацепления двух зубьев (на линии N_1N_2, проходящей через полюс зацепления *w*) определяют по формуле Герца, полученной для контакта двух цилиндров с параллельными осями:

$$\sigma_н = 0{,}418\sqrt{E_{ПР}\frac{q}{\rho_{ПР}}} \qquad (1)$$

Приведенный модуль упругости $E_{ПР}$ материала шестерни 1 и колеса 2:

$$E_{ПР} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$$

Для стальных зубчатых колес

$$E_{ПР} = E_1 = E_2 = 2{,}1 \cdot 10^5 Н/мм^2 .$$

Удельная нагрузка *q* – это нормальная нагрузка на единицу длины контактной линии зуба.

Для контактируемой в полюсе зацепление *w* одной пары зубьев прямозубых зубчатых колес **длина контактной линии равна рабочей ширине b_w передачи**.

Обычно $b_w = b_2$, здесь b_2 – ширина венца колеса; $b_1 = b_2 + (5…10)$ *мм*.

Тогда

$$q = \frac{F_п}{b_w} .$$

Нормальную результирующую силу $F_п$ обычно определяют через окружающую силу F_t:

$$F_п = \frac{F_t}{\cos\alpha_w} .$$

Коэффициентами $K_{H\beta}$, K_{Hv} и K_A учтем соответственно концентрацию нагрузки по длине зуба и дополнительные внутреннюю и внешнюю динамическую нагрузку.

В результате получаем:

$$q = \frac{F_t K_{H\beta} K_{Hv} K_A}{b_w \cos\alpha_w} . \qquad (2)$$

Контакт двух зубьев рассматриваем как контакт двух цилиндров с радиусами ρ_1 и ρ_2, равными радиусам кривизны профилей зубьев (эвольвент) в полюсе зацепления *w*:

$$\rho_1 = N_1 w; \quad \rho_2 = N_2 w.$$

Из прямоугольного треугольника $O_1 N_1 w$ имеем:

$$\rho_1 = \frac{d_{w1}}{2}\sin\alpha_w .$$

Из прямоугольного треугольника $O_2 N_2 w$:

$$\rho_2 = \frac{d_{w2}}{2}\sin\alpha_w .$$

Тогда приведенный радиус кривизны $\rho_{ПР}$ для внешнего зацепления зубьев:

$$\frac{1}{\rho_{ПР}} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{w1}\sin\alpha_w} + \frac{2}{d_{w2}\sin\alpha_w} = \frac{2}{d_{w1}\sin\alpha_w}\left(1 + \frac{1}{d_{w2}/d_{w1}}\right) = \frac{2}{d_{w1}\sin\alpha_w}\left(1 + \frac{1}{u}\right) = \frac{2}{d_{w1}\sin\alpha_w} \cdot \frac{u+1}{u}, \qquad (3)$$

где $u = \frac{d_{w2}}{d_{w1}} = \frac{z_2}{z_1}$ - передаточное число зубчатой пары.

Полученные выражения (2) и (3) для определения соответственно *q* и $\rho_{ПР}$ подставим в формулу Герца (1):

$$\sigma_H = 0{,}418\sqrt{E_{ПР}\frac{F_t K_{H\beta} K_{Hv} K_A}{b_w \cos\alpha_w} \cdot \frac{2}{d_{w1}\sin\alpha_w} \cdot \frac{u+1}{u}} .$$

Заменим

$$\sin\alpha_w \cdot \cos\alpha_w = \frac{\sin 2\alpha_w}{2}.$$

Тогда

$$\sigma_H = 0{,}418\sqrt{E_{ПР}\frac{F_t K_{H\beta} K_{Hv} K_A}{b_w d_{w1}} \cdot \frac{4}{\sin 2\alpha_w} \cdot \frac{u+1}{u}}.$$

Примем:

$$\alpha_w = \alpha = 20^o;$$

$$0{,}418\sqrt{\frac{4}{\sin 2\alpha_w}} = 0{,}418\sqrt{\frac{4}{\sin 40^o}} = 1{,}04 \approx 1.$$

С учетом изложенного окончательно получаем формулу для определения расчетных контактных напряжений в полюсе зацепления цилиндрической прямозубой эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления: (4)

$$\sigma_H = \sqrt{E_{\text{ПР}}\frac{F_t K_{H\beta} K_{HV} K_A}{b_w d_{w1}} \cdot \frac{u+1}{u}}$$

Условие сопротивления контактной усталости активных поверхностей зубьев данной передачи: (5)

$$\sigma_H \le [\sigma_H]$$

где σ_H – контактные напряжения в полюсе зацепления; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения;

Формулу (4) используют только для **проверочного расчета передачи** по условию (5), когда все необходимые размеры и другие параметры передачи известны.

$$\sigma_H = \sqrt{E_{\text{ПР}}\frac{F_t K_{H\beta} K_{HV} K_A}{b_w d_{w1}} \cdot \frac{u+1}{u}} \le [\sigma_H]$$

При проектном расчете передачи необходимо определить ее размеры по заданным основным характеристикам: вращающему моменту T_2 на колесе передачи и передаточному числу ***u***. С этой целью решим формулу (4) относительно a_w.

Запишем условие (5) в следующем виде:

$$\sigma_H = [\sigma_H]$$

или

$$\sigma_H^2 = [\sigma_H]^2.$$

С учетом формулы (4) имеем:

$$E_{ПР}\frac{F_t K_{H\beta} K_{Hv} K_A}{b_w d_{w1}} \cdot \frac{u+1}{u} = [\sigma_H]^2.$$

Выразим окружную силу F_t через вращающий момент T_2 (*Н.мм)* на колесе зубчатой пары:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{w2}} = \frac{2T_2}{ud_{w1}}.$$

Тогда

$$E_{ПР}\ \frac{2T_2K_{H\beta}K_{Hv}K_A}{b_w d_{w1}^2} \cdot \frac{u+1}{u^2} = [\sigma_H]^2.$$

Учитывая зависимость для внешнего зацепления

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{d_{w1}(1+\frac{d_{w2}}{d_{w1}})}{2} = \frac{d_{w1}(1+u)}{2}$$

Запишем

$$d_{w1} = \frac{2a_w}{u+1}.$$

Подставив полученную величину d_{w1}, имеем:

$$E_{ПР}\ \frac{T_2K_{H\beta}K_{Hv}K_A}{2b_w a_w^2} \cdot \frac{(u+1)^3}{u^2} = [\sigma_H]^2.$$

Обозначим $\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$ - коэффициент рабочей ширины передачи относительно межосевого расстояния (так как $b_w = b_2$, то коэффициент ψ_{ba} иначе называют коэффициентом относительной ширины колеса).

Приняв $b_w = \psi_{ba} a_w$, имеем:

$$E_{ПР}\ \frac{T_2K_{H\beta}K_{Hv}K_A}{2\psi_{ba} a_w^3} \cdot \frac{(u+1)^3}{u^2} = [\sigma_H]^2.$$

Решая относительно a_w находим:

$$a_w = (u+1)\sqrt[3]{E_{ПР}\ \frac{T_2K_{H\beta}K_{Hv}K_A}{2\psi_{ba}u^2[\sigma_H]^2}}.$$

Оценивая приближенно $K_{Hv} \approx 1{,}1 \ldots 1{,}3$ и приняв $\sqrt[3]{\frac{K_{Hv}}{2}} = \sqrt[3]{\frac{1{,}1 \ldots 1{,}3}{2}} = 0{,}82 \ldots 0{,}87 \approx 0{,}85$, получаем окончательно формулу для **проектного расчета** цилиндрической прямозубой эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления:

Формула для **проектного расчета** цилиндрической прямозубой эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления (6)

$$a_w = 0.85(u+1) \cdot \sqrt[3]{E_{\text{ПР}}\ \frac{T_2K_{H\beta}K_A}{\psi_{ba}u^2[\sigma_H]^2}}$$

где a_w - в мм; T_2 – в *Н.мм*; $E_{ПР}$ и $[\sigma_H]$ - в *Н/мм²*.

При проектном расчете передачи коэффициентом ψ_{ba} задаются, далее определяют коэффициент $\psi_{bd} = b_w / d_1 = 0{,}5\psi_{ba}(u+1)$ и по графикам $K_{H\beta} = f(\psi_{bd})$ принимают коэффициент $K_{H\beta}$.

Следует обратить особое внимание на то, что в формулах (4) и (6) применяется параметр *u*, называемый передаточным числом, а не параметр *i*, называемый передаточным отношением.

По ГОСТ 16532-70 параметр $u = z_2 / z_1$ называют передаточным числом зубчатой пары и определяют как отношение большего числа зубьев z_2 к меньшему z_1 независимо от того, как передается движение: от z_1 к z_2 или от z_2 к z_1.

Передаточное отношение *i* зубчатой пары: $i = \frac{\omega_{ведущ}}{\omega_{ведом}} = \pm\frac{d_{w\,ведом}}{d_{w\,ведущ}} = \pm\frac{z_{ведом}}{z_{ведущ}}$,

где ω, d_w и *z* - соответственно угловая скорость, диаметр начальной окружности и число зубьев (индекс «ведущ» относится к ведущему зубчатому колесу, индекс «ведом» - к ведомому). Знак «+» приписывают внутреннему зацеплению (угловые скорости зубчатых колес имеют одинаковое направление вращения), знак «-» - внешнему зацеплению (различное направление угловых скоростей зубчатых колес). Знак передаточного отношения обычно учитывают при кинематическом исследовании планетарных зубчатых передач.

Передаточное отношение *i* может быть больше или меньше единицы (в понижающей передаче $i>1$, в повышающей $i<1$). При $\omega_{ведущ} = \omega_{ведом}$ $i=1$.

Передаточное число $u \geq 1$.

Применение *u* вместо *i* связано только с принятой формой расчетных зависимостей для контактных напряжений σ_H, где $\rho_{ПР}$ выражено через d_{w1} (меньшее зубчатое колесо, называемое шестерней), а не через d_{w2} (большее зубчатое колесо, называемое колесом). Величина контактных напряжений σ_H, так же как и передаточное число *u* не зависит от того, какое зубчатое колесо является ведущим, а величина передаточного отношения *i* зависит. Однозначное определение *u* позволяет уменьшить вероятность ошибки при расчете. Передаточное число *u* относится только к одной паре зубчатых колес и, как считает известный ученый и педагог профессор М.Н. Иванов, его не следует применять для обозначения передаточного отношения многоступенчатых редукторов, планетарных, цепных, ременных и других передач. Там справедливо только обозначение *i*.

Для понижающей передачи *u=i*, для повышающей *u=1/i.*

Внутреннее зацепление зубьев (рис.3.14)

Как и для внешнего зацепления, при внутреннем зацеплении прямых зубьев радиусы ρ_1 и ρ_2 их профилей в полюсе зацепления *w:*

$$\rho_1 = N_1 w = \frac{d_{w1}}{2}\sin\alpha_w;$$

$$\rho_2 = N_2 w = \frac{d_{w2}}{2}\sin\alpha_w .$$

Однако приведенный радиус кривизны $\rho_{ПР}$ для внутреннего зацепления зубьев определяется по формуле, отличающейся от формулы внешнего зацепления:

$$\frac{1}{\rho_{ПР}} = \frac{1}{\rho_1} - \frac{1}{\rho_2} = \frac{2}{d_{w1}\sin\alpha_w}\cdot\frac{u-1}{u}.$$

Формула для определения межосевого расстояния a_w для передачи внутреннего зацепления также имеет отличие:

$$a_w = \frac{d_{w2} - d_{w1}}{2} = \frac{d_{w1}(u-1)}{2}.$$

Формулы для **определения σ_H при проверочном расчете и a_w при проектном расчете передачи внутреннего зацепления имеют вид:**

$$\sigma_H = \sqrt{E_{\text{ПР}}\frac{F_t K_{H\beta} K_{HV} K_A}{b_w d_{w1}}\cdot\frac{u-1}{u}}$$

$$a_w = 0.85(u-1)\sqrt[3]{E_{\text{ПР}}\frac{T_2 K_{H\beta} K_A}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}}$$

где $K_{H\beta} = f(\psi_{bd}),\ \psi_{bd} = 0.5\psi_{ba}(u-1)$

Расчет на контактную прочность при кратковременной перегрузке

Цель расчета – предотвращение остаточных деформаций активных поверхностей зубьев или хрупкого разрушения их поверхностного слоя при действии пиковой нагрузки.

Условие контактной прочности передачи при кратковременной перегрузке (как для внешнего, так и для внутреннего зацеплений зубьев):

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H\sqrt{\text{К}_\text{П}} \le [\sigma_{Hmax}]$$

где σ_{Hmax} и $[\sigma_{Hmax}]$ – соответственно расчетные и предельные допускаемые контактные напряжения при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке); $\text{К}_\text{П}$ – коэффициент кратковременной перегрузки.

$$\text{К}_\text{П} = T_{\text{ПИК}}\ /T_{\text{НОМ}}$$

$T_{\text{ПИК}}$ - пиковый кратковременно действующий момент при кратковременной перегрузке,

$T_{\text{НОМ}}$ – номинальный момент.

3.1.6. Расчет зубьев цилиндрической прямозубой зубчатой передачи на прочность при изгибе.

Вопрос: Начертите расчетную схему прямого зуба, работающего на изгиб (рис. 3.15, а). Выведите формулу для определения расчетных напряжений изгиба в опасном сечении прямого зуба. Поясните величины, входящие в эту формулу.

Расчет прочности зубьев по напряжениям изгиба.

Для предотвращения усталостной поломки *зубьев их рассчитывают на сопротивление усталости при изгибе.*

Цель расчета - предотвращение усталостной поломки зубьев при изгибе

Зуб имеет сложное напряженное состояние. Наибольшие напряжения изгиба образуются у корня зуба в зоне перехода эвольвенты в галтель. Здесь же наблюдается концентрация напряжений. Для того чтобы по возможности просто получить основные расчетные зависимости и уяснить влияние основных параметров на прочность зубьев, рассмотрим вначале приближенный расчет, а затем введем поправки в виде соответствующих коэффициентов.

Допустим следующее:

1. **Нагрузка в зацеплении передается одной парой зубьев и приложена к вершине зуба.** Практика подтверждает, что этот худший случай справедлив для 7-й, 8-й и более низких степеней точности, ошибки изготовления которых не могут гарантировать наличие двухпарного зацепления. Например (см. рис. 8.16), ошибки шага приводят к тому, что зубья начинают зацепляться вершинами еще до выхода на линию зацепления. При этом вместо теоретического двухпарного зацепления будет однопарное.

2. **Зуб рассматриваем как консольную балку**, для которой справедливы гипотеза плоских сечений или методы сопротивления материалов. Фактически зуб подобен выступу, у которого размеры поперечного сечения соизмеримы с размерами высоты.

Точный расчет напряжений в таких элементах выполняют методами теории упругости [35]. Результаты точного расчета используют для исправления приближенного расчета путем введения теоретического коэффициента концентрации напряжений (см. ниже).

Силу F_n переносим по линии действия на ось симметрии зуба и раскладываем на составляющие Ft и Fr. При этом радиус приложения окружной силы Ft будет несколько больше радиуса начальной окружности. Пренебрегая этой разностью, для расчета сил Ft и Fr сохраняем формулы (см. ранее).

Напряжение в опасном сечении, расположенном вблизи хорды основной окружности,

$$\sigma_F = F_t l / W - F_r / A,$$

где $W = b_w s^2/6$ — момент сопротивления сечения при изгибе; $A = b_w s$ — площадь; b_w, s и l указаны на рис. 8.19.

Знак «—» в формуле указывает, что за расчетные напряжения принимают напряжения на растянутой стороне зуба, так как в большинстве случаев практики именно здесь возникают трещины усталостного разрушения (для стали растяжение опаснее сжатия).

Значения l и s неудобны для расчетов. Используя геометрическое подобие зубьев различного модуля, эти величины выражают через безразмерные коэффициенты:

$$l' = l/m \quad \text{и} \quad s' = s/m,$$

где m — модуль зубьев.

После подстановки и введения расчетных коэффициентов получают

$$\sigma_F = \frac{F_t K_F}{b_w m}\left[\frac{6l'}{(s')^2} - \frac{\operatorname{tg}\alpha_w}{s'}\right] K_т,$$

где K_F — коэффициент расчетной нагрузки (см. § 8.5); $K_т$ — теоретический коэффициент концентрации напряжений.

Далее обозначают

$$Y_{FS} = \left[\frac{6l'}{(s')^2} - \frac{\operatorname{tg}\alpha_w}{s'}\right] K_т \qquad (8.18)$$

— коэффициент формы зуба (для наружных зубьев; рис. 8.20).

При этом для прямозубых передач расчетную формулу записывают в виде

$$\sigma_F = Y_{FS} F_t K_F/(b_w m) \leqslant [\sigma_F], \qquad (8.19)$$

где $[\sigma_F]$ — допускаемое напряжение изгиба (см. § 8.13).

Формула для определения расчетных напряжений изгиба в опасном сечении прямого зуба для прямозубых передач

$$\sigma_F = Y_{FS} F_t K_F/(b_w m) \leq [\sigma_F]$$

$[\sigma_F]$ – допускаемые напряжения изгиба.

Y_{FS} — Коэффициент формы зуба, безразмерный коэффициент, значения которого зависят только от формы зуба. Форма зуба при одинаковом исходном контуре инструмента зависит от числа зубьев колеса Z и коэффициента смещения инструмента X.

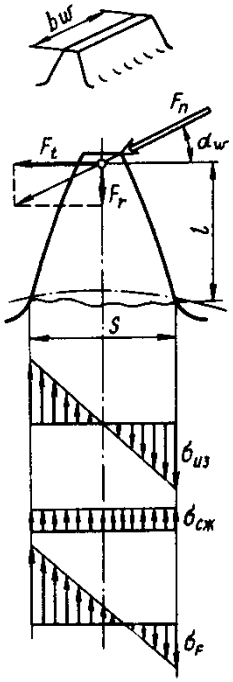
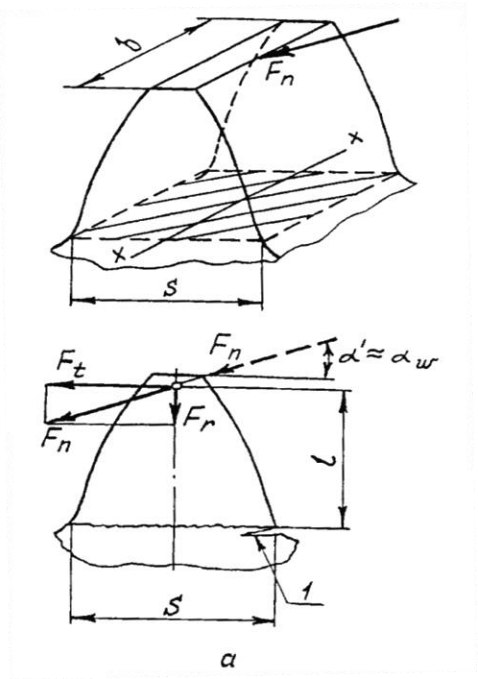


Рис. 8.19



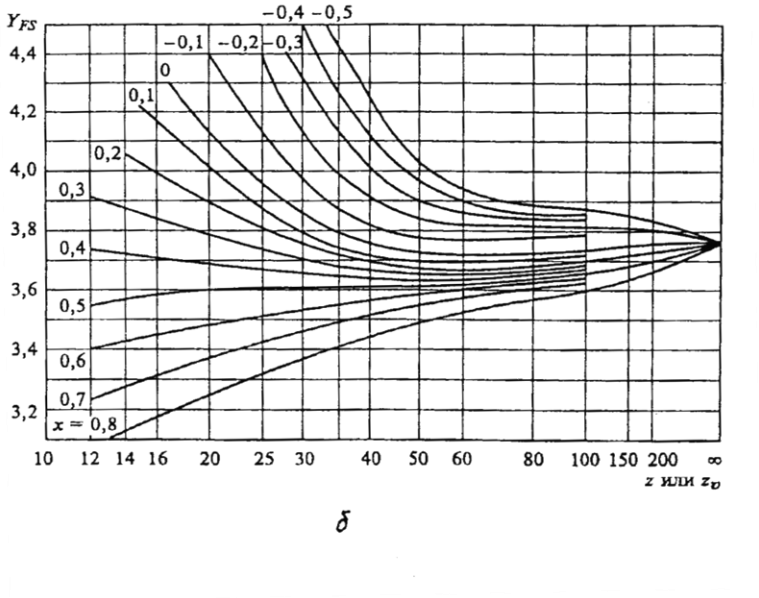


Рисунок 3.15. К расчету прямых зубьев на изгиб: а- расчетная схема зубьев на изгиб; б- коэффициенты Y_{FS} формы зуба зубчатых колес с наружными зубьями (x- коэффициент смещения; z- число зубьев; Z_v эквивалентное число зубьев цилиндрических косозубых и конических зубчатых колес); для прямозубых колес с внутренними зубьями $Y_{FS}=4z/(z+20)$

Проверочный расчет передачи на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке)

Цель расчета – предупреждение статической поломки зуба при действии пиковой нагрузки

Для предотвращения статической поломки зуба при действии пиковой нагрузки должно выполняться условие

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F K_{\text{П}} \leq [\sigma_{Fmax}]$$

Где σ_{Fmax} и $[\sigma_{Fmax}]$ – соответственно расчетные и предельные допускаемые напряжения при изгибе в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), σ_F - напряжение изгиба, вычисленное при расчетах на сопротивление усталости, $\text{К}_{\text{П}}$ – коэффициент кратковременной перегрузки.

$$\text{К}_{\text{П}} = T_{\text{ПИК}} \ / T_{\text{НОМ}}$$

$T_{\text{ПИК}}$ - пиковый кратковременно действующий момент при кратковременной перегрузке, $T_{\text{НОМ}}$ – номинальный момент.

Проверку выполняют для зубьев шестерни и колеса в отдельности.

Тема 3. Цилиндрические зубчатые передачи

3.2. Цилиндрическая косозубая и шевронная зубчатые передачи

3.2.1. Достоинства и недостатки цилиндрической косозубой и шевронной зубчатых передач, особенности зацепления зубьев.

3.2.1. Запишите достоинства и недостатки цилиндрической косозубой и шевронной зубчатых передач. Укажите особенности зацепления и углы наклона зубьев этих передач.

У косозубых зубчатых колёс зубья располагаются не по образующей делительного цилиндра, как у прямозубых, а составляют с ней некоторый угол β .

С увеличением угла β наклона зуба повышается нагрузочная способность косозубой передачи, но возрастает осевая сила, действующая на опоры валов. При той же нагрузке уменьшаются габариты передачи.

Поэтому угол β в косозубой передаче ограничивают принимая $\beta = 8 \dots 22°$(в коробках передач автомобилей с целью уменьшения шума угол β увеличивают до 40…45°).

Разновидностью косозубых зубчатых колёс являются шевронные зубчатые колёса: без канавки (рис. 2.2, г) и канавкой для выхода инструмента (рис. 2.2, д).

Передачи с шевронными зубчатыми колёсами называют цилиндрическими шевронными. К шевронным передачам относятся и раздвоенные косозубые ступени с противоположным направление зубьев на полушевронах (рис. 2.2, е).

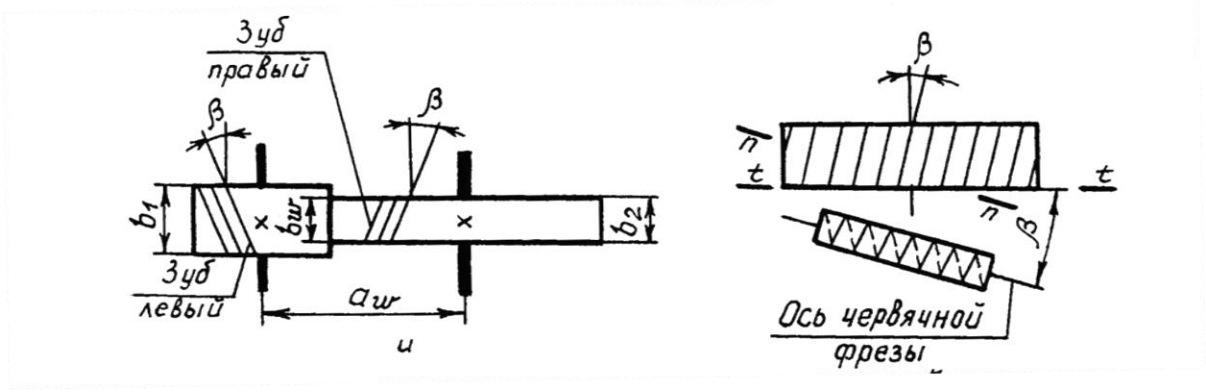
На шевронном зубчатом колесе осевые силы взаимно уравновешиваются и не нагружают опоры вала. Поэтому для шевронных передач принимают $\beta = 25 \dots 45°$((в мощных редукторах– до $45°$).

Направление наклона линии зуба определяют глядя на цилиндрическую поверхность венца зубчатого колеса.

*Если зуб поднимается справа налево, то такое направление линии зуба считают **левым**.*

*Для зуба, поднимающегося слева направо, направление линии зуба считают **правым**.*

На рис. у шестерни левое направление линии зуба (т.е. зуб левый), у колеса – правое (т.е. зуб правый).



установка червячной фрезы при нарезании косых зубьев

Если к передачам не предъявляют специальных требований, то колеса нарезают *правыми*, а шестерни — *левыми*.

Зубья косых и шевронных зубчатых колес нарезают тем же инструментом, что и прямозубых. Получение наклона зуба обеспечивается дополнительным поворотом оси червячной фрезы относительно торцовой плоскости *t-t* нарезаемого зубчатого колеса на угол β . При нарезании червячную фрезу перемещают по направлению линий зубьев косозубого зубчатого колеса. Поэтому в плоскости *n-n*, нормальной к направлению линии зуба, все размеры зуба стандартные.

У пары сопряжённых зубчатых колёс с внешним зацеплением углы β наклона линий зубьев равны, но противоположны по направлению.

В отличие от прямозубой в косозубой передаче зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Увеличивается время контакта одной пары зубьев, в течение которого входят новые пары зубьев, нагрузка передается по большому числу контактных линий, что **значительно снижает шум и динамические нагрузки**.

Чем больше угол наклона линии зуба β, тем выше плавность зацепления. У пары сопряженных косозубых колес с внешним зацеплением углы β равны, но противоположны по направлению.

В современных передачах косозубые колеса получили преимущественное распространение..

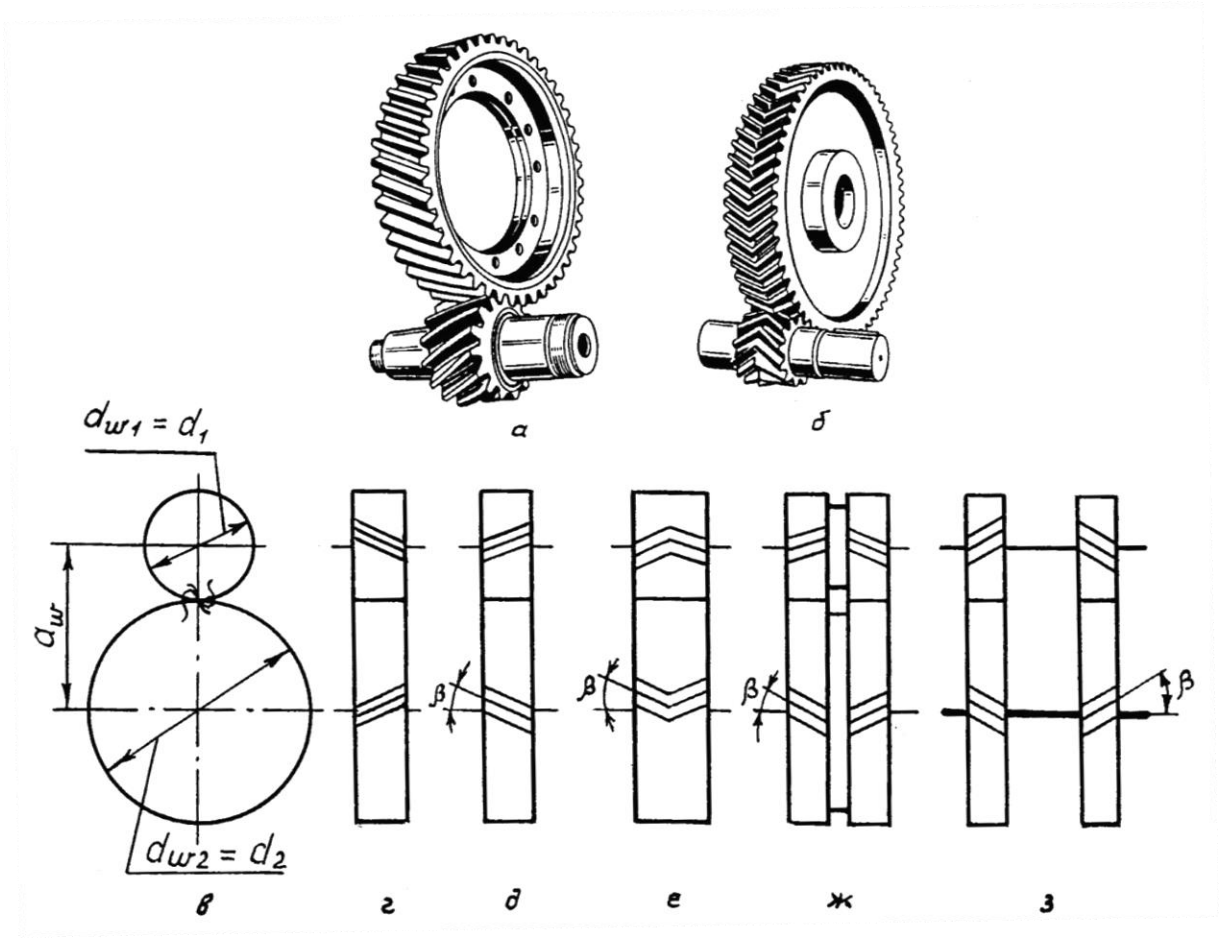
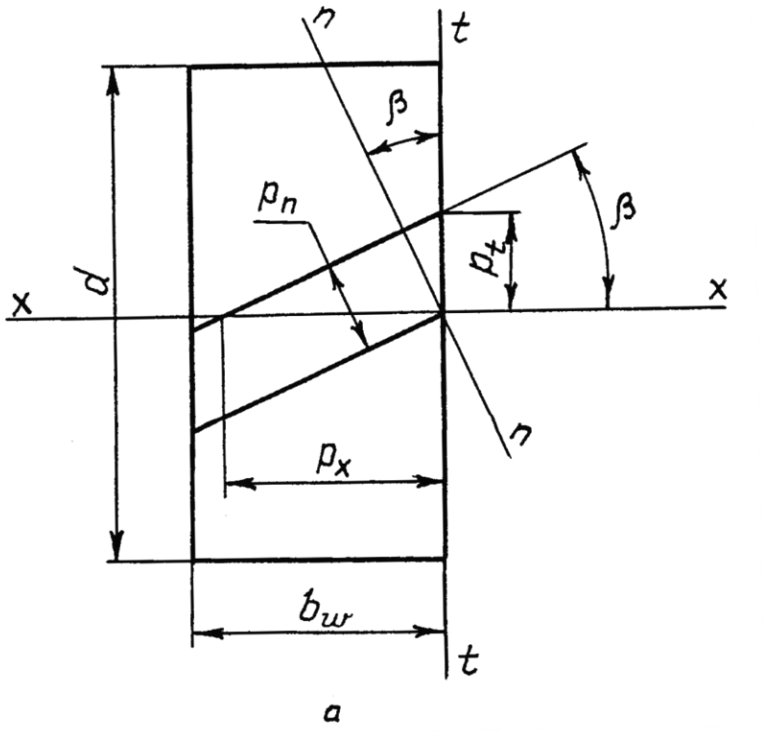


Рисунок 3.16. Цилиндрическая косозубая и шевронная зубчатые передачи

3.2.2. Геометрические параметры цилиндрической косозубой зубчатой передачи.

3.2.2. Начертите делительный цилиндр косозубого зубчатого колеса (рис. 3.17, а), укажите три характерных сечения, делительные шаги зубьев в этих сечениях и связь

между этими шагами. Запишите геометрические параметры цилиндрической косозубой зубчатой передачи внешнего зацепления (рис. 3.17, б) без смещения и с высотным смещением.



а

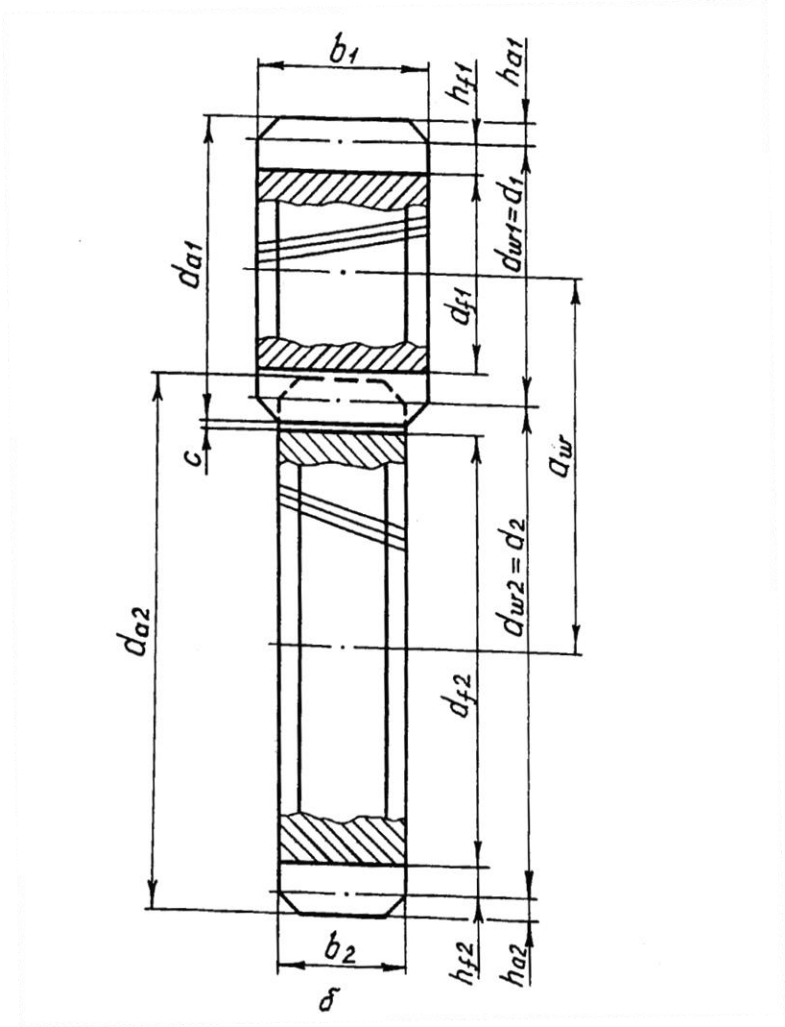


Рисунок 3.17. Схема к расчету геометрических параметров цилиндрической косозубой зубчатой передачи

В плоскости *n-n*, нормальной к направлению линии зуба, все размеры зуба стандартные. Профиль косого зуба в нормальном сечении n-n совпадает с профилем прямого зуба. Модуль в этом сечении также должен быть стандартным.

На рис. 2.7 изображены цилиндрическое косозубое эвольвентное зубчатое колесо и его сечения: *n-n* – нормальное к направлению линий зубьев и *t-t* – торцовое или окружное (параллельное торцу зубчатого колеса).

Форма зубьев и шаг их, измеренный по делительному цилиндру в этих сечения, различны. **Делительный шаг зубьев** в сечении *n-n* называют **нормальным** и об означают p_n , в **сечении *t-t*** – окружным и обозначают p_t. При этом

$$p_t = p_n / \cos\beta$$

Различны в этих сечениях и **модули** зацепления:

Нормальный $m_n = p_n/\pi$

и **окружной** $m_t = p_t/\pi$.

Эти модули связаны между собой зависимостью

$m_t = m_n/\cos\beta$

Нормальный модуль m_n (иногда его обозначают m) должен соответствовать стандарту при нарезании прямозубой рейкой, червячной фрезой или косозубым долбяком. Окружной модуль m_t при этом может быть нестандартным (произвольным), он зависит от угла β.

Высота h косого зуба в сечениях *n-n* и *t-t* одинакова.

Форма косого зуба в сечении *n-n* определятся формой режущего инструмента, как и в прямозубом зубчатом колесе. При этом нормальный шаг p_n косозубого зубчатого колеса равен шагу p исходной зубчатой рейки.

Диаметр делительной окружности косозубого зубчатого колеса определяют только в торцовом сечении *t-t*:

$$d = m_t z = m_n z / \cos\beta$$

Для косозубой передачи без смещения при $h_a^* = 1$, $c^* = 0.25$:

диаметры делительных окружностей (делительные диаметры)

$$d_{1(2)} = m_n \cdot z_{1(2)} / \cos\beta$$

высота головки зуба

$$h_{a1(2)} = h_a^* m_n = m_n$$

диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2h_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2m_n$$

высота ножки зуба

$$h_{f1(2)} = (h_a^* + c^*)m_n = (1 + 0.25)m_n = 1.25m_n$$

диаметры окружностей впадин зубьев

$$d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2h_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2.5m_n$$

диаметры начальных окружностей (начальные диаметры)

$$d_{w1(2)} = d_{1(2)}$$

межосевое расстояние

$$a_w = 0{,}5(d_{w2} + d_{w1}) = a = 0{,}5(d_2 + d_1) = 0{,}5m_n \cdot (z_2 + z_1) / \cos\beta$$

При числе зубьев косозубой шестерни $z_1 < z_{1min} = 17\cos^3\beta$ применяют высотную модификацию косозубого зацепления, принимая коэффициенты смещения

$$x_1 = \frac{17 - z_1}{17} \le 0.6;\ x_2 = -x_1$$

Тогда параметры цилиндрической косозубой зубчатой передачи с высотной модификацией зацепления, состоящей из шестерни 1 и колеса 2, при при $h_a^* = 1$, $c^* = 0.25$:

диаметры делительных окружностей (делительные диаметры)

$$d_{1(2)} = m_n \cdot z_{1(2)} / \cos\beta$$

диаметры начальных окружностей (начальные диаметры)

$$d_{w1(2)} = d_{1(2)}$$

$$h_{a1} = (h_a^* + x_1)m_n$$

$$h_{a2} = (h_a^* + x_2)m_n = (h_a^* - x_1)m_n$$

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_1)m_n$$

$$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_2)m_n = (h_a^* + c^* + x_1)m_n$$

Тогда диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$$

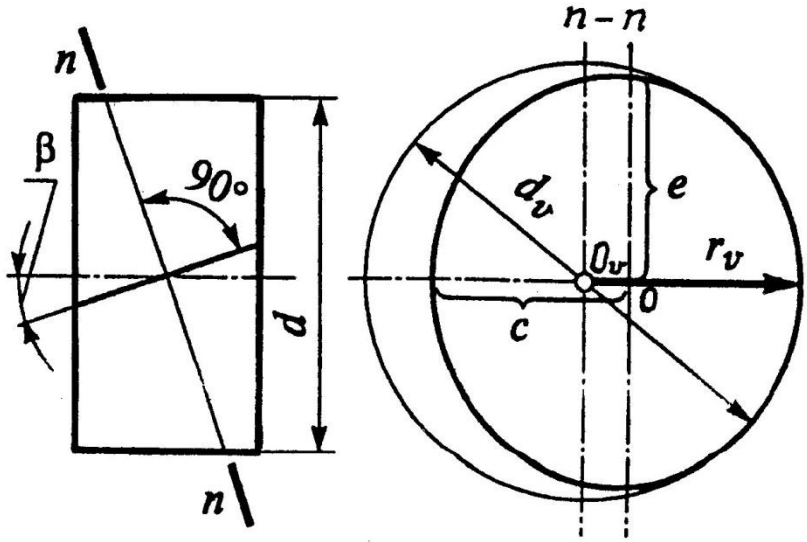
межосевое расстояние

$$a_w = 0{,}5(d_{w2} + d_{w1}) = a = 0{,}5(d_2 + d_1) = 0{,}5m_n \cdot (z_2 + z_1)/\cos\beta$$

При числе зубьев косозубой шестерни $z_1 \geq z_{1min} = 17\cos^3\beta$ цилиндрические косозубые передачи изготавливают без смещения.

3.2.3. Замена цилиндрического косозубого зубчатого колеса эквивалентным цилиндрическим прямозубым.

3.2.3. Объясните, с какой целью цилиндрическое косозубое зубчатое колесо заменяют эквивалентным цилиндрическим прямозубым зубчатым колесом? Начертите схему, поясняющую эту замену (рис. 3.18) и запишите соотношение между зубьями этих колес.



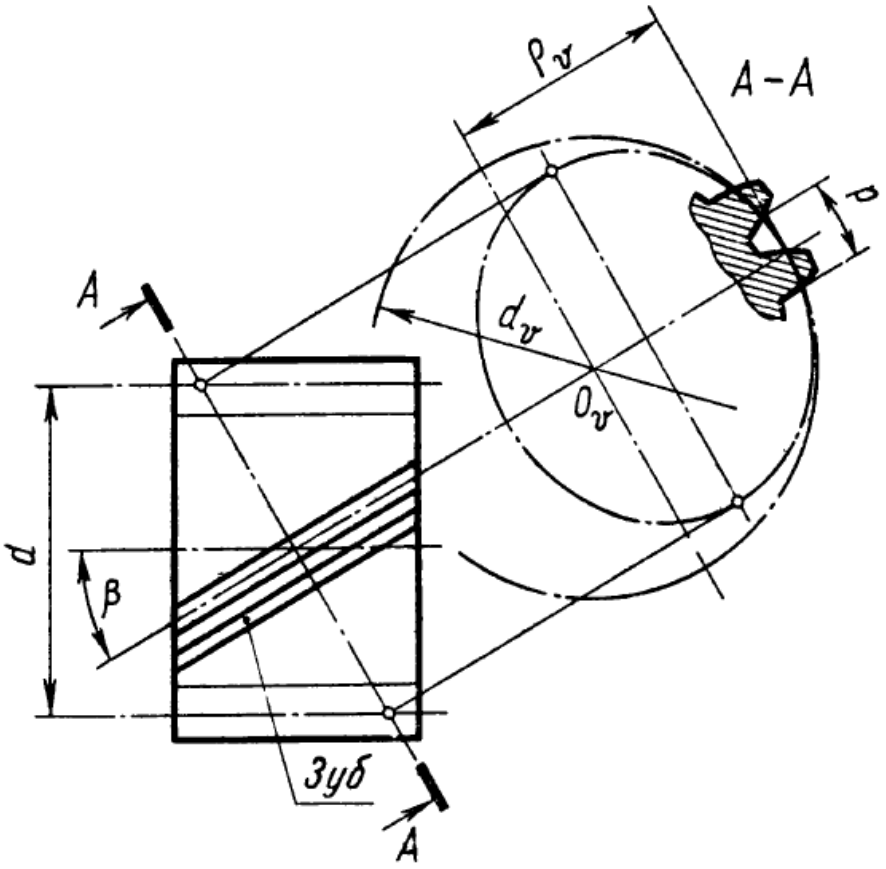


Рисунок 3.18. Косозубое зубчатое колесо и понятие эквивалентного прямозубого зубчатого колеса [1]

Прочность зуба определяют его размеры и форма в нормальном сечении. Форму косого зуба в нормальном сечении принято определять через параметры ***эквивалентного прямозубого колеса****.*

Делительная окружность косозубого колеса в нормальном сечении n-n (А-А) образует эллипс с радиусом

$$\rho_v = d/(2\cos^2\beta)$$

Профиль зуба в этом сечении совпадает с профилем условного прямозубого колеса, называемого **эквивалентным**, делительный диаметр которого

$$d_v = 2\rho_v = \frac{d}{\cos^2\beta} = \frac{m_t z}{\cos^2\beta} = \frac{m_n z}{\cos^3\beta} = m_n z_v$$

$$\frac{m_n z}{\cos^3\beta} = m_n z_v$$

Откуда эквивалентное число зубьев

$$z_v = \frac{z}{\cos^3\beta}$$

Где **Z** – действительное число зубьев косозубого колеса. Из формулы следует, что с увеличением β возрастает число зубьев z_v эквивалентного колеса.

Увеличение эквивалентных параметров d_v и z_v с увеличением угла β является одной из причин повышения прочности косозубой передачи. Вследствие наклона зубьев получается как бы колесо больших размеров или при той же нагрузке уменьшаются габариты передачи.

3.2.4. Силы в зацеплении цилиндрической косозубой зубчатой передачи.

3.2.4. На какие составляющие раскладывают нормальную силу F_n приложенную в полюсе внешнего зацепления цилиндрической косозубой зубчатой передачи (рис. 3.19)? Запишите формулы для определения этих сил.

Для цилиндрической косозубой передачи силу F_n раскладывают на три составляющие:

Окружную F_t (*H*) (вдоль оси X):

$$F_{t1} = 2T_1/d_{w1} \approx 2T_1/d_1$$
$$F_{t2} = 2T_2/d_{w2} \approx 2T_2/d_2$$

где T_1, T_2 - вращающий момент соответственно на шестерне 1 и колесе 2, $\text{Н} \cdot \text{мм}$, $d_{w1(2)}$, $d_{1(2)}$-мм.

Радиальную F_r (*H*) (вдоль оси Y):

$$F_{r1} = F_{t1} tg20° / \cos\beta$$
$$F_{r2} = F_{t2} tg20° / \cos\beta$$

Осевую F_a (*H*) (вдоль оси Z):

$$F_{a1} = F_{t1} tg\beta$$
$$F_{a2} = F_{t2} tg\beta$$

При этом:

$$F_{t1} = F_{t2}$$
$$F_{r1} = F_{r2}$$
$$F_{a1} = F_{a2}$$

Направление сил F_{t1}, F_{r1} и F_{a1} на шестерне противоположно направлению соответствующих сил F_{t2}, F_{r2} и F_{a2} на колесе

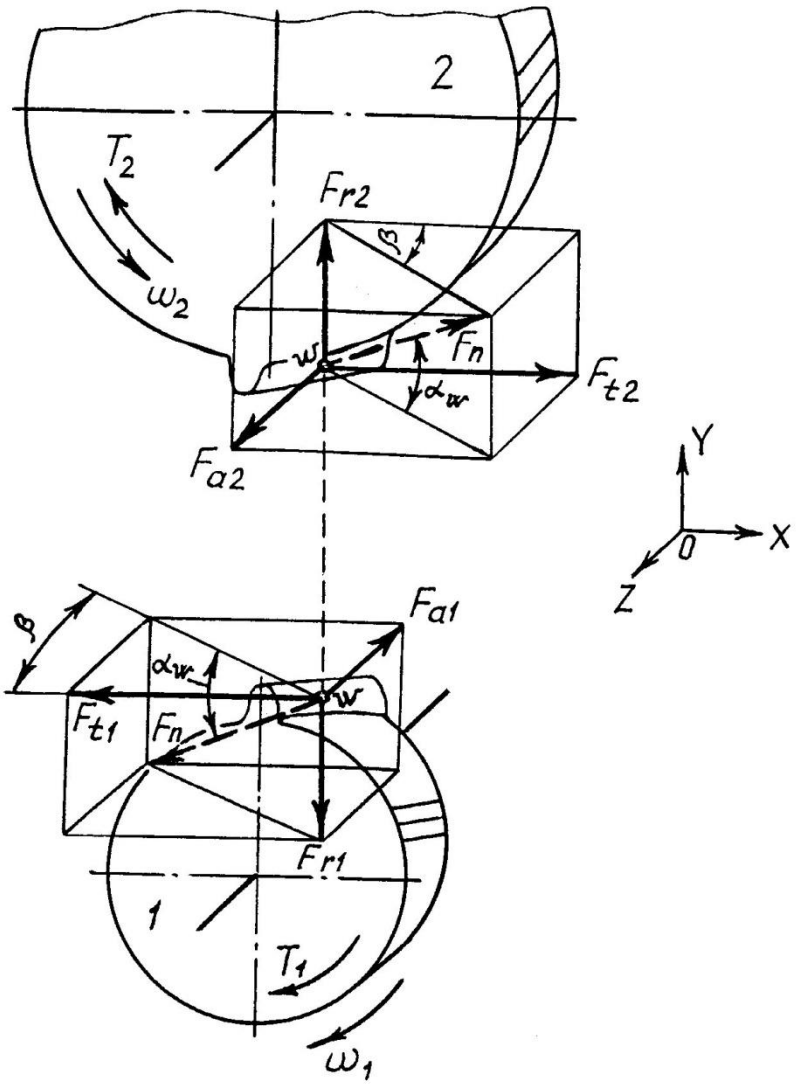
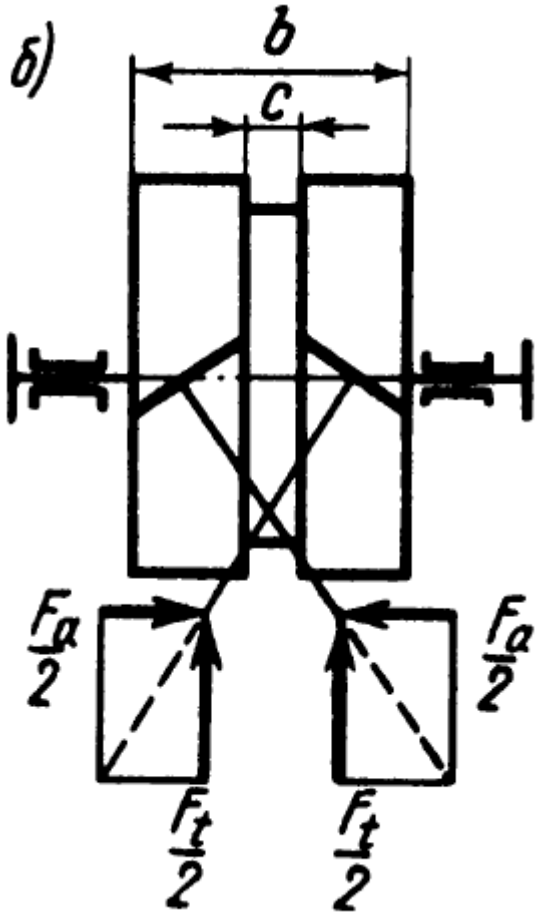


Рисунок 3.19. Схема сил в цилиндрической косозубой зубчатой передаче

В цилиндрической шевронной передаче осевые силы F_a , действующие на каждую половину шеврона, уравновешиваются на зубчатых колёсах и не передаются на подшипники.

Окружную F_t и радиальную F_r силы определяют так же, как и для косозубых зубчатых колёс.


б)
b
c
$\frac{F_a}{2}$
$\frac{F_a}{2}$
$\frac{F_t}{2}$
$\frac{F_t}{2}$

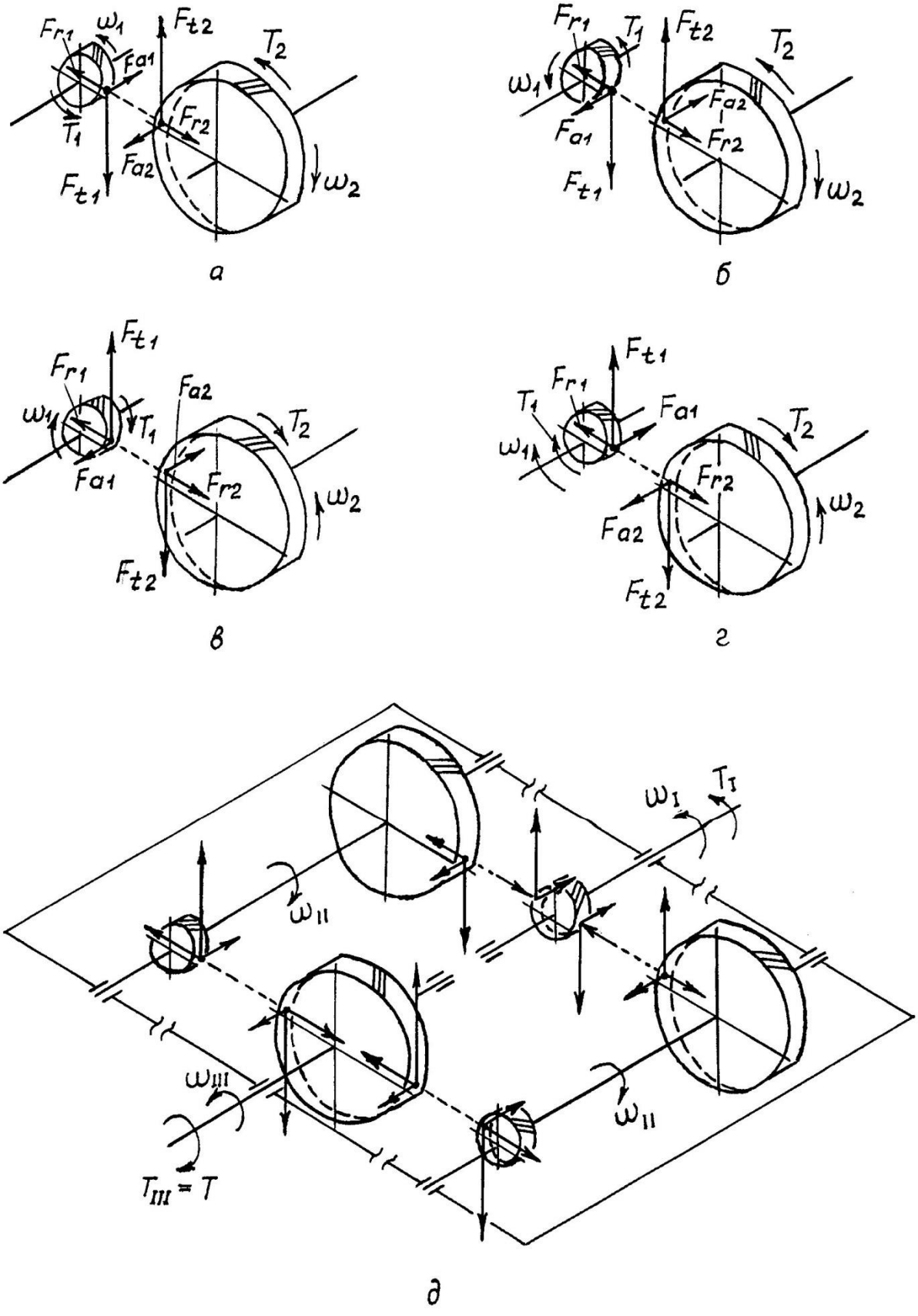


Рисунок 3.20. Силы в зацеплении цилиндрических косозубых зубчатых передач

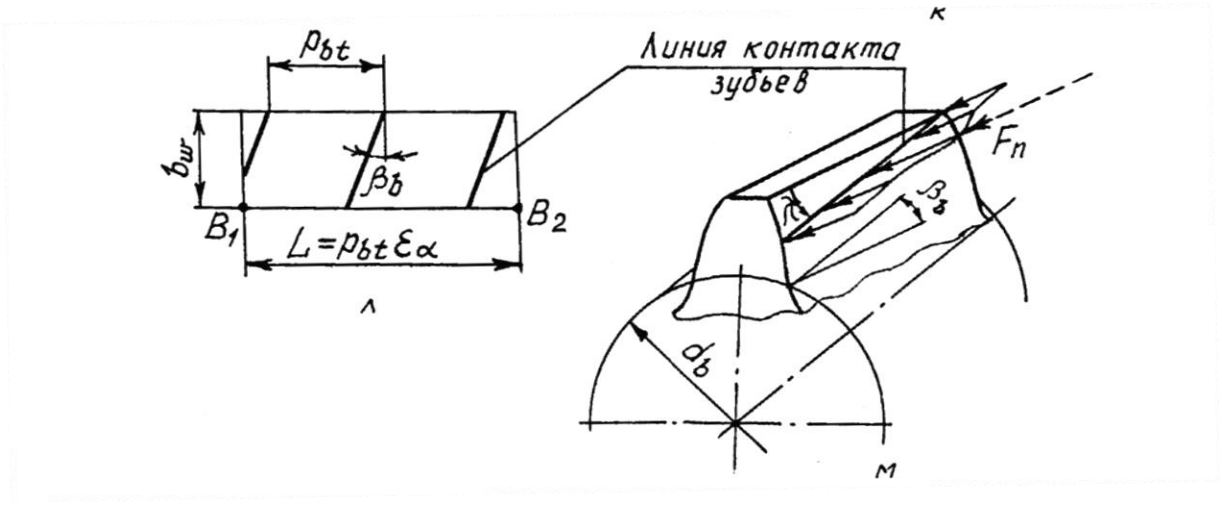
3.2.5. Особенности расчета цилиндрической косозубой зубчатой передачи на контактную прочность.

3.2.5. Укажите особенности расчета зубьев цилиндрической косозубой зубчатой передачи на контактную прочность и прочность при изгибе в сравнении с цилиндрической прямозубой зубчатой передачей.

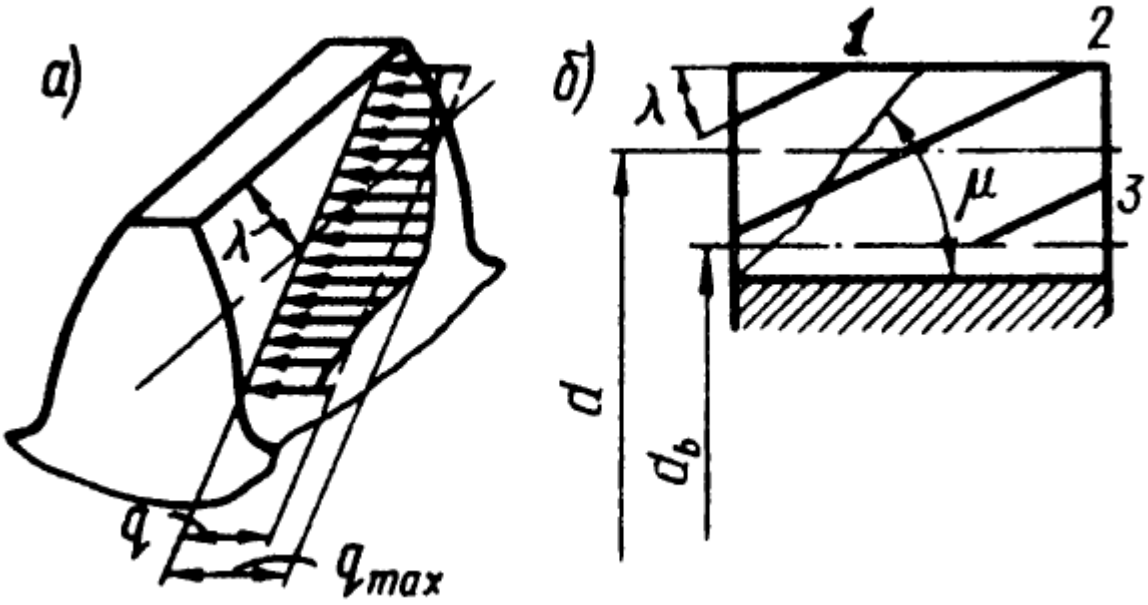
В отличие от прямых косые зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Расположение линий контакта зубьев в поле зацепления косозубой цилиндрической передачи показано на рис.. Зубья, по мере захода их в поле зацепления, нагружаются постепенно, а в зацеплении всегда находится **не менее двух пар зубьев.** При этом уменьшение длины контактной линии одной пары зубьев сопровождается **приращением длины контактной линии другой пары**. В отличие от прямозубого **косозубое зацепление не имеет зоны однопарного зацепления**.

Передача нагрузки большим числом контактных линий снижает шум и динамические нагрузки. Чем больше угол β наклона линии зуба, тем выше плавность зацепления. Однако увеличение угла β ведёт к росту осевой составляющей нормальной силы в зацеплении, нагружающей опоры и валы передачи.

На боковой поверхности колеса зуба линия контакта располагается под углом λ (рис.). По линии контакта нагрузка распределяется неравномерно, имея максимум на средней линии зуба. Это связано с тем, что при зацеплении серединами, косые зубья обладают повышенной изгибной жёсткостью. По этой причине **коэффициент динамической нагрузки косозубых зубчатых колёс меньше, чем у прямозубой передачи**.



в – поле зацепления зубьев; г – расположение линии контакта на боковой поверхности косого зуба и распределение вдоль неё нагрузки



Линия контакта на боковой поверхности косого зуба у ведомого зубчатого колеса перемещается от вершины зуба к основанию, сначала увеличиваясь по длине, а затем уменьшаясь. У ведущего зубчатого колеса всё происходит в обратном направлении.

С наклонным расположением контактной линии связана ***целесообразность изготовления косозубой шестерни из материала, значительно более прочного (высокотвердого), чем*** **у** ***колеса.*** Это объясняется следующим. Ножки зубьев обладают меньшей стойкостью против выкрашивания, чем головки, так как у них неблагоприятно сочетание направления скольжения и перекатывания зубьев Следовательно, ножка зуба колеса, работающая с головкой зуба шестерни, начнет выкрашиваться в первую очередь. При этом вследствие наклона контактной линии нагрузка (полностью или частично) передается на головку зуба колеса, работающую с ножкой зуба шестерни. Слабая ножка зуба колеса разгружается, и выкрашивание прекращается. Дополнительная нагрузка ножки зуба шестерни не опасна, так как она изготовлена из более стойкого материала. *Применение высокотвердой шестерни позволяет дополнительно повысить нагрузочную способность косозубых передач до 25...30%.*

Т.к. в зацеплении в косозубой передаче участвуют 2-3 пары зубьев, суммарная длина контактных линий больше (примерно на 30%), чем в прямозубой передаче.

Соотношение между радиусами кривизны контактирующих зубьев в косозубой передаче более благоприятно , т.е. $1/\rho_{\text{ПР}}$ больше для косозубой передачи.

Это приводит к уменьшению контактных напряжений в косозубой передаче, что учитывается **коэффициентом уменьшения контактных напряжений в косозубой передаче в сравнении с прямозубой**

Коэффициент уменьшения контактных напряжений в косозубой передаче в сравнении с прямозубой :

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha}\cos^2\beta}{\varepsilon_\alpha}}$$

Коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \left[1.88 - 3.2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta$$

$K_{H\alpha}$ - коэффициент распределения нагрузки между зубьями (или Коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев)

Формула для определения расчетных контактных напряжений в полюсе зацепления цилиндрической косозубой эвольвентной зубчатой передачи внешнего зацепления при проверочном расчете: (4)

$$\sigma_H = Z_{H\beta}\sqrt{E_{\text{ПР}}\frac{F_t K_{H\beta} K_{HV} K_A}{b_w d_{w1}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \le [\sigma_H]$$

При проектом расчете принимают $Z_{H\beta} \approx 0{,}8$ и межосевое расстояние будет равно

$$a_w = 0.75(u \pm 1)\sqrt[3]{E_{\text{ПР}}\frac{T_2 K_{H\beta} K_A}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}}$$

3.2.6. Особенности расчета зубьев цилиндрической косозубой зубчатой передачи на прочность при изгибе.

Расчет выполняют по аналогии с прямозубыми передачами с учетом увеличения прочности косозубой передачи.

При этом формула для проверочного расчета имеет вид

Расчетные напряжения при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса

$$\sigma_F = Y_{FS} Y_{F\beta} F_t K_F / (b_w m) \le [\sigma_F]$$

$[\sigma_F]$ – допускаемые напряжения изгиба.

$Y_{F\beta}$ – коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба

$$Y_{F\beta} = {}^{Y_\beta}/_{\varepsilon_\alpha}$$

Коэффициент торцового перекрытия ε_α учитывает уменьшение нагрузки расчетного зуба ввиду многопарности зацепления.

Y_β – коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба и неравномерности распределения нагрузки.

$$Y_\beta = 1 - {}^{\beta^\circ}/_{100} \ge 0{,}7.$$

При этом равнодействующая нагрузка приближается к основанию зуба, а изгибающий момент уменьшается.

Y_{FS} — Коэффициент формы зуба, безразмерный коэффициент, значения которого зависят только от формы зуба. Форма зуба при одинаковом исходном контуре

инструмента зависит от эквивалентного числа зубьев z_v и коэффициента смещения инструмента X. (определяется по графикам)

Тема 4. Конические зубчатые передачи.

4.1. Общие сведения о конических зубчатых передачах.

4.1. Запишите достоинства и недостатки конических зубчатых передач, укажите формы их зубьев (рис. 4.2). Начертите коническое зубчатое колесо с круговыми зубьями (рис. 4.2,б) и укажите его расчетный угол β_m (поясните словами, как определяется этот угол).

Конические зубчатые передачи применяют для передачи вращения между пересекающимися осями. Наибольшее распространение имеют конические передачи с углом Σ между осями зубчатых колёс равным $90°$ (так называемые **ортогональные** передачи).

Конические зубчатые колёса изготавливают с прямыми и круговыми зубьями.

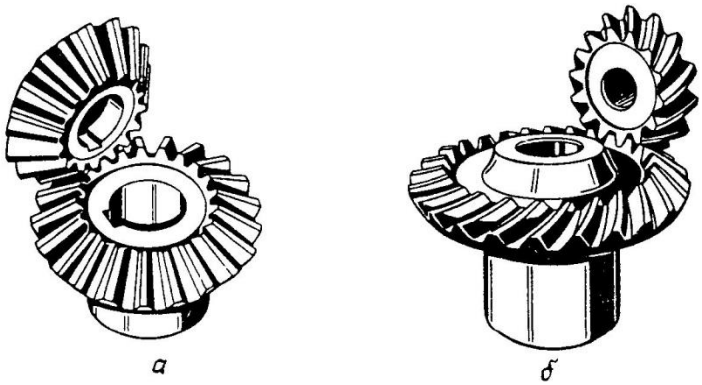


Рисунок 4.1. Коническая зубчатая передача ;а- прямозубая; б- с круговыми зубьями

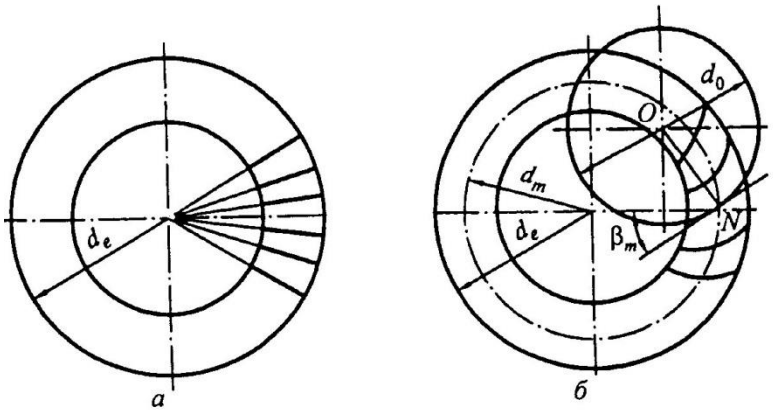


Рисунок 4.2. Формы зубьев (вид на коническое колесо с торца):а- прямозубые, б- круговые

Круговой зуб располагается по дуге окружности, по которой движется инструмент (резцовая головка) при нарезании зубьев (на рис., б диаметр этой окружности условно обозначен d_o). Так как угол наклона линии кругового зуба переменный, то в качестве расчётного принимают угол β_m на окружности среднего диаметра d_m зубчатого колеса (т.е. в среднем сечении по ширине зубчатого венца), как угол между касательной к окружности в точке N и образующей конуса в данной точке.

Для передачи с прямым зубом $\beta_m = 0°$, для передачи с круговым зубом $\beta_m = 35°$.

Достоинство конических передач - возможность передачи механической энергии между валами с пересекающимися осями.

Недостатками являются необходимость регулирования передачи (вершины делительных конусов должны совпадать), а также меньшая нагрузочная способность и большая сложность изготовления по сравнению с цилиндрическими передачами.

Передачи с прямыми зубьями имеют *линейный*, а круговыми зубьями – *точечный* контакт в зацеплении.

Прямозубые передачи рекомендуется применять при окружных скоростях до 3 м/с.

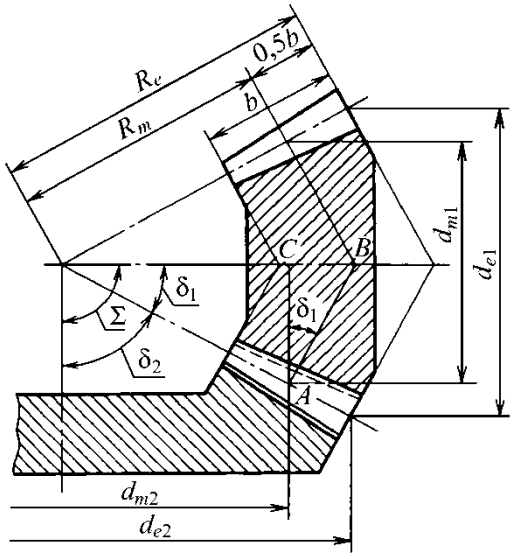
Круговой зуб повышает плавность работы передачи, контактную прочность и прочность на изгиб, но увеличивает нагрузку на опоры и валы.

Так как передачи с круговыми зубьями менее чувствительны к нарушению точности взаимного расположения зубчатых колёс, а их изготовление проще и производится на специальных станках в условиях как массового, так и мелкосерийного производства, то они получили наибольшее распространение в машиностроении.

Конические зубчатые колёса с круговыми зубьями, по сравнению с прямозубыми, обладают большей несущей способностью, работают плавно и с меньшим шумом.

Для повышения износостойкости и сопротивления зубьев заеданию смещением исходного контура выравнивают удельные скольжения в граничных точках зацепления. Шестерню выполняют с положительным смещением, а колесо с равным ему по абсолютному значению - отрицательным.

Сопряженные колеса с круговым зубом имеют разноименное направление линий зубьев — **правое и левое**, если смотреть со стороны вершины конуса. Шестерни выполняют **с правым зубом**, колеса — с **левым**.



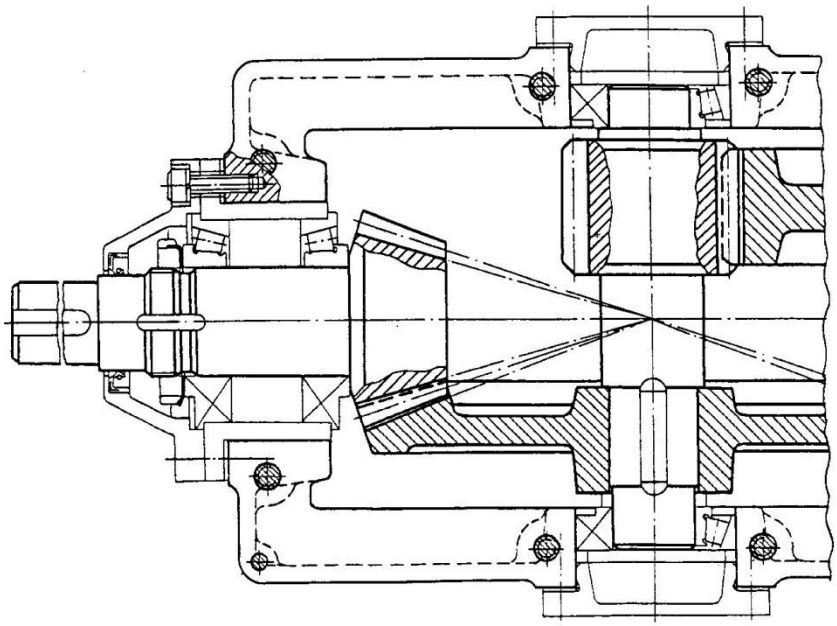


Рисунок 4.3. Особенности установки конической зубчатой передачи

Аналогами начальных цилиндров цилиндрических зубчатых передач в конических передачах являются **делительные конусы, совпадающие с начальными**. При вращении колес делительные конусы катятся друг по другу без скольжения.

Конические зубчатые передачи необходимо регулировать, добиваясь совпадения вершин делительных конусов колес.

В конических передачах *шестерня располагается консольно*, при этом вследствие меньшей жесткости консольного вала и деформации подшипников (особенно шариковых) увеличивается неравномерность распределения нагрузки по длине зуба.

По этой причине конические колеса по сравнению с цилиндрическими работают с большим шумом.

Подшипники вала шестерни располагаются в стакане для обеспечения возможности осевого регулирования зацепления колес при сборке.

4.2. Геометрические параметры конических зубчатых передач.

4.2. Перечислите геометрические размеры конической зубчатой передачи (рис. 4.6). Что такое дополнительный конус и торцовое сечение? Какими индексами сопровождают размеры, относящиеся к внешнему торцовому сечению и к среднему торцовому сечению? Перечислите осевые формы зубьев конических зубчатых колес (рис. 4.7). Почему на рис. 4.7,а вершины конусов не совпадают в одной точке?

Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических передач в конической зубчатой передаче являются **начальные и делительные конусы**. Но так как в конической передаче не применяют угловую модификацию зацепления, а только высотную, или выполняют передачу без смещения, то начальный и делительный конусы зубчатых колёс совпадают. При вращении зубчатых колёс делительные конусы шестерни и колеса катятся друг по другу без скольжения.

Угол делительного конуса шестерни обозначают δ_1, колеса - δ_2.

Угол между осями зубчатых колёс

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90°$$

Конусы, образующие которых перпендикулярны образующим делительных конусов, называют **дополнительными конусами**. Различают **наружный, внутренний и средний дополнительные конусы**. Образующие среднего дополнительного и делительного конусов пересекаются на середине ширины b зубчатого венца, т.е. средний дополнительный конус расположен на равном расстоянии от внешнего и внутреннего дополнительных конусов.

Сечение зубьев дополнительным конусом называют **торцовым сечением**. Различают **внешнее, внутреннее и среднее торцовые сечения**. Размеры, относящиеся к

- **внешнему** торцовому сечению, записывают с индексом e,
- **внутреннему** - с индексом i
- и **среднему** - с индексом m .

Размеры во внешнем торцовом сечении удобны для измерения, поэтому их указывают на рабочих чертежах конических зубчатых колёс.

Размеры в среднем торцовом сечении используют при расчётах на прочность.

Углы делительных конусов связаны с их диаметрами, зависящими от числа зубьев z. Согласно рис.:

$$tg\delta_2 = \frac{d_{e2}/2}{d_{e1}/2} = \frac{z_2}{z_1} = u$$

где u - передаточное число; для понижающей передачи $u = i$.

Для конической прямозубой передачи рекомендуют *u* = 2...3; при колесах с круговыми зубьями *u* до 6,3

Тогда: $\delta_2 = arctg\ u$; $\delta_1 = 90° - \delta_2$

Кроме **углов делительных конусов** δ_1 и δ_2, к **основным геометрическим параметрам конической передачи относят** (рис):

R_e, R_m- **внешнее и среднее конусные расстояния**;

d_e, d_m- **внешний и средний делительные диаметры**;

d_{ae}, d_{fe} - **внешние диаметры вершин и впадин зубьев**;

Θ_a, Θ_f- **угол головки и ножки зуба** («тэта»);

b - **ширина зубчатого венца**;

$K_{be} = b/R_e$- коэффициент ширины зубчатого венца.

У конического зубчатого колеса высота и толщина зуба, а также окружной шаг меняются по длине зуба. Соответственно меняется и модуль. Поэтому различают

внешний окружной модуль m_{te} на внешнем делительном диаметре d_e

и **средний окружной модуль** m_{tm} на среднем делительном диаметре d_m .

Так как $d_e = m_{te} \cdot z$

а $d_m = m_{tm} \cdot z$

то из соотношения

$$\frac{d_m}{d_e} = \frac{R_m}{R_e} = \frac{R_e - 0.5b}{R_e}$$

получаем:

$$d_m = d_e \cdot (1 - 0.5 \cdot K_{be})$$

$$m_{tm} = m_{te} \cdot (1 - 0.5 \cdot K_{be})$$

Для конических зубчатых колёс с прямыми зубьями индекс "t" опускают и модули обозначают m_e и m_m.

В зубчатых колёсах с круговыми зубьями дополнительно оперируют нормальным модулем m_{nm} на середине ширины зубчатого венца (или на середине длины зуба), называемым **средним нормальным модулем**.

Соотношения между модулями m_{te}, m_{tm} и m_{nm} для зубчатого колеса **с круговыми зубьями:**

$$m_{tm} = m_{nm} / \cos\beta_m$$

$$m_{te} = \frac{m_{nm}}{(1 - 0.5 \cdot K_{be}) \cos\beta_m}$$

Для конических зубчатых колёс с прямыми зубьями **внешний окружной модуль** m_e округляют до стандартного значения, а средний окружной модуль m_m принимают нестандартным.

Для конических зубчатых колёс с круговыми зубьями до стандартного значения округляют *средний нормальный модуль* m_{nm}, а *внешний* m_{te} и средний m_m окружные модули являются нестандартными. Для круговых зубьев допускается также применение нестандартного значения модуля m_{nm}.

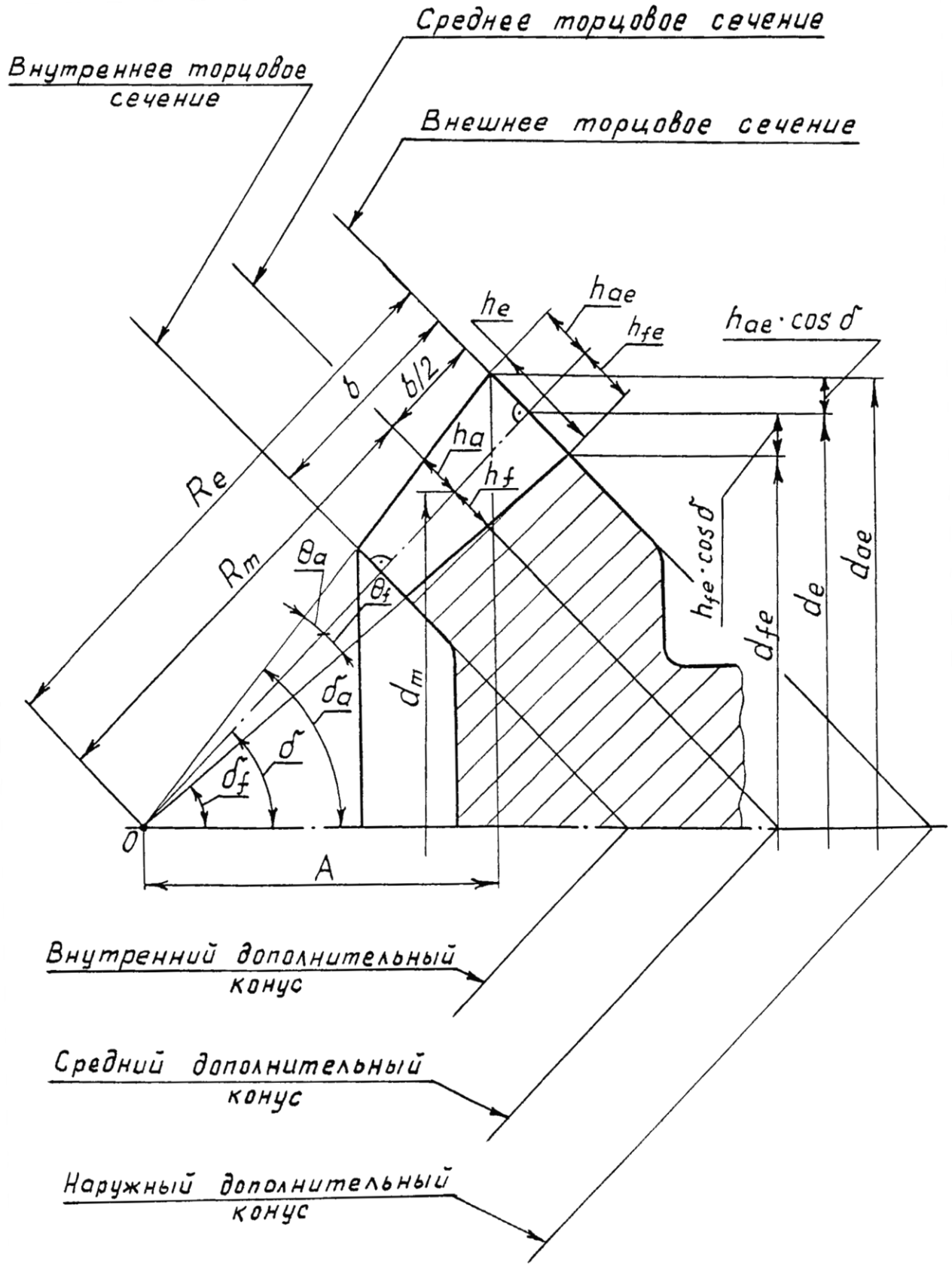


Рисунок 4.6. Геометрические размеры конической зубчатой передачи

Осевые форы зубьев конических зубчатых колес

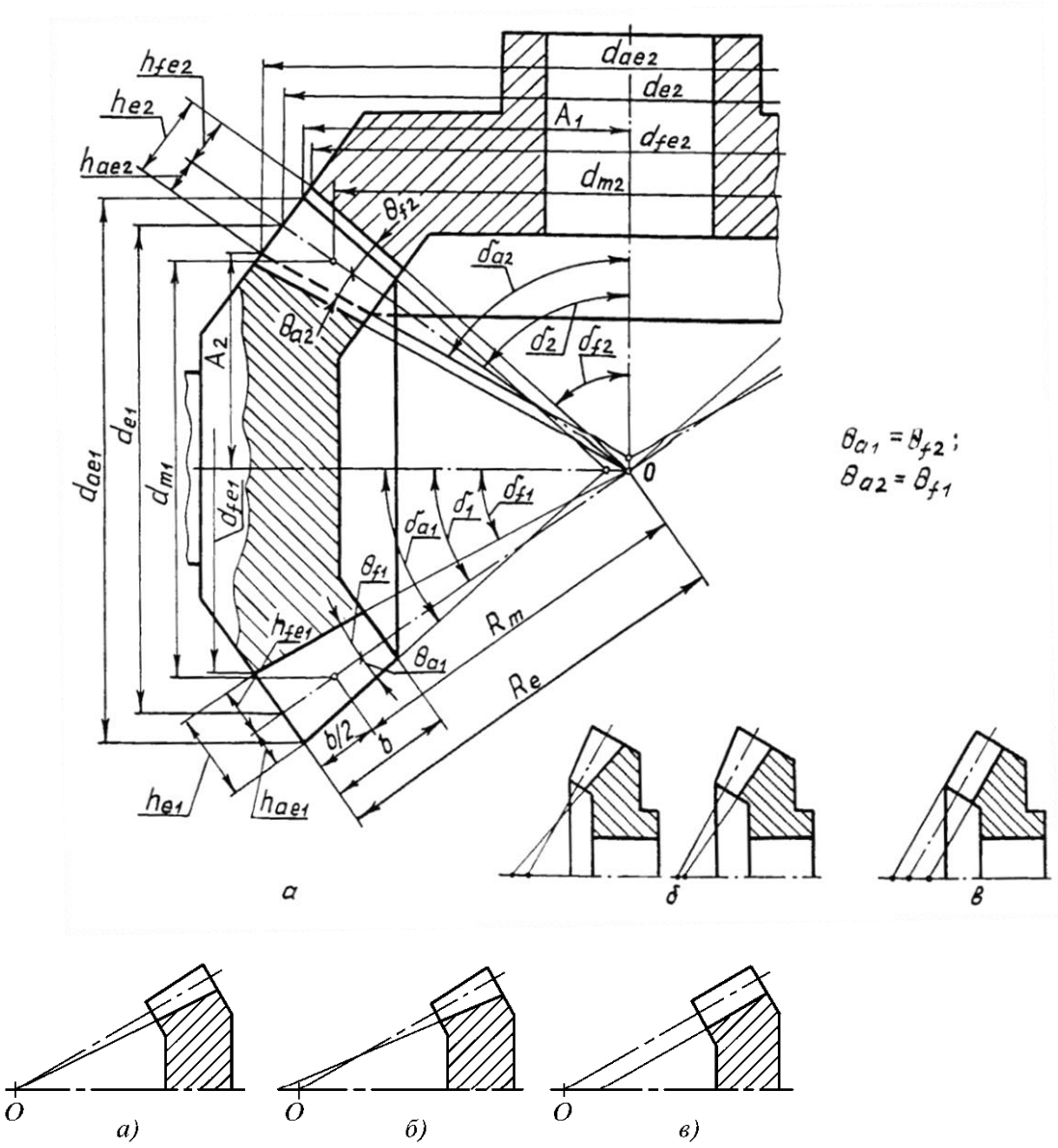


Рисунок 4.7. Осевые форы зубьев конических зубчатых колес:
а- осевая форма I; б- осевая форма II; в- осевая форма III

Зубья конических колес в зависимости от изменения размеров их нормальных сечений по длине выполняют **трех осевых форм**:

осевая форма I - ***нормально понижающиеся зубья*** (или пропорционально понижающиеся зубья)(рис. а). Вершины конусов делительного и впадин совпадают, высота ножки зуба уменьшается пропорциональна конусному расстоянию. Применяют для прямых зубьев, а также ограниченно для круговых при $m_{nm} \geq 2$ мм и

$$\sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 20 \dots 100$$

осевая форма II - ***нормально сужающиеся зубья*** (или понижающиеся зубья)(рис., б). Вершина конуса впадин расположена так, что ширина дна впадины колеса постоянна, а толщина зуба по делительному конусу пропорциональна конусному расстоянию.

Эта форма обеспечивает оптимальную прочность на изгиб во всех сечениях, позволяет одним инструментом обрабатывать сразу обе поверхности зубьев колеса,

что повышает производительность при нарезании зубчатых колес. Является основной для колес с круговыми зубьями. Применяют в массовом производстве.

осевая форма III - ***равновысокие зубья*** (рис. в). Образующие конусов делительного, впадин и вершин параллельны. Высота зубьев постоянна по всей длине. Применяют **для неортогональных передач с межосевым углом**

$$\Sigma < 40°$$

и круговыми зубьями при

$$\sqrt{z_1^2 + z_2^2} \geq 60$$

4.3. Силы в зацеплении прямозубой конической зубчатой передачи.

4.3. На какие составляющие раскладывают нормальную силу F_n в зацеплении конической зубчатой передачи (рис. 4.8)? Запишите формулы для определения этих сил в зацеплении прямозубой конической зубчатой передачи (рис. 4.10). От чего зависит направление вектора осевой силы F_{a1} на шестерне конической зубчатой передачи с круговыми зубьями (рис. 4.11)?

При определении сил, действующих в конической прямозубой зубчатой передаче, результирующую силу F_n на среднем делительном диаметре зубчатого колеса, нормальную к поверхности зуба, раскладывают на составляющие: окружную F_t , радиальную F_r , осевую F_a.

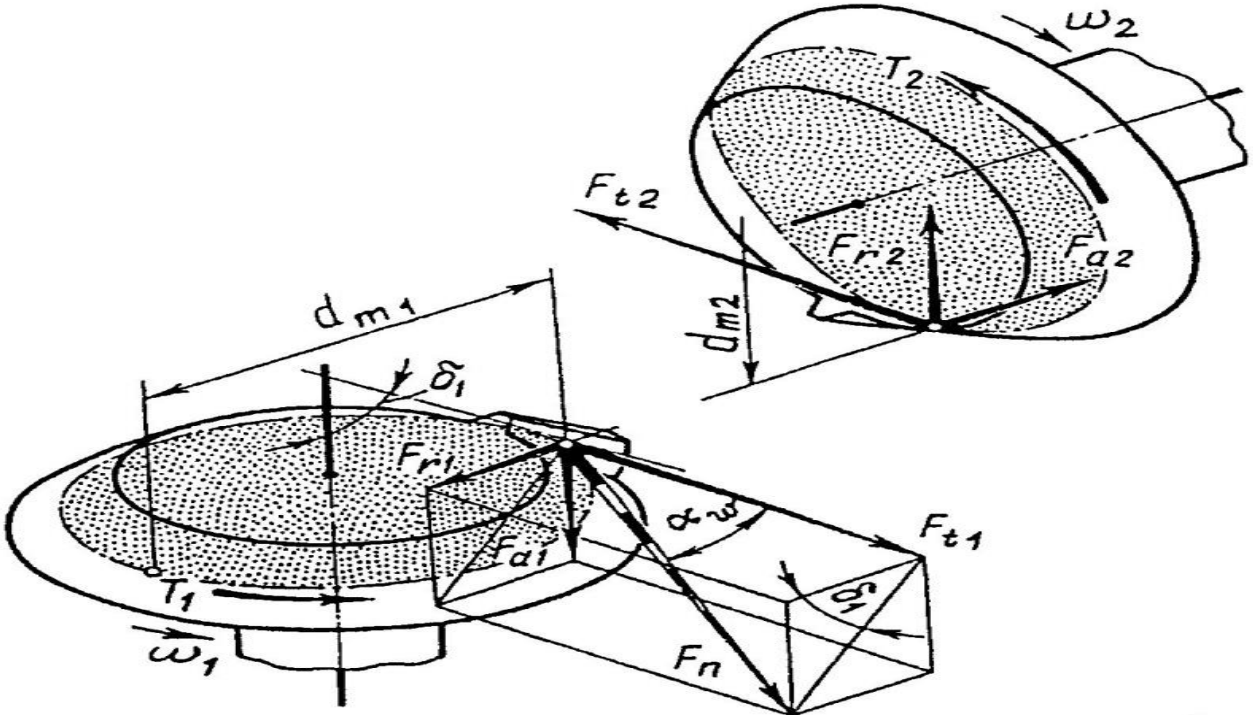


Рисунок 4.8. Схема сил в конической прямозубой зубчатой передаче(колеса условно раздвинуты)[6]

При известном вращающем моменте T_1 определяют окружную силу на среднем делительном диаметре шестерни, а затем другие составляющие.

Окружная сила в зацеплении

$$F_{t1} = 2T_1/d_{m1}$$

При этом

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t$$

Направления сил F_{t1} и F_{t2} противоположны.

$$F_n = F_t/cos\alpha$$

$$F'_r = F_t \cdot tg\alpha$$

Радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = F'_r \cdot cos\delta_1 = F_{t1} \cdot tg\alpha \cdot cos\delta_1$$

Осевая сила на колесе $F_{a2} = -F_{r1}$

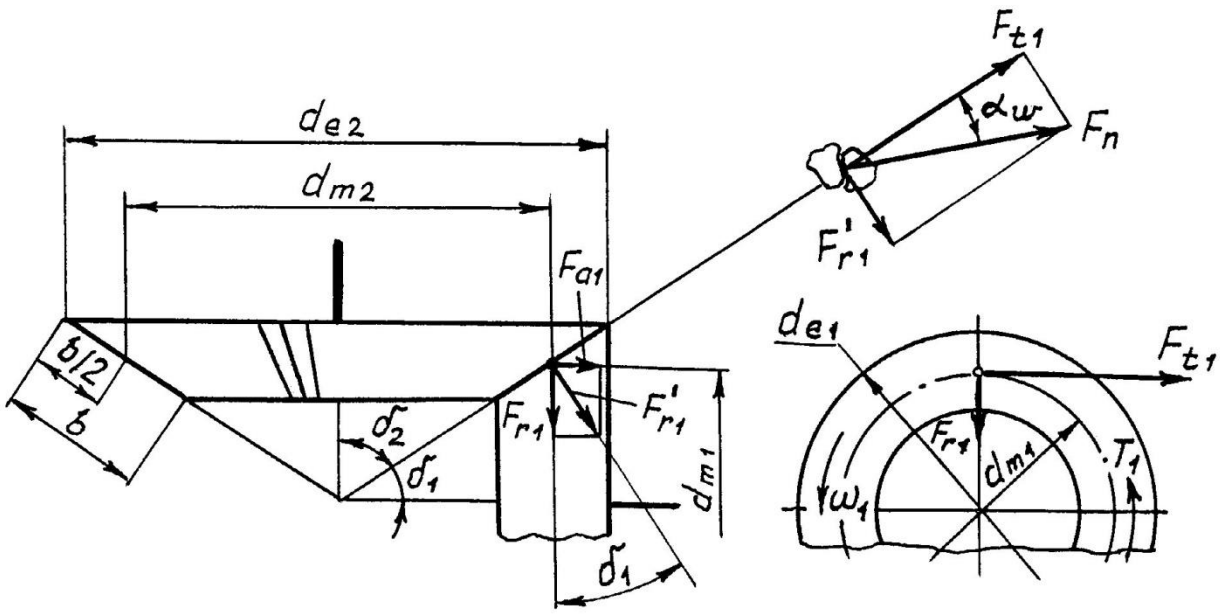
Осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_{t1} \cdot tg\alpha \cdot \sin\delta_1$$

Радиальная сила на колесе

$$F_{r2} = -F_{a1}$$

Направление силы F_{r1} противоположно направлению силы F_{a2} , направление силы F_{a1} противоположно направлению силы F_{r2} .



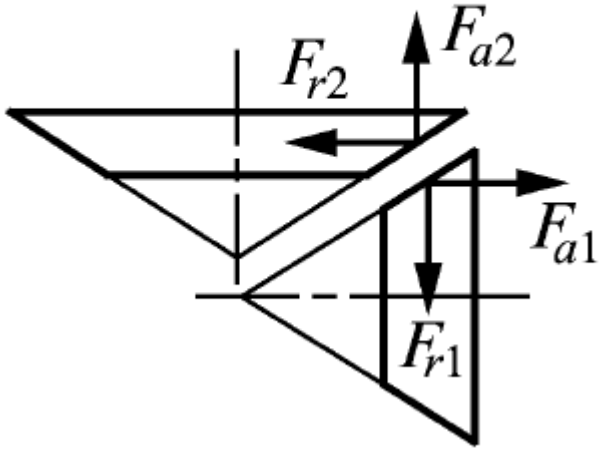


Рисунок 4.10. Схема к расчету сил в зацеплении прямозубой конической зубчатой передачи (ось колеса 2 расположена вертикально)

Схема сил в зацеплении конической зубчатой передачи с прямыми зубьями при различных направлениях вращения шестерни приведена на рис. 2.26.

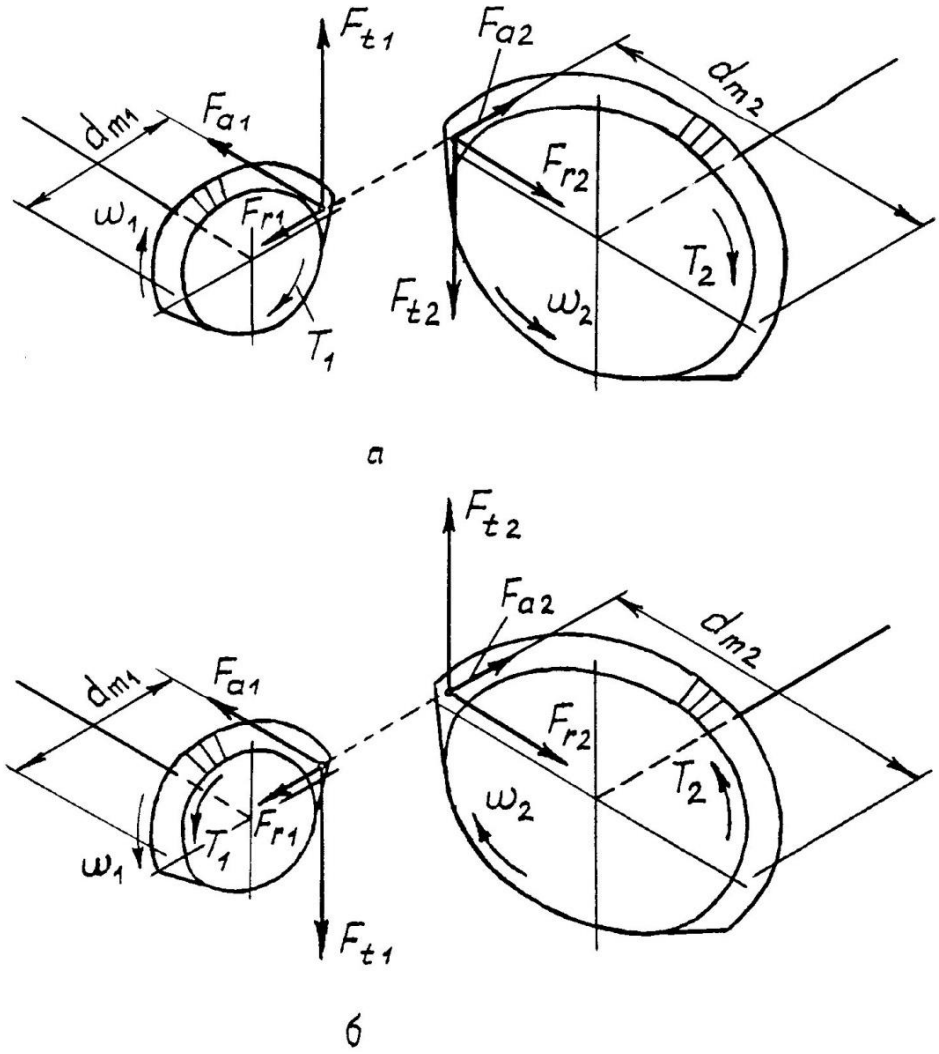


Рисунок 4.9. Силы в зацеплении прямозубой конической зубчатой передачи с осями валов, расположенными в горизонтальной плоскости

4.4. Силы в зацеплении конической зубчатой передачи с круговыми зубьями.

4.3. На какие составляющие раскладывают нормальную силу F_n в зацеплении конической зубчатой передачи От чего зависит направление вектора осевой силы F_{a1} на шестерне конической зубчатой передачи с круговыми зубьями (рис. 4.11)?

Для конической передачи с круговыми зубьями радиальную и осевую силы вначале определяют только для шестерни, используя зависимости:

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot (tg\alpha_n \cdot cos\delta_1 \mp \sin\beta_m \cdot \sin\delta_1) / \cos\beta_m$$

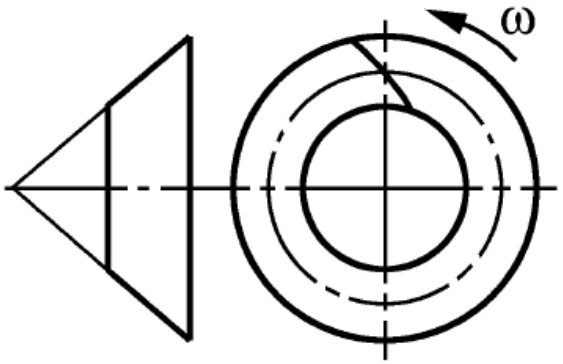
$$F_{a1} = F_{t1} \cdot (tg\alpha_n \cdot \sin\delta_1 \pm \sin\beta_m \cdot \cos\delta_1) / \cos\beta_m$$

$$F_{r1} = \frac{F_{t1} \cdot (tg\alpha_n \cdot cos\delta_1 \mp \sin\beta_m \cdot \sin\delta_1)}{\cos\beta_m}$$

$$F_{a1} = \frac{F_{t1} \cdot (tg\alpha_n \cdot \sin\delta_1 \pm \sin\beta_m \cdot \cos\delta_1)}{\cos\beta_m}$$

Верхние знаки принимают при совпадении направления линии зуба шестерни с направлением её вращения (если смотреть на шестерню со стороны вершины делительного конуса), нижние – при несовпадении направления линии зуба с направлением вращения шестерни.

Совпадение направления линии зуба шестерни с направлением её вращения наблюдается у шестерни с левым зубом при вращении её против часовой стрелки (рис. а) или с правым зубом при вращении шестерни по часовой стрелке (рис. *б*).



Шестерня вращается против хода часовой стрелки и зуб левый

Несовпадение наблюдается у шестерни с левым зубом при вращении её по часовой стрелке (рис. *в*) или с правым зубом при вращении её против часовой стрелки (рис., *г*).

Таким образом, рассчитанные по выше указанным зависимостям силы F_{r1} и F_{a1} могут иметь знак «плюс» или «минус». Направление этих сил на шестерне в зависимости от полученного знака показано на рис., *д*. Для колеса силы F_{r2} и F_{a2} имеют противоположное направление.

В конической передаче с круговыми зубьями во избежание заклинивания зубьев при значительных зазорах в подшипниках следует добиваться **обеспечения направления**

осевой силы на шестерне F_{a1} в сторону основания делительного конуса (на рис. 2.25, *д* направление $+F_{a1}$). Но для этого должно **быть обеспечено совпадение направления линии зуба и направление её вращения**, что без особых затруднений достигается в нереверсивных передачах (приводы ленточных и цепных конвейеров, элеваторов и т.п.). *В реверсивных приводах повышаются требования к зазорам в подшипниках конической передачи.*

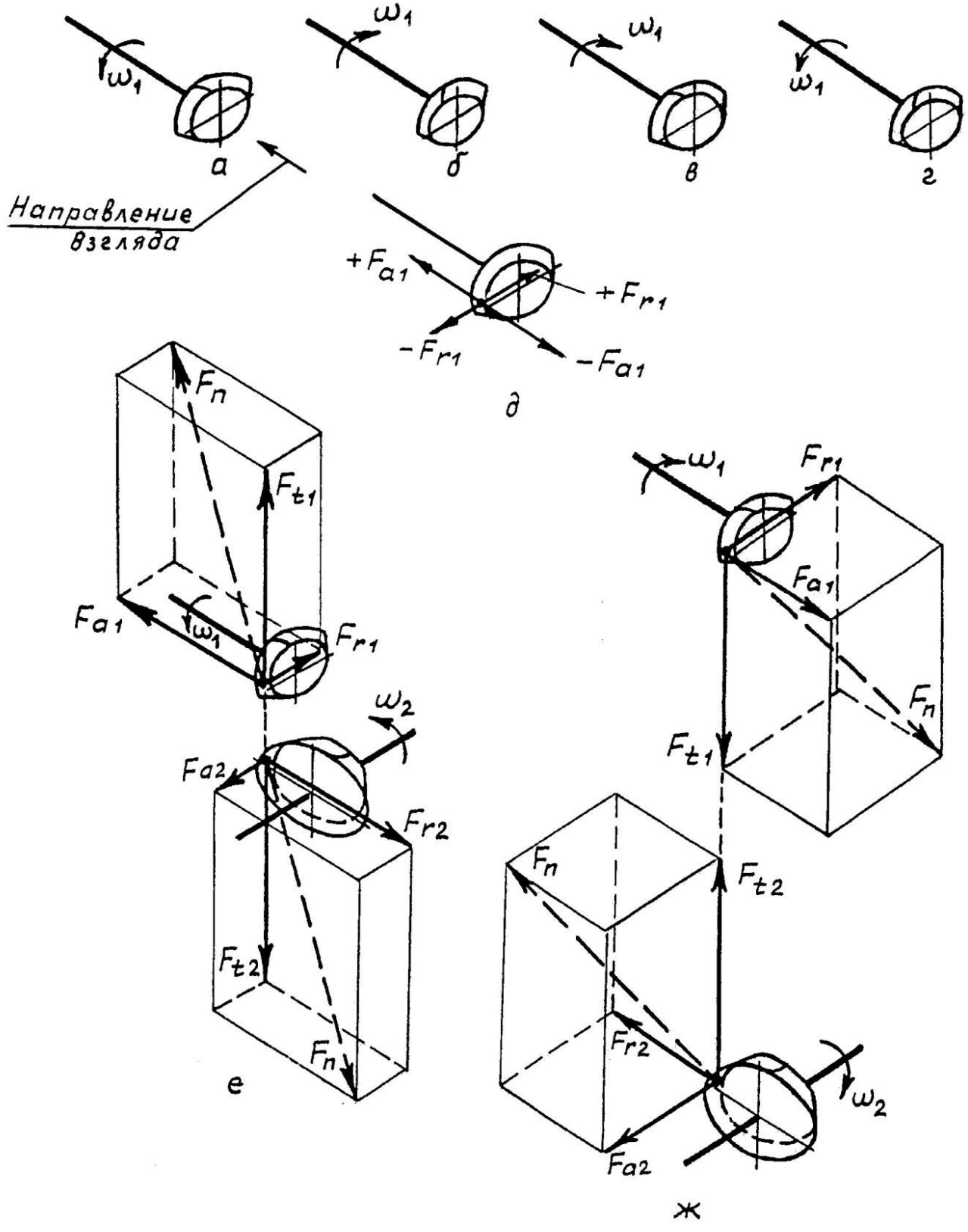


Рисунок 4.11. Силы в зацеплении конической зубчатой передачи с круговыми зубьями

4.5. Замена конических зубчатых колес эквивалентными цилиндрическими прямозубыми.

4.4. Объясните, с какой целью конические зубчатые колеса заменяют эквивалентными цилиндрическими прямозубыми с размерами зубьев, равными размеру зуба конического зубчатого колеса в среднем сечении, нормальном к оси зуба (рис. 4.12)? Запишите соотношения между зубьями этих колес для конической передачи с прямыми и круговыми зубьями.

При расчете на прочность конические колеса заменяют равнопрочными цилиндрическими. Поскольку размеры зуба в поперечном сечении конического колеса изменяются вдоль длины зуба, прочность зуба также изменяется вдоль оси.

В целях упрощения расчётов конических зубчатых колёс на контактную и изгибную прочность их заменяют прямозубыми цилиндрическими зубчатыми колёсами с размерами зубьев, равными размеру зуба конического зубчатого колеса в среднем сечении, нормальном к оси зуба.

Для прямозубой конической передачи профили зубьев конического колеса на среднем дополнительном конусе близки к профилям зубьев цилиндрического прямозубого колеса с делительным диаметром d_v.

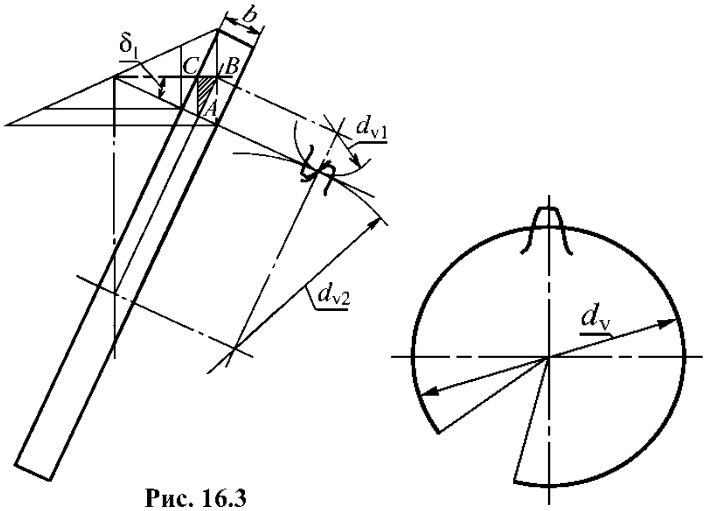


Рис. 16.3 16/4

Дополнив развертку среднего дополнительного конуса на плоскость (рис. 16.4) до полной окружности, получим **эквивалентное цилиндрическое колесо** с числом зубьев z_v и делительным диаметром d_v.

$$d_v = m_m z_v$$

Воображаемые прямозубые цилиндрические зубчатые колёса называют **эквивалентными зубчатыми колёсами** и диаметры их делительных окружностей обозначают d_{v1} и d_{v1} (рис. 4.12).

Для шестерни 1 из прямоугольного треугольника CEO_1':

$$EO'_1 = \frac{CE_1}{\cos\delta_1} = \frac{d_{m1}}{2\cos\delta_1}$$

Так как $\frac{d_{v1}}{2} = EO'_1$, то $d_{v1} = d_{m1}/\cos\delta_1$.

Аналогично для колеса 2 $d_{v2} = d_{m2}/\cos\delta_2$.

При равенстве модулей m_{tm} на коническом и эквивалентном ему цилиндрическом зубчатых колёсах из соотношения $m_{tm}z_{v1} = m_{tm}z_1/\cos\delta_1$ и $m_{tm}z_{v2} = m_{tm}z_2/\cos\delta_2$ найдём числа зубьев z_{v1} и z_{v2} эквивалентных прямозубых цилиндрических зубчатых колёс, называемых **эквивалентными числами зубьев**:

$$z_{v1} = z_1/\cos\delta_1$$

$$z_{v2} = z_2/\cos\delta_2$$

где z_1 , z_2 - действительные числа зубьев конических зубчатых колёс (шестерни 1 и колеса 2).

Для конической передачи с круговыми зубьями профили зубьев конического колеса в нормальном сечении близки к профилям зубьев эквивалентного цилиндрического прямозубого колеса. Эквивалентное число зубьев z_v получают двойным приведением: **конического колеса к цилиндрическому и кругового зуба к прямому зубу**.

Для конической передачи с круговыми зубьями числа зубьев эквивалентных прямозубых цилиндрических зубчатых колёс:

$$z_{v1} = z_2/(\cos\delta_1 \cdot cos^3\beta_m)$$

$$z_{v2} = z_2/(\cos\delta_2 \cdot cos^3\beta_m)$$

Эквивалентным числом зубьев $z_{v1(2)}$ пользуются при определении коэффициента формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} .

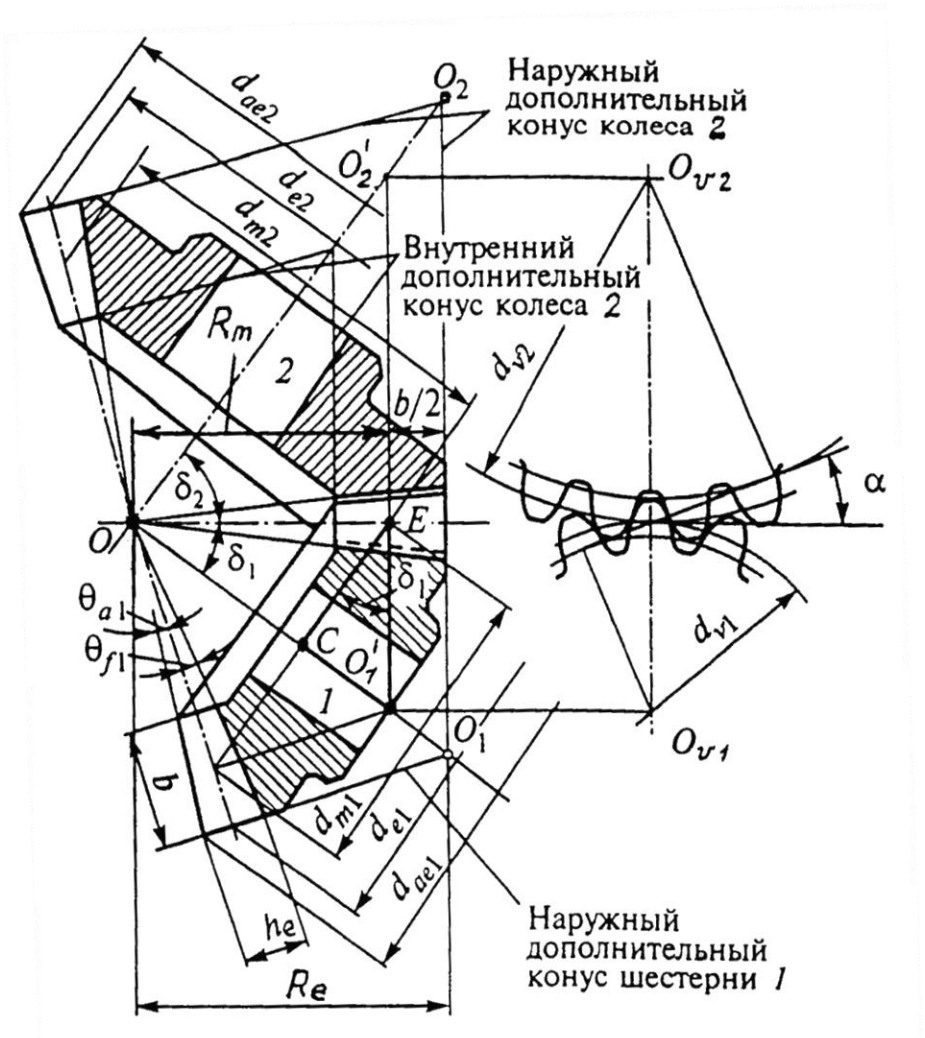


Рисунок 4.12. Замена конических зубчатых колес эквивалентными цилиндрическими прямозубыми [4]

Тема 5. Червячные передачи.

5.1. Общие сведения о червячных передачах.

5.1. Запишите достоинства, недостатки и области применения червячных передач. Укажите основные типы червяков в зависимости от формы поверхности, на которой образуются витки (рис. 5.3-5.4) и формы боковой поверхности витка в торцовом сечении (рис. 5.8).

Червячная передача - *это зубчато-винтовая передача, движение в которой преобразуется по принципу винтовой пары с присущим ей повышенным скольжением.*

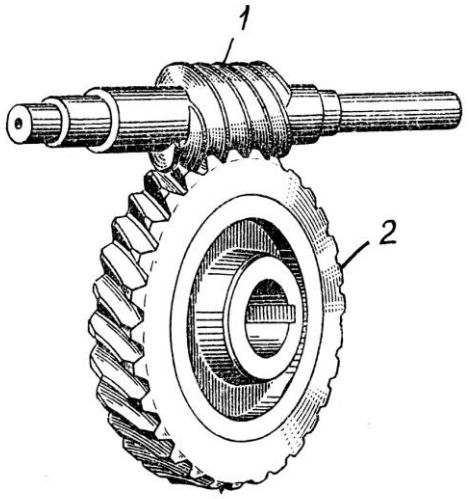
Червячная передача состоит из червяка и червячного колеса

Червячные передачи применяют для передачи вращательного движения между валами, оси которых перекрещиваются в пространстве. В большинстве случаев угол перекрещивания равен 90° (рис.).

При вращении червяка его витки плавно входят в зацепление с зубьями червячного колеса и приводят его во вращение. Применяют червячную передачу при необходимости передачи вращательного движения между осями, перекрещивающимися под углом $90°$.

Ведущим в передаче является червяк, представляющий собой винт с трапецеидальной или близкой к ней по форме резьбой. Резьба червяка может быть однозаходной или многозаходной, а также правой или левой. Наиболее распространены червяки с правой резьбой, имеющие число заходов z_1 = 1; 2 и 4. Вал с нарезанным червяком называют **вал-червяк**.

Червячное колесо является косозубым зубчатым колесом с зубьями вогнутой дуговой формы, способствующей некоторому облеганию червяка и соответственно увеличению длины контактной линии. Такая форма зубьев способствует увеличению их прочности на изгиб. Направление и угол подъема зубьев червячного колеса такие же, как и у витков резьбы червяка.



Червячная передача: 1 – червяк; 2 – червячное колесо

Различают **два основных вида червячной передачи**:

- цилиндрическая или просто червячная передача (с цилиндрическим червяком) ()
- и глобоидная (с глобоидным червяком) (

Качественные показатели глобоидной передачи выше, но она сложна в изготовлении, сборке и чувствительна к осевому смещению червяка. Поэтому на практике **наибольшее применение находят червячные передачи с цилиндрическими червяками**, как более простые в изготовлении и обеспечивающие достаточно высокую нагрузочную способность.

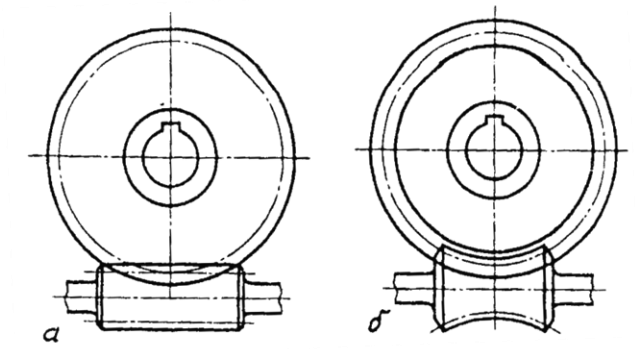
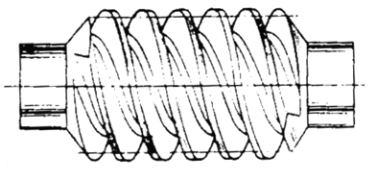
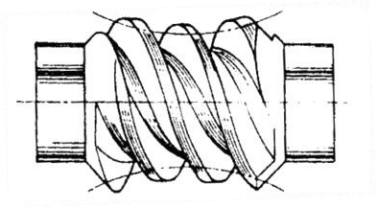


Рисунок 5.2. Схемы червячных передач с цилиндрическим (а) и глобоидным (б) червяком



Червяк цилиндрический



Червяк глобоидный

В зависимости от расположения червяка относительно колеса (рис. 15.3) передачи бывают

- *с нижним (а),*
- *боковым* (б)
- *и верхним (в) червяками.*

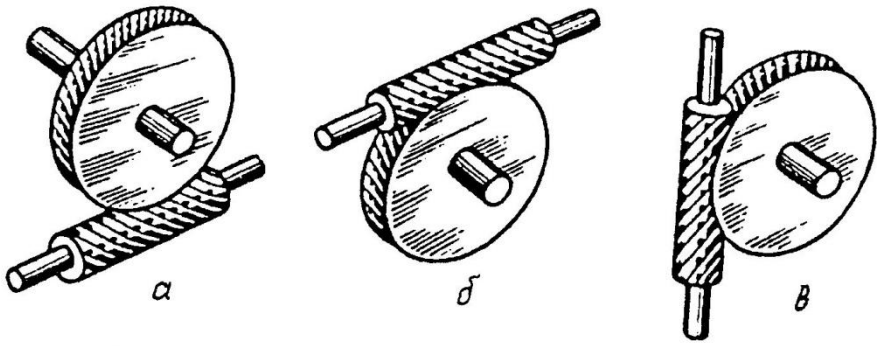


Рис. Схемы расположения червяка относительно червячного колеса

Чаще всего расположение червяка диктуется условиями компоновки изделия. Нижний червяк обычно применяют при окружной скорости червяка v_t<5 м/с. При больших скоростях во избежание потерь на перемешивание и разбрызгивание масла применяют верхнее расположение червяка.

Достоинства червячных передач.

1. Плавность и бесшумность работы.

2. Компактность и сравнительно небольшая масса конструкции.

3. Возможность большого редуцирования, т. е. получения больших передаточных чисел (в отдельных случаях в несиловых передачах до 1000).

4. Возможность получения самотормозящей передачи, т. е. допускающей передачу движения только от червяка к колесу. Самоторможение червячной передачи позволяет выполнить механизм без тормозного устройства, препятствующего обратному вращению колеса.

5. Высокая кинематическая точность.

Недостатки.

1. Сравнительно низкий к. п. д. вследствие скольжения витков червяка по зубьям колеса.

2. Значительное выделение теплоты в зоне зацепления червяка с колесом.

ЭТО может привести к нагреву масла до температуры, превышающей предельную, при которой оно теряет свои защитные способности (происходит разрушение масляной пленки в зоне контакта и появляется возможность заедания). Поэтому для червячной передачи, в отличие от зубчатой, обязательным является выполнение теплового расчета и, при необходимости, принятие специальных мер, обеспечивающих отвод избыточной теплоты (оребрение корпуса; искусственный обдув вентилятором, устанавливаемым на валу червяка; охлаждение масла водой, проходящей через змеевик, установленный внутри масляной ванны и др.).

3. Необходимость применения для венцов червячных колес дефицитных антифрикционных материалов (бронзы или латуни)

4. Повышенное изнашивание и склонность к заеданию.

Применение. Червячные передачи применяют при небольших и средних мощностях, обычно не превышающих 100 кВт. Применение передач при больших мощностях неэкономично из-за сравнительно низкого к. п. д. и требует специальных мер для охлаждения передачи во избежание сильного нагрева.

Червячные передачи широко применяют в подъемно-транспортных машинах, троллейбусах и особенно там, где требуется высокая кинематическая точность (делительные устройства станков, механизмы наводки и т. д.).

Червячные передачи во избежание их перегрева предпочтительно использовать в приводах периодического (а не непрерывного) действия.

5.2. Геометрические параметры червячной передачи с цилиндрическим червяком. Смещение в червячной передаче.

5.2. Запишите геометрические параметры червячной передачи с цилиндрическим червяком без смещения, используя рис. 5.13.

5.3. С какой целью применяют смещение инструмента при нарезании червячных колес? Как рассчитывают коэффициент смещения инструмента при заданном межосевом расстоянии, и какие значения этого коэффициента рекомендуют для передачи с эвольвентным червяком? Запишите геометрические параметры червячной

передачи с цилиндрическим червяком, выполненной со смещением инструмента, используя рис. 5.13.

Назовите типы цилиндрических червяков. Как осуществляется нарезание линейчатых и нелинейчатых червяков ? Какие из них являются наиболее технологичным? Когда выполняется шлифование червяков? Как осуществляется шлифование червяков различных типов? Как осуществляется нарезание червячных колес?

Типы цилиндрических червяков и обработка их витков. Нарезание червячных колес.

Качество и работоспособность червячной передачи зависят от *формы, твердости, шероховатости и точности изготовления* **винтовой поверхности витка червяка.**

Цилиндрические червяки выполняют

- **с линейчатыми (прямолинейными)**
- **и нелинейчатыми (криволинейными)**

боковыми (рабочими) поверхностями витков.

Наибольшее распространение получили **три вида линейчатых червяков**:

- *архимедов (ZA)*,
- *конволютный (ZN1 и ZN2)*
- *и эвольвентный (ZJ).*

Винтовая поверхность этих червяков образуется винтовым движением отрезка прямой линии.

У нелинейчатого червяка рабочая поверхность витка образуется винтовым движением кривой линии (например, **нелинейчатый червяк *ZT***, образованный тором).

Нарезание *линейчатых винтовых поверхностей* осуществляют *на универсальных токарно-винторезных станках*, когда прямолинейная кромка резца воспроизводит эвольвентную, конволютную или архимедову поверхность.

Нелинейчатую винтовую поверхность получают дисковыми *фрезами конусной или тороидальной формы.*

В зависимости от вида червяка профиль витка рассматривают в определенных сечениях (рис. 3.3): *А-А – осевое сечение; В-В и С-С – сечения, касательные к основному цилиндру с диаметром* d_b*; N1-N1 – сечение, нормальное витку; N2-N2 – сечение, нормальное впадине; Т-Т – торцовое сечение (перпендикулярное оси червяка).*

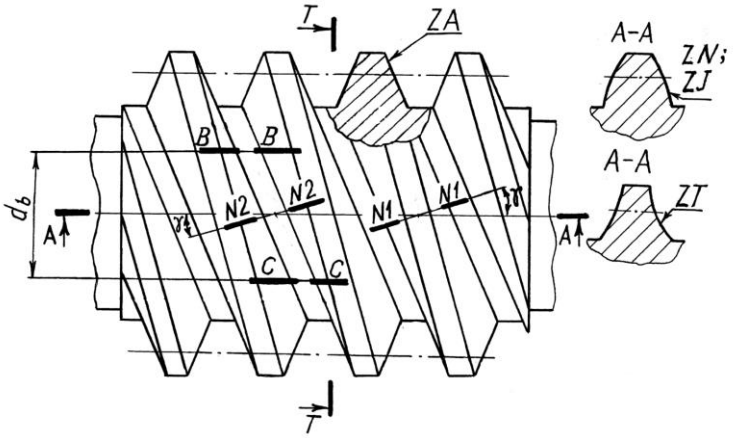


Рис. 3.3. Сечения цилиндрических червяков: А-А – осевое сечение; В-В и С-С – сечения, касательные к основному цилиндру с диаметром d_b; N1-N1 –сечение, нормальное витку; N2-N2 – сечение, нормальное впадине; Т-Т – торцовое сечение *(перпендикулярное оси червяка).*

Архимедов червяк *ZA* имеет прямолинейный профиль витка в осевом сечении А-А и криволинейный (выпуклый) профиль в нормальных сечениях N1-N1 и N2-N2 (рис. 3.3 и 3.4). В торцовом сечении Т-Т витки очерчены архимедовой спиралью (рис. 3.4, а).

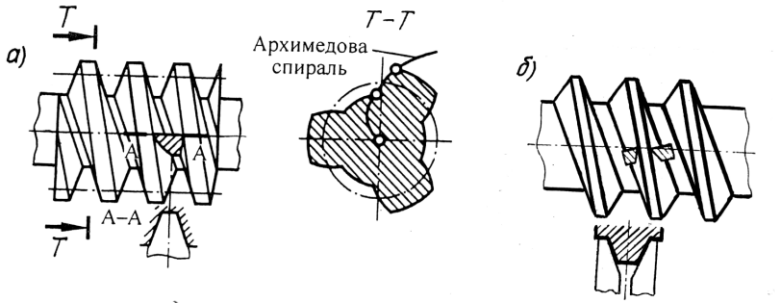


Рис. 3.4. Архимедов червяк ZA и схема установки двустороннего (а) и односторонних (б) резцов при его нарезании

Червяк *ZA* является наиболее технологичным, так как обработка его на токарном станке практически ничем не отличается от обработки винта с трапецеидальной резьбой. Резец в данном случае устанавливают так, чтобы его режущие кромки лежали в осевой плоскости червяка.

Установка двустороннего резца с прямолинейным профилем показана на рис. 3.4,а. Однако использование данного резца целесообразно только для нарезания червяков с малым **углом подъема γ линии витка** на делительном цилиндре вследствие различия условий резания по левой и правой сторонам.

Для чистового нарезания червяков *ZA* с углом $\gamma < 10°$ рекомендуется раздельная обработка левой и правой сторон витка односторонними резцами.

Установка односторонних резцов показана на рис. 3.4, *б*. При нарезании витков червяка односторонним резцом возможна поочередная обработка обеих сторон впадины одним резцом путем разворота червяка.

При углах подъема линии витка $\gamma \geq 8°$ целесообразно использовать **конволютные червяки *ZN***.

Конволюта - удлиненная или укороченная эвольвента окружности.

Конволютные червяки *ZN*1 и *ZN*2 имеют в осевом сечении А-А криволинейный (выпуклый) профиль витка (рис. 3.3), а в торцовом сечении Т-Т – удлиненную или укороченную эвольвенту (рис. 3.5, а).

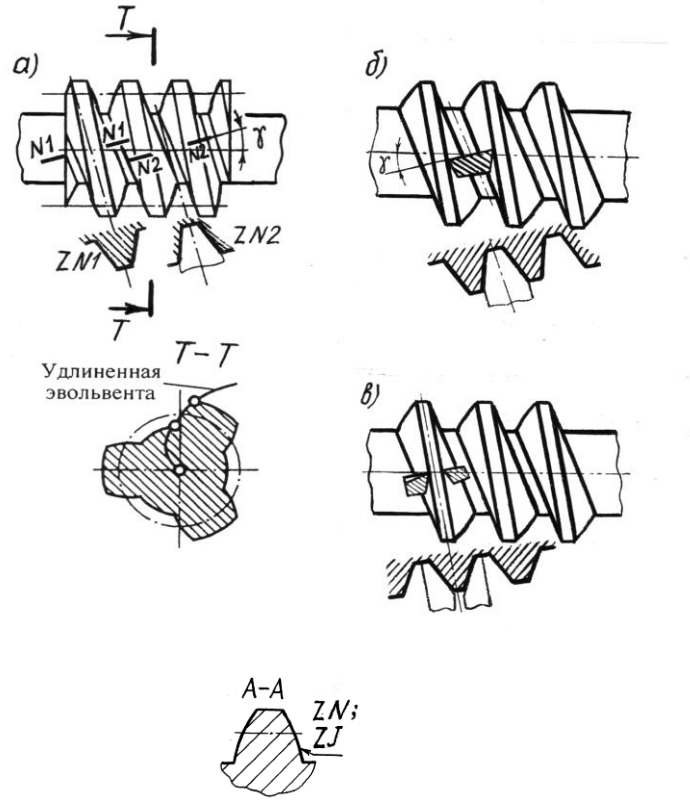


Рис. 3.5. Конволютный червяк ZN (а) и схемы установки резцов с прямолинейным профилем: б – двустороннего резца для нарезания витка червяка ZN2; в –односторонних резцов для нарезания витка червяка ZN1

Виток конволютного червяка *ZN1* имеет прямолинейный профиль в сечении N1-N1, нормальном витку, и криволинейный (выпуклый) профиль в сечении N2-N2, нормальном впадине. Виток конволютного червяка *ZN2* имеет криволинейный (выпуклый) профиль в сечении N1-N1, нормальном витку, и прямолинейным профиль в сечении N2-N2, нормальном впадине.

Установка двустороннего резца для нарезания витка червяка *ZN2* с прямолинейным профилем в нормальном по впадине сечении N2-N2 показана на рис. 3.5, *б*. Однако нарезание червяков с большим делительным углом подъема γ линии витка одним двусторонним резцом не рекомендуется из-за неблагоприятных условий резания.

Установка односторонних резцов при нарезании витка червяка *ZN1* с прямолинейным профилем в нормальном по витку сечении показана на рис. 3.5, ***в***. Нарезание в данном случае, в отличие от нарезания червяка *ZN2,* выполняется раздельно для каждой стороны впадины.

Эвольвентный червяк *ZJ* имеет криволинейный (выпуклый) профиль витка в осевом сечении А-А (рис. 3.3), а в торцовом сечении Т-Т витки очерчены эвольвентой (рис. 3.6).

При нарезании эвольвентного червяка *ZJ* односторонние резцы, имеющие прямолинейный профиль, устанавливаются так, чтобы горизонтальная плоскость, проходящая через режущую кромку, была касательной к основному цилиндру диаметром d_b (рис. 3.6). Однако установка резцов со смещением от осевой плоскости червяка вследствие неблагоприятных условий резания при углах подъема линии витка более $5°$ не рекомендуется. Червяки с углом подъема линии витка больше $5°$ рекомендуется нарезать профильными резцами с криволинейным профилем в осевом или нормальном сечениях.

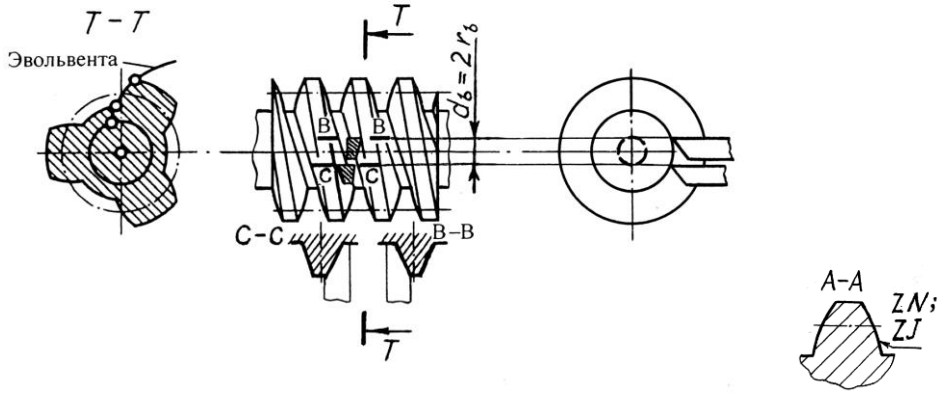


Рис. 3.6. Эвольвентный червяк ZJ и схема установки резцов для нарезания витков правого направления

Нелинейчатый червяк *ZT* с вогнутым профилем витка обрабатывают инструментом с торовой рабочей поверхностью (рис. 3.7).

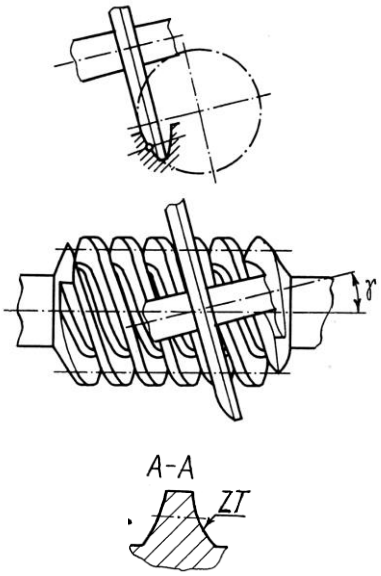


Рис. 3.7. Схема обработки нелинейчатого червяка ZT с вогнутым профилем витка

Передачи с нелинейчатыми червяками *ZT* отличает повышенная нагрузочная способность, так как они имеют большую поверхность контакта с зубьями червячных колес.

Шлифование цилиндрических червяков является финишной операцией обработки рабочих поверхностей витков, термообработанных до твердости 51HRC$_э$ и более.

Шлифование архимедовых червяков *ZA* производят тремя способами:

1. Шлифование дисковым шлифовальным кругом (рис. 3.8,а). Для получения точного профиля витка шлифуемого червяка правка шлифовального круга должна производиться по различным для каждого червяка кривым. Дисковым кругом с прямолинейной образующей конусной части шлифование можно выполнять только червяков 8…9-й степени точности ввиду значительных искажений профиля.

2. Шлифование чашечным конусным кругом с прямолинейной образующей конуса при получении приближенного профиля в пределах 8..9-й степени точности (рис. 3.8, *б*). В данном случае профиль витка ближе к архимедовой спирали, чем при шлифовании

дисковым кругом. Для получения точного профиля шлифуемого червяка правку шлифовального круга необходимо осуществлять по кривой.

3. Шлифование пальцевым кругом, имеющим прямолинейный профиль (рис. 3.8, ***в***), применяют для шлифования крупномодульных червяков с приближенным профилем 8..9-й степени точности.

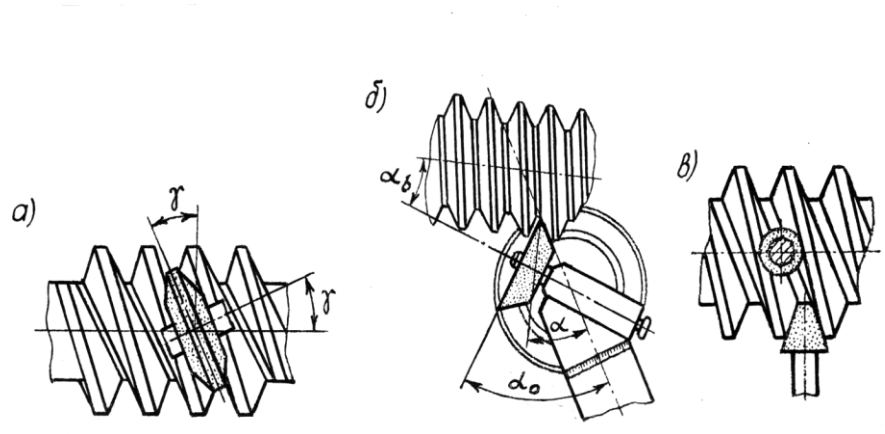


Рис. 3.8. Схемы установки шлифовальных кругов при шлифовании архимедовых червяков ZA: а - схема установки дискового круга при двустороннем шлифовании; б – схема установки чашечного круга; в – схема установки пальцевого круга

Шлифование конволютных червяков *ZN* конусными кругами с прямолинейными образующими на обычных резьбошлифовальных станках приводит к некоторому искривлению прямолинейного профиля витка и получению криволинейного профиля как у нелинейчатых червяков. Однако червячные фрезы для нарезания червячных колес шлифуют тем же способом, поэтому получают правильное зацепление.

Шлифование эвольвентных червяков *ZJ* производят дисковым кругом с прямолинейной образующей при одностороннем шлифовании витка (рис. 3.9, а) и чашечным конусным кругом (рис. 3.9, *б*). В последнем случае также шлифуется только одна сторона витка.

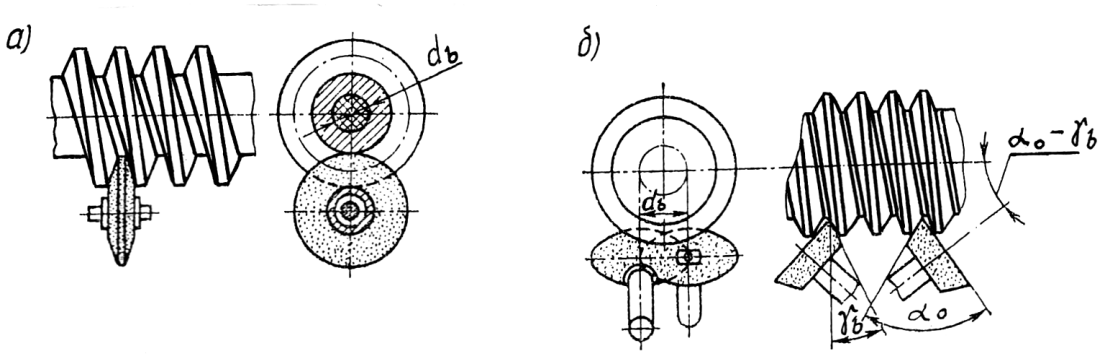


Рис. 3.9. Схемы установки шлифовальных кругов при шлифовании эвольвентных червяков ZJ: а – схема установки дискового круга при шлифовании одной стороной; б – схема установки чашечного круга: $\boldsymbol{d_b}$ – основной диаметр червяка; $\boldsymbol{\gamma_b}$ - основной угол подъема линии витка

Шлифование нелинейчатых червяков *ZT* с вогнутым профилем витка производят кругом с торовой рабочей поверхностью (рис. 3.7).

Кроме выше рассмотренных червяков *ZA, ZN, ZJ* и *ZT* в последнее время широкое распространение получили **цилиндрические червяки *ZK1* и *ZK2*, образованные конусом** (рис. 3.10).

Червяк *ZK1* (рис. 3.10,а) обрабатывается дисковой фрезой с прямолинейным профилем, которая устанавливается таким образом, что средняя точка А фрезы располагается в осевой плоскости червяка, а ось вращения её наклоняется на угол, равный делительному углу подъема γ линии витка червяка.

Червяк *ZK2* (рис. 3.10, *б*) обрабатывается пальцевой фрезой, ось вращения которой пересекается с осью червяка под прямым углом.

В осевом сечении А-А витки червяков *ZK1* и *ZK2* имеют криволинейный (выпуклый) профиль. Для данных червяков, термообработанных до твердости 51HRCэ и более, финишной операцией обработки рабочих поверхностей витков, как и для ранее рассмотренных червяков, является шлифование. Витки червяков *ZK1* шлифуют дисковым кругом с одной или двумя конусными сторонами (рис. 3.8 а), а червяков *ZK2* – пальцевым кругом (рис. 3.8, ***в***).

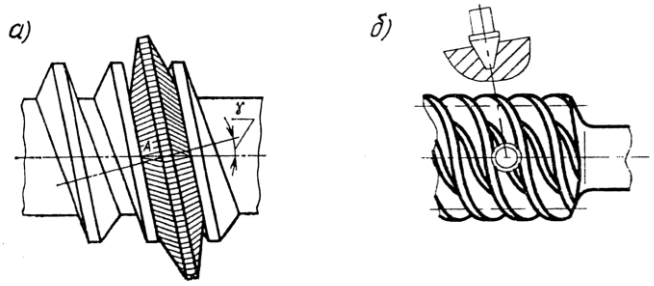


Рис. 3.10. Схема установки дисковой фрезы с прямолинейным профилем при нарезании червяка ZK1 (а) и пальцевой фрезы при нарезании червяка ZK2 (б)

Нарезание червячных колес

Червячные колеса чаще всего *нарезают червячными фрезами* (рис. 15.5), причем червячная фреза должна представлять копию червяка, с которым будет зацепляться червячное колесо. При нарезании заготовка колеса и фреза совершают такое же взаимное движение, какое будут иметь червяк и червячное колесо при работе.

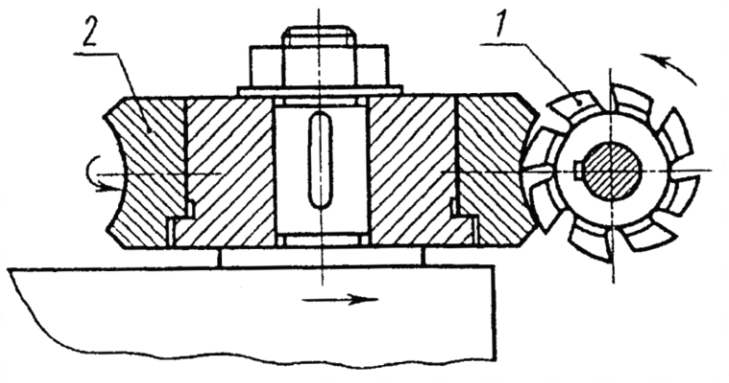


Рис. Схема нарезания червячного колеса[6]: 1- фреза; 2- заготовка колеса

Геометрические параметры червячной передачи с цилиндрическим червяком

Геометрические размеры червяка и колеса определяют по формулам, аналогичным формулам для зубчатых колес.

В червячной передаче расчетным является **осевой модуль червяка m**, равный торцовому модулю червячного колеса. Значения m, мм, выбирают из ряда: ... 4; 5; 6,3; 8 ....

Основные геометрические размеры червячной передачи с цилиндрическим червяком представлены на рис. 3.14.

Геометрические размеры нарезанной части червяка.

Делительный диаметр червяка, т.е. диаметр такого цилиндра червяка, на котором толщина витка равна ширине впадины:

$$d_1 = q \cdot m$$

q - число модулей в делительном диаметре червяка или **коэффициент диаметра червяка.** С целью сокращения номенклатуры зуборезного инструмента значения q стандартизованы: 8; 10; 12,5; 16; 20;

Высота головки витка червяка

$$h_{a1} = h_a^* \cdot m$$

где $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки витка (для всех типов червяков).

Диаметр вершин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1}$$

Коэффициент радиального зазора c^*:

$c^* = 0.2\cos\gamma$– для эвольвентного червяка;

$c^* = 0.2$ – для остальных типов червяков.

$\gamma = arctg\left(\frac{z_1}{q}\right)$ - **угол подъёма витка червяка на делительном цилиндре**,

z_1- число заходов червяка, z_1=1; 2; 4.

Высота ножки витка червяка

$$h_{f1} = h_f^* \cdot m = (h_a^* + c^*)m$$

Диаметр впадин витков червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}$$

Для червяка в передаче со смещением дополнительно вычисляют:

диаметр начального цилиндра (начальный диаметр)

$$d_{w1} = m(q + 2x)$$

угол подъема линии витка на начальном цилиндре

$$\gamma_w = arctg\left(\frac{z_1}{q + 2x}\right)$$

Здесь **x** - коэффициент смещения.

Геометрические размеры венца червячного колеса.

Основные геометрические размеры венца червячного колеса определяют **в среднем его сечении.**

Делительный диаметр червячного колеса

$$d_2 = mz_2$$

Для червячной передачи без смещения и со смещением начальный d_{w2} и делительный d_2диаметры колеса совпадают, т.е.

$$d_{w2} = d_2$$

Высота головки зуба колеса

$$h_{a2} = (h_a^* + x)m$$

Где $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки зуба (равен коэффициенту высоты головки витка); x – коэффициент смещения, подставляемый со своим знаком (« + » или « – »).

Диаметр вершин зубьев колеса в среднем сечении

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}$$

Высота ножки зуба колеса

$$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x)m$$

где c^* – коэффициент радиального зазора (см. выше).

При определении h_{f2} коэффициент смещения x также подставляют со своим знаком.

Диаметр впадин зубьев колеса в среднем сечении

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}$$

Наибольший диаметр червячного колеса (округляется до целого числа)

$$d_{aM2} \le d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + k}$$

где k = 2 для передач с эвольвентным червяком; k = 4 для передач, нелинейчатую поверхность которых образуют тором.

Ширину венца b_2 червячного колеса рассчитывают по различным формулам в зависимости от числа заходов z_1 червяка (округляется до целого числа):

Условный угол обхвата 2δ червяка венцом червячного колеса:

$$\delta = arcsin\left(\frac{b_2}{d_{a1} - 0.5m}\right)$$

Рекомендуемый диапазон $2\delta = 90 \dots 120°$.

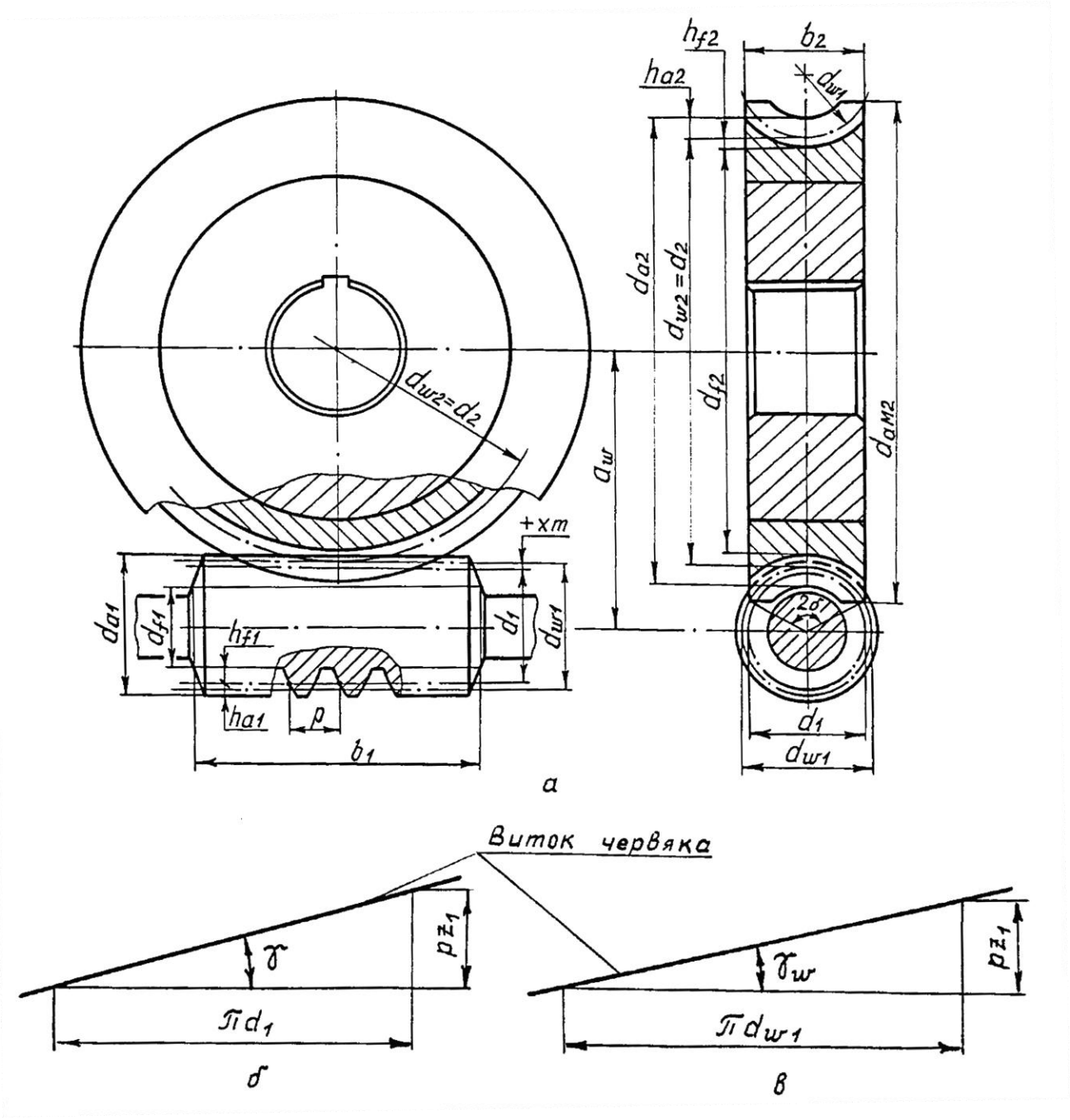


Рисунок 5.13. Геометрические размеры червячной передачи с цилиндрическим червяком

На рис. 5.13 показана червячная передача без смещения и с положительным смещением червяка *+xm.*

При таком смещении у червячного колеса увеличивается высота головки зубьев h_{a2} и уменьшается высота ножки зубьев h_{f2} в сравнении с передачей без смещения.

При отрицательном смещении ***-xm*** всё происходит наоборот: уменьшается размер h_{a2} и увеличивается h_{f2} (см. данный пример). У червячного колеса без смещения и нарезанного со смещением инструмента $d_{w2} = d_2$. Параметры червяка в передаче без смещения и со смещением остаются неизменными, за исключением начального диаметра d_{w1}, начального угла подъёма линии витков γ_wи длины нарезаемой части b_1.

Межосевое расстояние червячной передачи

$$a = 0.5(d_1 + d_2) = 0.5(q \cdot m + mz_2) = 0.5m(q + z_2)$$

Червячные передачи со смещением выполняют в целях обеспечения стандартного или заданного значения межосевого расстояния. Осуществляют это, как и в зубчатых передачах, смещением на величину xm фрезы относительно заготовки при нарезании зубьев колеса

$$a_w = a + \mathrm{xm} = 0.5m(q + z_2 + 2x)$$

Для стандартных редукторовa_w: ..., 80, 100, 125, 140, 160, ...

Для нарезания зубьев колес в передачах со смещением и без смещения используют один и тот же инструмент. Поэтому *нарезание со смещением выполняют только у колеса*.

При заданном межосевом расстоянии коэффициент смещения инструмента

$$x = \frac{a_w}{m} - 0.5(q + z_2)$$

Значения коэффициента x смещения инструмента выбирают по условию ***неподрезания*** *и* ***незаострения*** *зубьев*. *Предпочтительны положительные смещения*, при которых одновременно повышается прочность зубьев колеса.

Рекомендуют для передач с червяком:

- эвольвентным $0 \le x \le 1$ (предпочтительно $x = 0.5$)
- образованным тором $1.0 \le x \le 1.4$ (предпочтительно $x = 1.1 \dots 1.2$)

Для обеспечения правильного зацепления червяка с колесом в условиях **единичного производства** *предусматривают регулирование положения средней плоскости венца колеса относительно оси червяка* (см. рис. Ниже) ; **при массовом производстве** прибегают к преднамеренному незначительному искажению (отводу) поверхности зуба колеса по высоте в направлении к его головке и ножке (профильная модификация) или по длине в направлении к его торцам (продольная модификация). С этой целью зубья колеса нарезают фрезой большего диаметра, чем червяк.

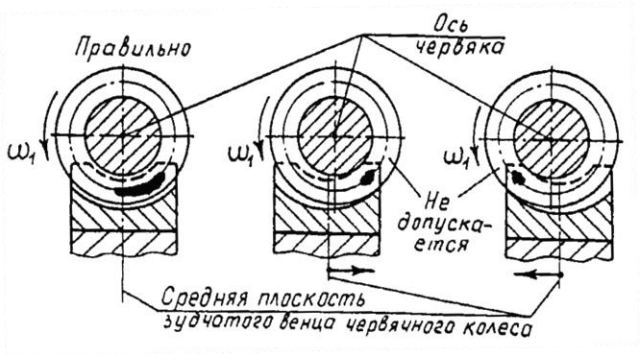


Рис. Регулирование зацепления в червячной передаче

5.3. Передаточное отношение червячной передачи.

5.4. Запишите формулу передаточного отношения червячной передачи.

В червячной передаче в отличие от зубчатой окружные скорости v_1 и v_1 направлены под углом 90° друг к другу и различны по величине. Поэтому червячная передача имеет следующие особенности: *передаточное отношение не может быть выражено отношением* d_2/d_1 *, т.к. в относительном движении начальные цилиндры не*

обкатываются, а скользят. При одном обороте червяка колесо повернется на угол, охватывающий число зубьев колеса, равное числу заходов червяка . Для полного оборота колеса необходимо z_2/z_1 оборотов червяка, т. е. **Передаточное отношение червячной передачи**

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1}$$

где ω_1 и ω_2 – угловые скорости червяка и колеса; n_1 и n_2 – частоты вращения червяка и колеса; z_1 и z_2 – число **заходов (витков) червяка** и **число зубьев колеса**.

Число заходов червяка выполняет здесь функцию числа зубьев шестерни в зубчатой передаче. Так как z_1 может быть небольшим и час то равным единице (чего не может быть у шестерни), то в одной червячной паре можно получить **большое передаточное отношение**. Это и является основным **достоинством червячных передач**.

При одном и том же передаточном отношении червячная передача гораздо компактнее обыкновенной зубчатой передачи.

Одноступенчатые червячные редукторы общего назначения выполняют с передаточным отношением i = 8…80, двухступенчатые - i = 100…6300. Одноступенчатые червячные передачи специального исполнения проектируют так же с i > 80.

Во избежание подреза основания ножки зуба в процессе нарезания зубьев принимают z_2> 26. Оптимальным является z_2= 32... 63.

Для червячных передач стандартных редукторов передаточные числа выбирают из ряда: ... 31,5; 40; 50; 63; 80.

5.4. Скольжение в зацеплении червячной передачи.

Для червячного зацепления покажите векторы окружных скоростей червяка и червячного колеса, а также скорости скольжения (рис. 5.14). Запишите формулу для определения скорости скольжения в червячном зацеплении. Какие отрицательные явления связаны со скольжением в червячной передаче? Что поясняет рис. 5.16?

При работе червячной передачи витки червяка скользят по зубьям червячного колеса. Скорость скольжения v_s (рис. 5.14) направлена по касательной к линии витка червяка и может быть определена из параллелограмма скоростей (v_1 и v_2 - окружные скорости червяка и колеса, м/с):

$$v_s = \frac{v_1}{cos\gamma_w} = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60000 cos\gamma_w}$$

Как видно, всегда $v_s > v_1$.

Скольжение в червячной передаче вызывает *значительные потери на трение в зацеплении (причина низкого КПД), нагрев передачи, изнашивание зубьев червячного колеса, увеличивает склонность к заеданию*

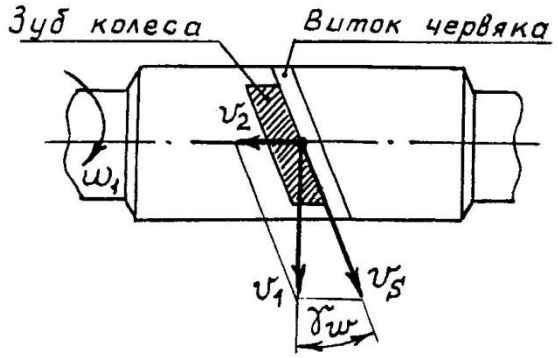


Рисунок 5.14. Определение скорости скольжения в червячном зацеплении

Точность червячных передач

Степень точности силовой червячной передачи выбирают согласно ГОСТ 3675-81 в зависимости от скорости скольжения v_s витков червяка относительно зубьев колеса:

а) $v_s \leq 10$ м/с – степень точности 7 (червяк цементован и закален или только закален, шлифован и полирован; колесо нарезается шлифованными червячными фрезами); передачи при повышенных требованиях к габаритам;

б) $v_s \leq 5$ м/с – степень точности 8 (допускается червяк нешлифованный с твердостью поверхности витков $H_1 \leq 350$ НВ; колесо нарезается шлифованной червячной фрезой); требования к габаритам и точности – средние;

в) $v_s \leq 2$ м/с – степень точности 9 (червяк нешлифованный с $H_1 \leq 350$ НВ; колесо нарезается любым способом); передачи кратковременно работающие и с ручным приводом.

Для червячных передач с высокой кинематической точностью предусмотрены степени точности 5 и 6.

5.5. Материалы червяка и червячного колеса.

Какие материалы используют для изготовления червяка и червячного колеса?

Изготовление червяка и червячного колеса из стали не обеспечивает достаточной износостойкости и сопротивления заеданию. Поэтому одну из деталей передачи выполняют из антифрикционного материала, хорошо сопротивляющегося заеданию и износу.

Для червяка характерны относительно малый диаметр и значительное расстояние между опорами. *Поэтому жесткость и прочность червяка обеспечивают изготовлением его из стали.* Поскольку при приработке червяк служит в качестве формообразующего элемента, прочность и твердость его поверхности должны быть выше соответствующих свойств зубьев колеса.

Материалы червяка делят на группы: *1) нетермообрабатываемые; 2) улучшаемые; 3) поверхностно-закаливаемые; 4) цементуемые под закалку; 5) подвергаемые азотированию и хромированию.*

Наиболее применяемый материал – **сталь 18ХГТ**, твердость поверхности после ***цементации и закалки 56…63 HRCэ***. Во всех случаях *необходимо шлифование и полирование витков червяка.*

Применение **азотируемых сталей 38Х2МЮА, 38Х2Ю** позволяет *исключить шлифование червяка.*

Улучшенные червяки применяют в малонагруженных передачах (при мощности на червяке < 1 кВт).

Червяки без термообработки применяют лишь во вспомогательных малонагруженных передачах (обычно с ручным приводом).

Червячное колесо выполняют составным: *венец – из антифрикционных, относительно дорогих и малопрочных материалов; центр – из стали, при небольших нагрузках – из чугуна.*

Материал венца колеса:

а) при скорости скольжения $v_s \geq 4$ м/с – **оловянные бронзы**:

БрО10Н1Ф1 – при $v_s \leq 5 \ldots 25$ м/с ;

БрО10Ф1 – при $v_s \leq 5 \ldots 12$ м/с ;

БрО5Ц5С5 – при $v_s \leq 5 \ldots 8$ м/с;

б) при $v_s = 2 \ldots 5$ м/с – **безоловянные бронзы БрА10Ж4Н4, БрА10Ж3Мц1,5, БрА9Ж3Л;**

в) при $v_s \leq 2..4$ м/с – **латунь ЛАЖМц66-6-3-2**;

г) при $v_s < 2$ м/с – мягкие **серые чугуны СЧ15, СЧ20** (привод ручной).

Расшифровка обозначения бронзы, латуни, чугуна

4. ЛИТЕЙНЫЕ ЧУГУНЫ.

Чугуны в отличие от стали имеют более высокое содержание углерода, обладают низкой способностью к пластической деформации и высокими литейными свойствами, поэтому используются для отливок. Чугун маркируется буквами и цифрами, характеризующими величину временного сопротивления при испытаниях на растяжение. Поставляются чугуны - серый по ГОСТ 1412-85, высокопрочный - ГОСТ 7293-85, ковкий по ГОСТ 1215-79.

Примеры маркировки:

СЧ10 - серый чугун с пластинчатым графитом, временное сопротивление при испытаниях на растяжение 100 МПа;

ВЧ35 - высокопрочный чугун с шаровидным графитом, временное сопротивление растяжению 350 МПа;

КЧ33-8 - ковкий чугун с хлопьевидным графитом, временное сопротивление растяжению 330 МПа, относительное удлинение 8%

5.СПЛАВЫ ЦВЕТНЫХ МЕТАЛЛОВ

5.1. Сплавы меди

Латуни

Двойные или многокомпонентные сплавы меди, где основным легирующим элементом является цинк, называются л а т у н я м и . Латунь - сплав меди с цинком. Медные сплавы обозначают начальной буквой сплава Л - латунь, после чего следуют первые буквы основных элементов, образующих сплав:

О - олово	Ж - железо
Мц - марганец	Ф - фосфор
А - алюминий	Б - бериллий
С - свинец	Х - хром
Н - никель	К - кремний

После букв следуют цифры, указывающие содержание легирующих элементов в целых процентах. В латунях не указывается содержание цинка (цинк-остальное).

Примеры маркировки:

Л62 - латунь содержащая меди 62%, остальное - цинк;

ЛЖМц59-1-1 - латунь, содержащая 59% Cu, 1% Fe , 1% Mn, остальное цинк.

Бронзы

Б р о н з ы - сплавы меди с другими элементами (алюминием, свинцом, бериллием, кремнием и т.д.). Элементы обозначаются такими же буквами, как в латуни. Бронзы маркируют буквами Бр, цифры за буквами указывают содержание легирующих элементов. В бронзах не указывается содержание меди.

Основные свойства бронз - высокая коррозионная стойкость, хорошие литейные и износостойкие свойства. Поставляются бронзы по ГОСТ 5017-74, ГОСТ 613-79, ГОСТ 1320-74.

Примеры маркировки:

БрБ2 -бериллиевая бронза содержащая 2% бериллия остальное -медь;

БрА9Ж4Л - алюминиевожелезистая бронза, содержащая 9% Al. ,4% Fe, остальное - медь.

Некоторые бронзы имеют специальные названия:

БрН20 - мельхиор (20% Ni , 80% Cu),

БрН40 - константан (40% Ni , 60% Cu).

5.6. Силы в зацеплении червячной передачи.

5.5. Какие силы действуют в червячном зацеплении (рис. 5.15)? Для одного произвольно выбранного направления вращения червяка приведите схему этих сил и запишите формулы для их определения.

Силу взаимодействия червяка и колеса принимают сосредоточенной и приложенной в полюсе зацепления W. Её задают тремя взаимно перпендикулярными составляющими:F_t , F_a, F_r

Окружная сила на колесе F_{t2}, равная по модулю **осевой силе** F_{a1} **на червяке**:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_{w2}}$$

где $d_{w2} = mz_2$ – начальный диаметр червячного колеса.

Окружная сила на червяке F_{t1}**, равная по модулю осевой силе** F_{a2} **на колесе**:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_{w1}} = \frac{2T_2}{i_ф \eta_ч d_{w1}}$$

Радиальная сила F_r, раздвигающая червяк и колесо:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} tg20°$$

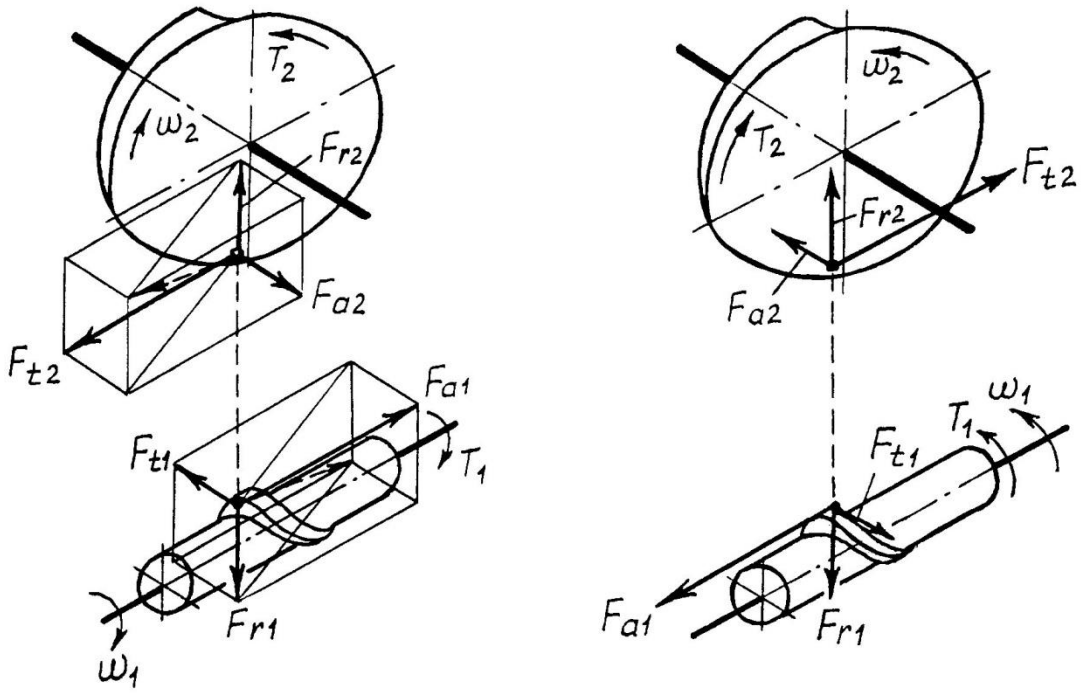


Схема сил в червячном зацеплении

5.7. Характер и причины отказов червячных передач.

5.6. Опишите причины отказов червячных передач: износ зубьев колеса, заедание, усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев колеса, усталостная поломка зубьев колеса, пластические деформации активных поверхностей зубьев колеса, статическая поломка зубьев колеса, нагрев масла.

Характер и причины отказов червячных передач

Так как венец червячного колеса изготовляют из менее прочного материала, чем червяк, то *выход из строя передачи, как правило, связан с повреждением зубьев колеса*. Опыт эксплуатации червячных передач показал, что выход их из строя обусловлен в основном следующими **причинами** (в порядке убывания отказов):

1. **Износ зубьев колеса** ограничивает ресурс большинства червячных передач. Интенсивность износа увеличивается при загрязнении смазочного материала, неточном монтаже и повышенной шероховатости рабочих поверхностей витков червяка.

2. **Заедание** – микросварка сопряженных поверхностей зубьев колеса и витков червяка под нагрузкой при отсутствии разделяющего масляного слоя. Заедание ограничивает в первую очередь нагрузочную способность червячной передачи. Причина заедания – высокие скорости скольжения v_s контактирующих поверхностей и скольжение вдоль линий контакта. Особенно это характерно для средней части зуба (заштрихованная зона на рис. 5.16), где направление вектора v_s почти совпадает с направлением контактных линий и масляный слой в такой зоне образоваться не может. Всё это и создаёт условия для возникновения заедания. Заедание при твердых материалах венцов колес (безоловянные бронзы и латуни) приводит к образованию и последующему разрушению мостиков микросварки между контактируемыми поверхностями витков и зубьев колеса. Последние катастрофически изнашиваются и повреждаются частицами материала зубьев колеса, приварившимися к виткам червяка.

В червячных передачах **с нелинейчатыми червяками** *контактные линии расположены так, что при любом положении в процессе зацепления имеет место значительная составляющая скорости скольжения, перпендикулярную линии контакта. Это обеспечивает повышенную несущую способность такой передачи.*

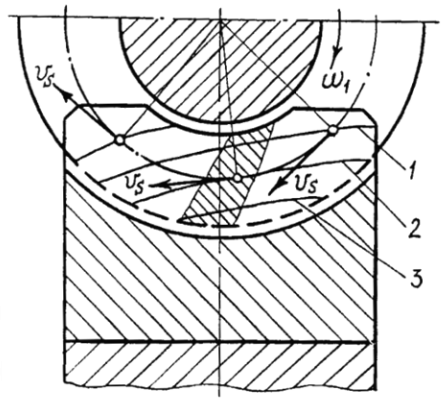


Рисунок 5.16. Расположение контактных линий и скорости скольжения на зубе червячного колеса (1, 2, 3 – линии контакта витков червяка и зубьев колеса в процессе зацепления)

В случае применения мягких материалов венцов колес (оловянные бронзы) заедание проявляется в менее опасной форме, возникает перенос («намазывание») материала зубьев на рабочую поверхность витков червяка, и передача продолжает работать ещё некоторое время, обусловленное интенсивностью изнашивания.

3. **Усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев колес** наиболее опасно для венцов из оловянных бронз. Причина этого отказа – контактные напряжения, превышающие предел выносливости оловянной бронзы для данного числа циклов нагружения.

4. **Усталостная поломка зубьев колеса** происходит в результате значительного их износа.

5. **Пластические деформации активных поверхностей зубьев колеса** наблюдаются при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке передачи).

6. **Статическая поломка зуба колеса** возможна при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке передачи), однако данный отказ встречается наиболее редко.

7. **Нагрев масла** в картере корпуса до температуры, превышающей предельную, приводит к потере им защитных свойств и опасности заедания. Перегрев масла исключают выполнением теплового расчета и, при необходимости, предусматривают отвод избыточной теплоты (оребрение корпуса, искусственное охлаждение, например, обдув корпуса воздухом с помощью вентилятора и т.п.).

5.8. Критерии работоспособности и расчет червячной передачи.

5.7. Укажите основные критерии работоспособности закрытой червячной передачи с цилиндрическим червяком. Запишите условия, выполнение которых обеспечивает работоспособность закрытой червячной передачи по указанным критериям.

Критерии работоспособности и расчет червячной передачи

Расчет червячной передачи проводят только для зубьев червячного колеса, так как витки червяка по форме и материалу значительно прочнее зубьев колеса (при этом индекс «2», который относится к колесу, в обозначениях напряжений обычно не указывают).

Заедание, интенсивность износа и усталостное выкрашивание зависят от контактных напряжений σ_H. Поэтому **расчет по контактным напряжениям** по условию

$$\sigma_H \leq [\sigma_H]$$

для червячных передач является основным.

Он проводится для длительной работы передачи с номинальной нагрузкой и обеспечивает **выполнение определяющих условий**: *а) для оловянных бронз – сопротивление контактной усталости; б) для безоловянных бронз, латуни и чугунов – сопротивление заеданию и усиленному износу.*

Причину выхода передачи из строя при основном расчете по контактным напряжениям учитывают при выборе допускаемых напряжений $[\sigma_H]$.

Расчет по напряжениям изгиба σ_F с целью исключения усталостной поломки зубьев колеса при их изгибе по условию

$$\sigma_F \leq [\sigma_F]$$

проводится при этом **как проверочный**

Как и основной расчет, он выполняется для длительной работы передачи с номинальной нагрузкой. В большинстве случаев напряжения изгиба σ_F не определяют размеры передачи и являются значимыми только при больших числах зубьев колес ($z_2 > 90$).

Дополнительно проводится **расчет на статическую прочность** зубьев колеса при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке передачи), не учитываемой в основном расчете:

1) *на контактную прочность активных поверхностей зубьев по условию*

$$\sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{Hmax}]$$

с целью предотвращения пластических деформаций; (где σ_{Hmax} и $[\sigma_{Hmax}]$ – соответственно расчетные и предельные допускаемые контактные напряжения при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке));

2) на изгибную прочность зубьев колеса по условию

$$\sigma_{Fmax} \leq [\sigma_{Fmax}]$$

с целью исключения их статической поломки; (Где σ_{Fmax} и $[\sigma_{Fmax}]$ – соответственно расчетные и предельные допускаемые напряжения при изгибе в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке))

Тепловой расчет червячной передачи по условию

$$t \leq [t]$$

исключает нагрев масла в корпусе до температуры t, превышающей допустимую $[t]$.

5.9. Особенности выбора допускаемых напряжений при расчете червячных передач.

Что поясняет рис. 5.17?

При проектировании закрытых червячных передач **допускаемые напряжения** вычисляют по эмпирическим формулам **только для зубьев червячного колеса** в зависимости от:

- *материала*, принятого для их изготовления (оловянная или безоловянная бронза, латунь)
- с учетом *твердости поверхности витков червяка и их финишной обработки* (шлифованные или нешлифованные),
- *скорости скольжения*
- *и требуемого ресурса.*

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ при длительной работе передачи

Материал венца колеса – оловянная бронза. Так как оловянная бронза обеспечивает достаточное сопротивление заеданию, то *допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для неё выбирают из условия сопротивления контактной усталости в условиях неизбежного износа*. При этом следует учитывать, что для бронз кривые усталости при контактных напряжениях имеют очень длинные наклонные участки – до $25 \cdot 10^7$ циклов нагружения и не имеют перелома. Поэтому *за исходные выбирают напряжения σ_H^0, равные условному пределу ограниченной выносливости при условном числе циклов нагружения $N_o = 10^7$ (рис. 3.12, а).*

Тогда для зубьев червячного колеса, венец которого выполнен из оловянной бронзы, при сопряжённом червяке с твёрдостью поверхности витков $H_1 \geq 45$ HRCэ (витки шлифованы и полированы) допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$:

$$[\sigma_H] = \sigma_H^0 C_v Z_N$$

где σ_H^0 - условный предел контактной выносливости *при условном числе циклов нагружения* $N_o = 10^7$; C_v - коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зуба червячного колеса в зависимости от скорости скольжения v_s, Z_N - коэффициент

долговечности, учитывающий влияние ресурса при расчёте на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев червячного колеса

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{N_o}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}$$

При условии $0{,}67 \le Z_N \le 1{,}15$

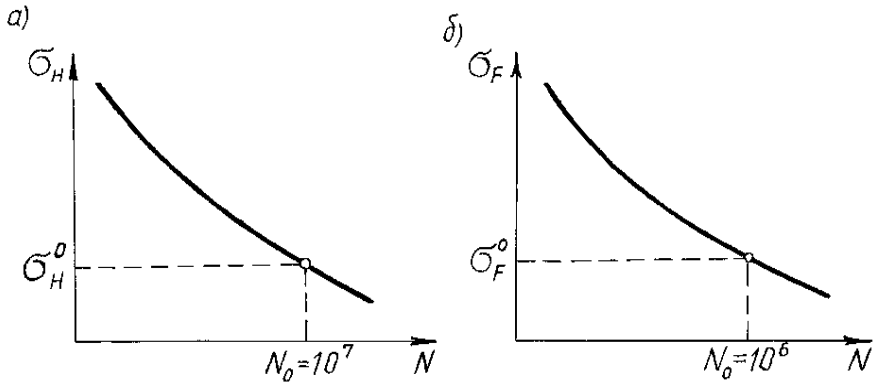


Рис.3.12. Кривые усталости образцов из бронзы: а - для контактных напряжений; б - для напряжений изгиба

Эквивалентное число циклов нагруженияN_{HE} зубьев червячного колеса в течение требуемого ресурса L_h (часы) определяют по формуле:

$$N_{HE} = 60 n_2 L_h K_{HE}$$

где n_2- частота вращения червячного колеса, мин^{-1}; K_{HE} - коэффициент приведения или эквивалентности при расчёте на сопротивление контактной усталости, выбирается исходя из типового режима нагружения:

Материал венца колеса – безоловянная бронза. *Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для безоловянных бронз определяют из условия сопротивления заеданию и усиленному износу в зависимости от скорости скольжения v_s в зацеплении:*

$$[\sigma_H] = \sigma_H^0 - 25 v_s$$

Из зависимостиследует, что безоловянные бронзы невозможно применять при высоких скоростях скольжения в зацеплении (например, при $v_s = 12\text{м/с}$ $[\sigma_H] = 0$).

Значения $[\sigma_H]$ для безоловянных бронз не зависят от числа циклов нагружения, поэтому в формуле коэффициент долговечности отсутствует.

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при длительной работе передачи

Экспериментальные исследования показали, что кривые усталости для напряжений изгиба образцов из бронзы, как и для контактных напряжений, имеют очень длинные наклонные участки – до $25 \cdot 10^7$ циклов нагружения. Поэтому за исходные выбирают напряжения σ_F^0, равные условному пределу ограниченной изгибной выносливости при условном числе циклов нагружения $N_o = 10^6$ (рис. 3.12,б).

Тогда для зубьев червячного колеса, выполненных из оловянной и безоловянной бронз (а также из латуни) допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при длительной работе передачи с номинальной нагрузкой

$$[\sigma_F] = \sigma_F^0 Y_N$$

σ_F^0 - условный предел ограниченной изгибной выносливости при условном числе циклов нагружения $N_o = 10^6$ (учитывает предел прочности и текучести материала зубьев червячного колеса, а также реверсивная или нереверсивная передача)

Y_N - коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи при расчёте по напряжениям изгиба:

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{N_o}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}$$

При условии, что $0{,}54 \leq Y_N \leq 1$

Эквивалентное число циклов нагруженияN_{FE} зубьев червячного колеса в течение требуемого ресурса L_h (часы) определяют по формуле:

$$N_{FE} = 60 n_2 L_h K_{FE}$$

где n_2- частота вращения червячного колеса, мин^{-1}; K_{HE} - коэффициент приведения или эквивалентности при расчёте на сопротивление усталости зубьев при изгибе, выбирается исходя из типового режима нагружения.

Предельные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{Hmax}]$ и напряжения изгиба $[\sigma_{Fmax}]$ при проверке зубьев червячного колеса на контактную и изгибную прочности в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) определяют в зависимости от материала венца червячного колеса:

Тема 6. Планетарные зубчатые передачи.

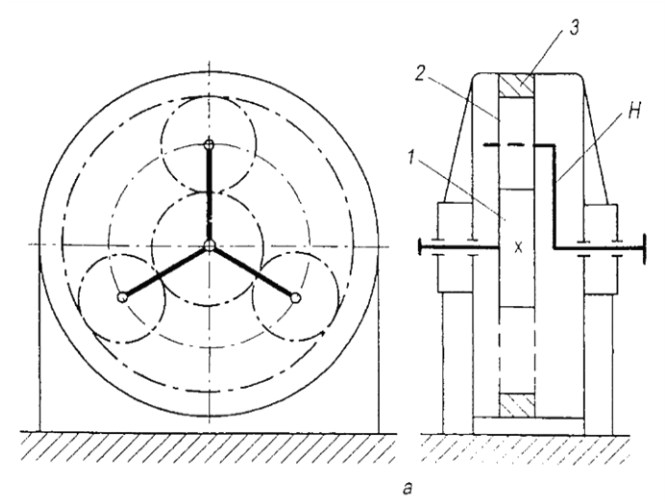
6.1. Конструктивное исполнение, элементы конструкции и основные кинематические схемы планетарных зубчатых передач.

Планетарной называется передача*, имеющая зубчатые колёса с подвижными осями, называемыми* ***сателлитами****.*

Звено, на котором установлены сателлиты, называется **водилом** и обозначается Н.

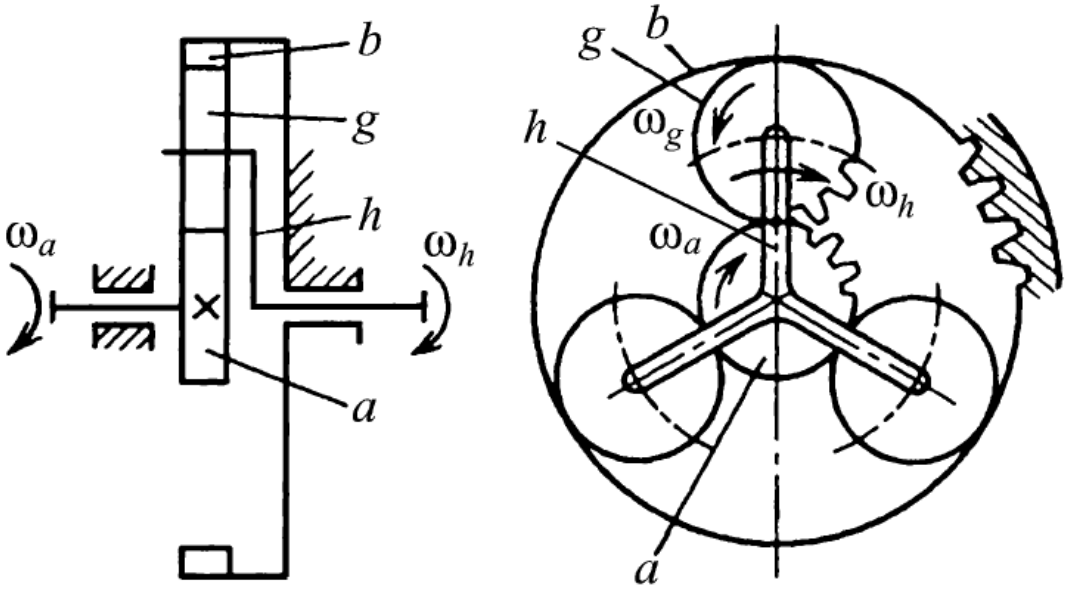
Ось вращения водила называется основной или центральной.

Два зубчатых колеса (шестерня 1 с наружными зубьями и колесо 3 с внутренними зубьями (см. рис 1.1,а), вращающиеся вокруг основной оси и сцепляющиеся с сателлитами 2, называются **центральными зубчатыми колёсами** и обозначаются буквой К. Сателлиты 2 с наружными зубьями зацепляются одновременно с шестерней 1 (внешнее зацепление) и колесом 3 (внутреннее зацепление).



Одноступенчатая передача, выполненные по схеме 2К-Н

Следует отметить, что в технической литературе приняты и другие обозначения элементов планетарной передачи. Например, центральные зубчатые колёса 1 и 3 , сателлиты 2 и водило Н обозначают соответственно a, b, g и h.



Число устанавливаемых сателлитов обозначают n_w. Обычно n_w. *= 3...6.* Наибольшее распространение получили планетарные передачи с n_w. =3.

Сателлиты вращаются вокруг своих осей и вместе с осью (и водилом) вокруг центральной шестерни 1, т.е. совершают движение подобно движению планет. *Поэтому передача называется планетарной.*

Центральные зубчатые колёса 1 и 3, а также водило Н, воспринимающие внешние моменты и вращающиеся вокруг основной оси (оси водила), называются **основными звеньями планетарной передачи**.

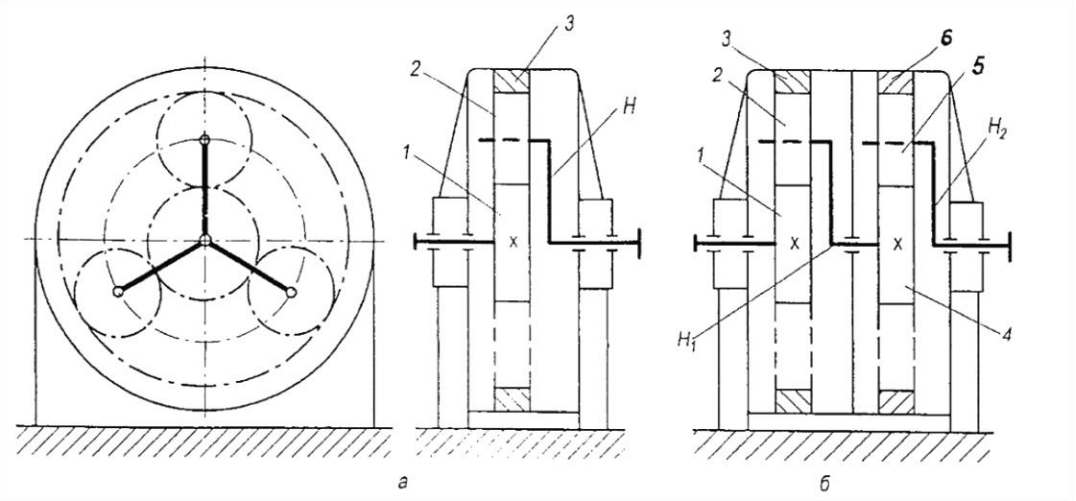
Планетарную передачу с основными звеньями в виде двух центральных зубчатых колёс (2К) и одного водила Н сокращённо обозначают 2К-Н.

Любое основное звено планетарной передачи может быть остановлено.

Если в планетарной передаче центральное колесо 3 с внутренними зубьями сделать неподвижным (соединить с корпусом), то получим **простую планетарную передачу**.

Простая планетарная передача, выполненная по схеме 2К-Н, с одновенцовыми сателлитами показана на рис.1.1, с двухвенцовыми сателлитами - на рис.1.2. Здесь ведущим является вал, связанный с центральной шестерней 1, а ведомым является вал, связанный с водилом Н (на рис.1.несвязанный с водилом Нг).

На рис. 1.1, а дана схема **простой одноступенчатой планетарной передачи**, на рис. 1.1, б - схема **простой двухступенчатой передачи**, состоящей из двух последовательно соединённых простых одноступенчатых передач.



Одноступенчатая (а) и двухступенчатая (б) передачи, выполненные по схеме 2К-Н

Простая одноступенчатая планетарная передача (рис. 1.1, а) получила наибольшее распространение в силовых приводах при передаточных отношениях i= 3...8. Она имеет технологичную конструкцию и высокий КПД, равный 0,96...0,98. Ведущий и ведомый валы вращаются в одну сторону.

Следует отметить, что промышленность выпускает одноступенчатые планетарные зубчатые редукторы, выполненные по схеме 2К-Н (рис. 1.1, а), с передаточным отношением i = 6,3; 8; 10 и 12,5.

Для получения больших передаточных отношений применяют **двухступенчатую планетарную передачу** (рис, 1.1, б), состоящую из двух последовательно соединённых простых одноступенчатых передач (рис. 1.1, а) с общим передаточным отношением

$$i_{\text{общ}} = i_T \cdot i_{\text{Б}}$$

где i_T $i_{\text{Б}}$ - передаточное отношение соответственно первой быстроходной и второй тихоходной ступеней,

Вследствие того, что передаточное отношение $i_{\text{Б}} > i_T$ **,** центральные зубчатые колёса с внутренними зубьями быстроходной и тихоходной ступеней оказываются близкими по диаметрам. Это в свою очередь обеспечивает удачную компоновку конструкции узла.

Общий КПД двухступенчатой планетарной передачи (рис. 1.1,6) $\eta_{\text{ОБЩ}} = 0{,}92 \ldots 0{,}96$

Простая двухступенчатая передача с двухвенцовыми сателлитами (рис. 1.2) обеспечивает несколько большее передаточное отношение, чем одноступенчатая с одновенцовыми сателлитами, но сложнее в изготовлении и имеет большие осевые габариты. Оптимальные передаточные отношение i ***=9... 17.*** При этом масса редуктора меньше массы двухступенчатого редуктора, показанного рис.1.1,6. КПД передачи $\eta_{\text{ОБЩ}} = 0{,}85 \ldots 0{,}97$

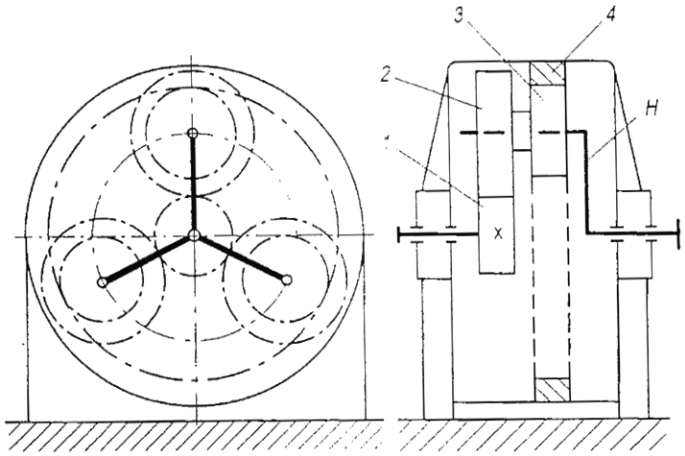


Рисунок 6.2. Двухступенчатая передача с двумя центральными колесами и двухвенцовым сателлитами, выполненная по схеме 2К-Н

В двухступенчатой планетарной зубчатой передаче, выполненной по схеме ЗК, основными звеньями являются **три центральных зубчатых колеса**: ведущая шестерня 1 с внешними зубьями, неподвижное колесо 3 и подвижное колесо 5, имеющие внутренние зубья. Центральная ведущая шестерня 1 связана с входным ведущим валом, а подвижное центральное колесо 5 с внутренними зубьями - с выходным ведомым валом. Сателлиты 2 и 4 жёстко соединены. Водило Н не нагружено внешними вращающими моментами и служит только для поддержания осей сателлитов.

Оптимальный диапазон передаточных отношений i =30*...250,* КПД составляет соответственно 0,95...0,6. В кинематических передачах i достигает 1000 при КПД, равном 0,3.

С увеличением передаточного отношения в передаче ЗК резко падает КПД и плавность вращения выходного вала. Из-за ошибок изготовления по шагу возможны кратковременные его остановки. Недостаток данной схемы - высокая нагруженность подшипников сателлитов. Эти передачи требуют высокой степени точности изготовления.

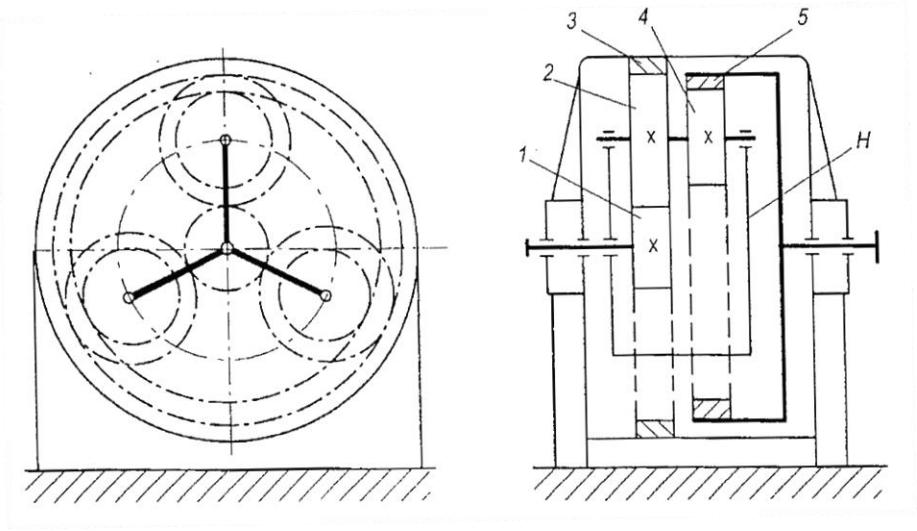


Рисунок 6.3. Двухступенчатая передача с тремя центральными колесами, выполненная по схеме 3К

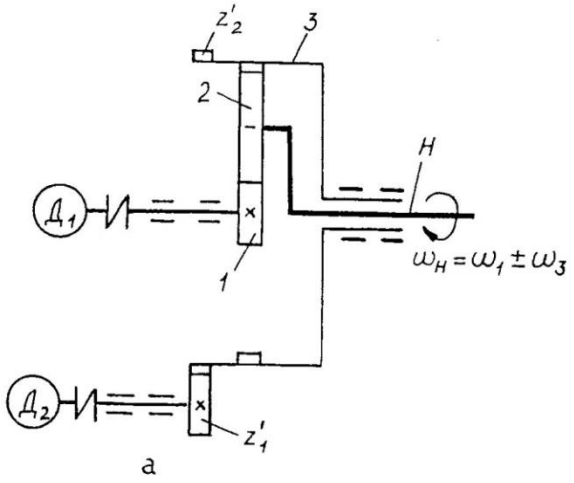
Планетарная передача, в которой все основные звенья свободны (т.е. подвижны), называется **дифференциальной или дифференциалом**.

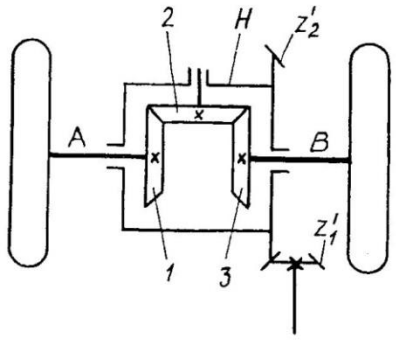
Дифференциальная планетарная передача позволяет суммировать движения двух основных звеньев на одном или раскладывать движение одного звена на два остальных.

На рис.,а показана дифференциальная передача, суммирующая скорости вращения центрального колеса 1 (двигатель Д1) и колеса 3 (двигатель Д2) на водиле Н. Между двигателем Д2 и центральным колесом 3 установлена дополнительная зубчатая передача (с зубьями z_1' , z_2')) с целью получения необходимого вращающего момента на колесе 3.

На рис.,б дана **схема дифференциала заднего моста автомобиля**. Здесь центральными являются конические зубчатые колёса 1 и 3. Водило Н, в котором размещены оси конических сателлитов 2, получает вращение от дополнительной конической передачи (с зубьями z_1' , z_2'). Вращение водила Н раскладывается между колёсами 1 и 3 обратно пропорционально моментам сопротивлений на колёсах.

При повороте автомобиля дифференциал позволяет вращаться одному колесу автомобиля быстрее другого. При этом значительно уменьшается износ покрышек колес автомобиля и облегчается его управление. При движении автомобиля по прямой дороге все зубчатые колеса дифференциала вместе с водилом вращаются как одно целое.





б

Дифференциальные планетарные зубчатые передачи: суммирующая (а) и раскладывающая (б)

Достоинства планетарных передач.

1. Малые габариты и масса вследствие передачи мощности по нескольким потокам, число которых равно числу сателлитов. При этом нагрузка в каждом зацеплении уменьшена в несколько раз.

2. Удобство компоновки в машинах благодаря соосности ведущего и ведомого валов.

3. Работа с меньшим шумом по сравнению с обычными зубчатыми передачами, что связано с меньшими размерами колес и замыканием сил в механизме. При симметричном расположении сателлитов силы в передаче взаимно уравновешиваются.

4. Малые нагрузки на валы и опоры, что упрощает конструкцию опор и снижает потери в них.

5. Возможность получения больших передаточных отношений при небольшом числе зубчатых колес и малых габаритах.

Недостатки.

1. Повышенные требования к точности изготовления и монтажа передачи.

2. Большее число деталей (подшипников), более сложная сборка.

3. Для нарезания колес с внутренними зубьями требуются зубодолбежные станки, парк которых меньше, чем зубофрезерных.

Применение

Планетарную передачу применяют как:

редуктор в силовых передачах и приборах;

коробку передач, передаточное отношение в которой изменяют путем поочередного торможения различных звеньев (например, водила или одного из колес);

дифференциал в автомобилях, тракторах, станках, приборах.

Часто применяют планетарную передачу, совмещенную с электродвигателем (**мотор-редуктор, мотор-колесо**).

6.2. Определение передаточного отношения $i_{1H}^{(3)}$ и подбор чисел зубьев зубчатых колес простой одноступенчатой планетарной зубчатой передачи, выполненной по схеме 2К-Н.

Определение передаточного отношения $\mathbf{i_{1H}^{(3)}}$

Передаточное отношение планетарной зубчатой передачи обозначают буквой i с индексами, например $\boldsymbol{i_{1H}^{(3)}}$. Нижние индексы при i показывают ведущее и ведомое звено, т.е, направление передачи движения. Верхний индекс, заключённый в скобках, указывает неподвижное звено, относительно которого рассматривается движение.

Для определения передаточного отношения рассмотрим дифференциальную планетарную передачу, у которой три основных звена имеют положительные угловые скорости $\omega_1, \omega_3, \omega_H$ (см. рис.3.1, *а).* Сообщим мысленно дифференциальной передаче вращение в обратном направлении с угловой скоростью водила ω_H. Тогда основные звенья будут иметь скорости $\omega_1 - \omega_H$, $\omega_3 - \omega_H$, $\omega_H - \omega_H = 0$. Водило Н оказалось неподвижным. Такой метод мысленной остановки водила дифференциальной планетарной передачи называется **методом Виллиса**.

В результате мысленной остановки водила Н вместо дифференциальной планетарной передачи получили обычную простую непланетарную передачу, в которой сателлиты 2 становятся паразитными зубчатыми колёсами, не влияющими на её передаточное отношение. Такую передачу называют **обращённым механизмом** (рис.3.1, б). Для этого механизма при ведущем центральном зубчатом колесе 1, ведомом центральном колесе 3 и мысленно остановленном водиле Н передаточное отношение в соответствии с **формулой Виллиса** имеет вид:

$$i_{13}^{(H)} = \frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = \left(-\frac{z_2}{z_1}\right)\left(\frac{z_3}{z_2}\right) = -\frac{z_3}{z_1}.$$

где через z обозначены числа зубьев соответствующих зубчатых колёс.

Передаточное отношение $(-\frac{z_2}{z_1})$ имеет знак «минус» для внешнего зацепления (разное направление угловых скоростей ω_1 и ω_2), а передаточное отношение $(\frac{z_3}{z_2})$ имеет знак «плюс» для внутреннего зацепления (одинаковое направление угловых скоростей ω_2 и ω_3*).*

Таким образом, по формуле вычисляют передаточное отношение планетарной зубчатой передачи, у которой неподвижно водило Н *(*ω_H = 0), центральное зубчатое колесо 1 является ведущим, а центральное зубчатое колесо 3 - ведомым.

Формула, записанная в виде

$$\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1}.$$

широко используется для определения передаточного отношения планетарной зубчатой передачи при любом остановленном основном звене и любом направлении передачи движения.

Случай 1. Зубчатое колесо 3 (рис.3.1, а) неподвижно (ω_3 = 0). Зубчатое колесо 1 является ведущим, водило Н - ведомым. Сателлиты 2 одновенцовые. Определить передаточное отношение

При $\omega_3 = 0$ $\quad i_{1H}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$

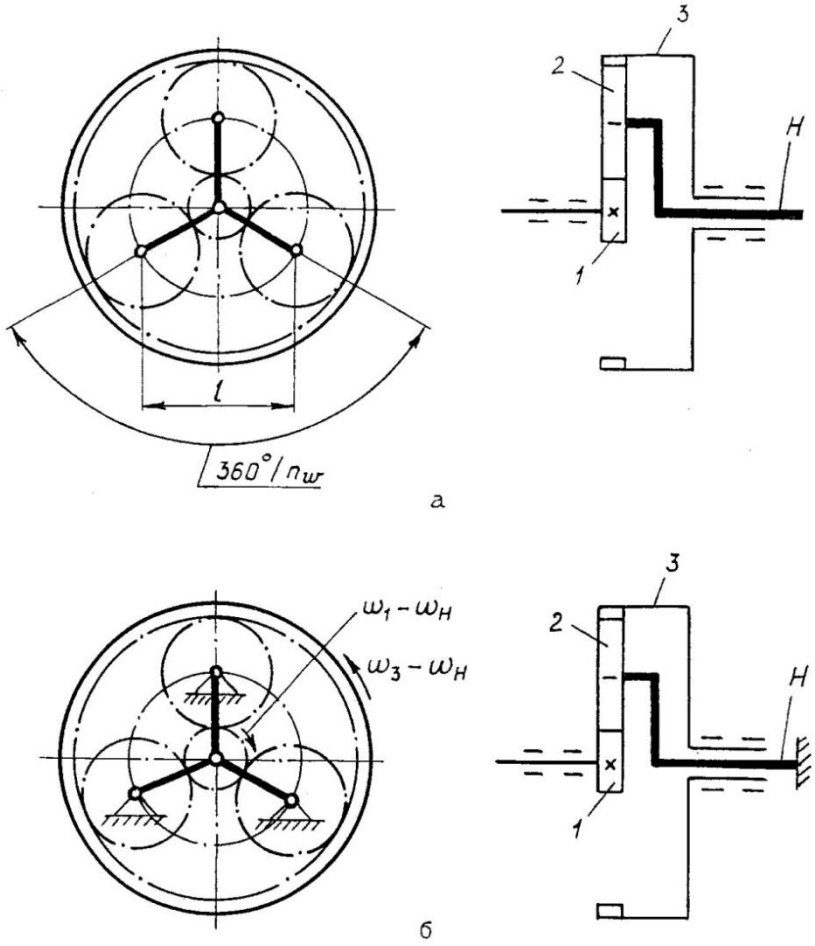


Схема одноступенчатой дифференциальной планетарной зубчатой передачи, выполненной по схеме 2К-Н (а), и ее обращенный механизм(б)

Подбор чисел зубьев зубчатых колес простой одноступенчатой планетарной зубчатой передачи, выполненной по схеме *2К-Н*

В отличие от обычных зубчатых передач расчет планетарных передач начинают с подбора чисел зубьев.

Число зубьев центральной ведущей шестерни

Подбор чисел зубьев зубчатых колёс планетарных передач начинают с выбора числа зубьев центрального зубчатого колеса с наружными зубьями, называемого **центральной шестерней**, которая в большинстве конструкций является ведущей.

Простая одноступенчатая планетарная передача с одновенцовыми сателлитами имеет одну центральную ведущую шестерню 1 с числом наружных зубьев z_1.

Для планетарных зубчатых передач с прямыми зубьями, нарезанными без смещения исходного контура, число зубьев z_1 рекомендуется принимать из условия неподрезания ножки зуба:

$$z_1 > 17$$

В зависимости от твёрдости активных поверхностей зубьев **Нпов1** обычно принимают:

$z_1 = 21; 24$ … при **Нпов1** ≤ 350 НВ

$z_1 = 18; 21$ … при **Нпов1** > 350 НВ

Условие симметричного размещения сателлитов требует, чтобы z_1 были кратны числу сателлитов n_W=3.

Число зубьев центральных зубчатых колёс с внутренними зубьями

Число зубьев центральных зубчатых колёс с внутренними зубьями определяют из соответствующей формулы передаточного отношения (должно быть кратно числу сателлитов n_W=3).

Для простой одноступенчатой планетарной передачи с одновенцовыми сателлитами (рис. 1.1, а) на основании формулы для передаточного отношения $i_{1H}^{(3)}$ при ведущей центральной шестерне 1 и ведомом водиле Н

$$i_{1H}^{(3)} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$$

Число зубьев центрального зубчатого колеса 3 с внутренними зубьями

$$\mathrm{z}_3 = \mathrm{z}_1\left(i_{1H}^{(3)} - 1\right)$$

Число зубьев сателлита

Число зубьев сателлита вычисляют из условия соосности, в соответствии с которым межосевые расстояния aw зубчатых пар с внешним и внутренним зацеплениями должны быть равны.

Для простой одноступенчатой планетарной передачи с одновенцовыми прямозубыми сателлитами (рис. 1.1, а) условие соосности имеет вид:

$$a_{w12} = a_{w23} = 0.5(d_{w1} + d_{w2}) = 0.5(d_{w3} - d_{w2})$$

Для передачи без смещения $d_w = d = mz$ и при одинаковых модулях m число зубьев z_2 сателлита 2 с прямыми зубьями определяется следующим образом (должно быть целым числом):

$$\mathrm{z}_2 = 0.5(\mathrm{z}_3 - \mathrm{z}_1)$$

Однако чтобы z_2 стало целым числом, z_3 и z_1 должны быть или нечетными или четными числами, кратными числу сателлитов n_W=3.

Полученные числа зубьев зубчатых колёс планетарных передач проверяют по условиям **сборки и соседства**.

Условия сборки и соседства для планетарной зубчатой передачи

Условие сборки требует, чтобы во внешнем и внутреннем зацеплениях центральных зубчатых колёс с сателлитами *имело место совпадение зубьев со впадинами, в противном случае планетарную передачу невозможно будет собрать*. Если сателлиты расположены симметрично, то для выполнения сборки сумма зубьев центральных зубчатых колёс должна быть кратной числу сателлитов n_W (обычно n_W=3), т.е. в результате деления суммы зубьев центральных зубчатых колёс на число сателлитов n_W=3 должно быть получено любое целое число *Ц.*

Для простой одноступенчатой планетарной прямозубой зубчатой передачи с одновенцовыми сателлитами *условие сборки:*

$$\frac{\mathrm{z}_1}{n_W} = \mathrm{Ц}$$

$$\frac{\mathrm{z}_3}{n_W} = \mathrm{Ц}$$

$$\frac{\mathrm{z}_1 + \mathrm{z}_3}{n_W} = \mathrm{Ц}$$

Первые два условия обеспечивают симметричное расположение сателлитов, третье - условие сборки передачи.

Условие соседства требует, чтобы сателлиты не задевали зубьями друг друга. Для этого необходимо, чтобы *сумма радиусов окружностей вершин зубьев соседних сателлитов была меньше расстояния между их осями*.

$$d_{a2} < l$$

Для простой одноступенчатой планетарной передачи с одновенцовыми сателлитами *условие соседства*

$$(z_2 + 2) < (z_1 + z_2) \cdot \sin(180°/n_W)$$

6.3. Силы в зацеплении простых планетарных зубчатых передач, выполненных по схеме 2К-Н: одноступенчатой с одновенцовыми сателлитами.

В простой планетарной зубчатой передаче с тремя одновенцовыми сателлитами вращающий момент T_1 на центральной ведущей шестерне 1 уравновешивается окружными силами F_{t1}, возникающими в зацеплении с сателлитами 2 и действующими на зуб центральной шестерни 1 со стороны зуба соответствующего сателлита 2 (рис.4.1, а):

$$T_1 = n_W F_{t1} \frac{d_{w1}}{2}$$

где n_W = 3 - число сателлитов; d_{w1} - диаметр начальной окружности центральной ведущей шестерни 1.

Условие записано для идеально точной передачи в предположении равномерного распределения нагрузки между сателлитами (рис.4.1, в). В реальной передаче из-за неточностей изготовления и деформаций деталей под нагрузкой в зацеплении окружные силы F_{t1} могут существенно отличаться ($F'_{t1} \neq F''_{t1} \neq F'''_{t1}$). Однако равновесие при этом не нарушается, так как на вал центрального колеса 1 действует уравновешивающая сила F_R.

В практических расчётах неравномерность распределения нагрузки между сателлитами учитывают коэффициентом неравномерности K_W, с учётом которого условие равновесия имеет вид:

$$T_1 = \frac{n_W F_{t1}}{K_W} \cdot \frac{d_{w1}}{2}$$

Для выравнивания нагрузки между сателлитами на практике применяют ряд **конструктивных мер**.

Из условия равновесия (см. выше) получаем формулу для определения окружной силы F_{t1} на центрально ведущей шестерне 1 в зоне зацепления с одним сателлитом (т.е. в полюсе зацепления с этим сателлитом):

$$F_{t1} = \frac{2T_1 K_W}{n_W \cdot d_{w1}}$$

Из условия равновесия **одновенцового прямозубого сателлита** (рис.4.1, а) можно определить окружные силы F_t на остальных деталях передачи в зоне их зацепления с сателлитами:

$$F_{t2} = F_{t1}$$
$$F_{tH} = 2F_{t2}$$
$$F_{t3} = F_{t2}$$

Радиальные силы F_r, действующие на прямозубые центральную ведущую шестерню 1, одновенцовый сателлит 2 и центральное колесо 3 с внутренними зубьями, взаимно уравновешиваются и не нагружают эти детали.

По этой причине для прямозубой планетарной зубчатой передачи с одновенцовыми сателлитами радиальные силы F_r обычно не рассчитывают.

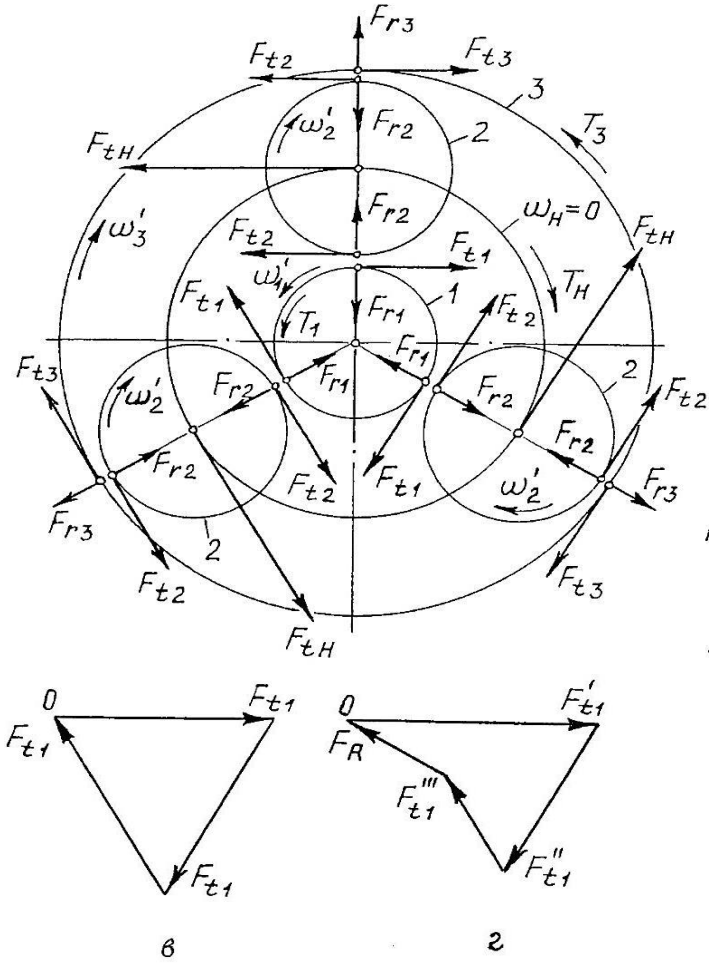
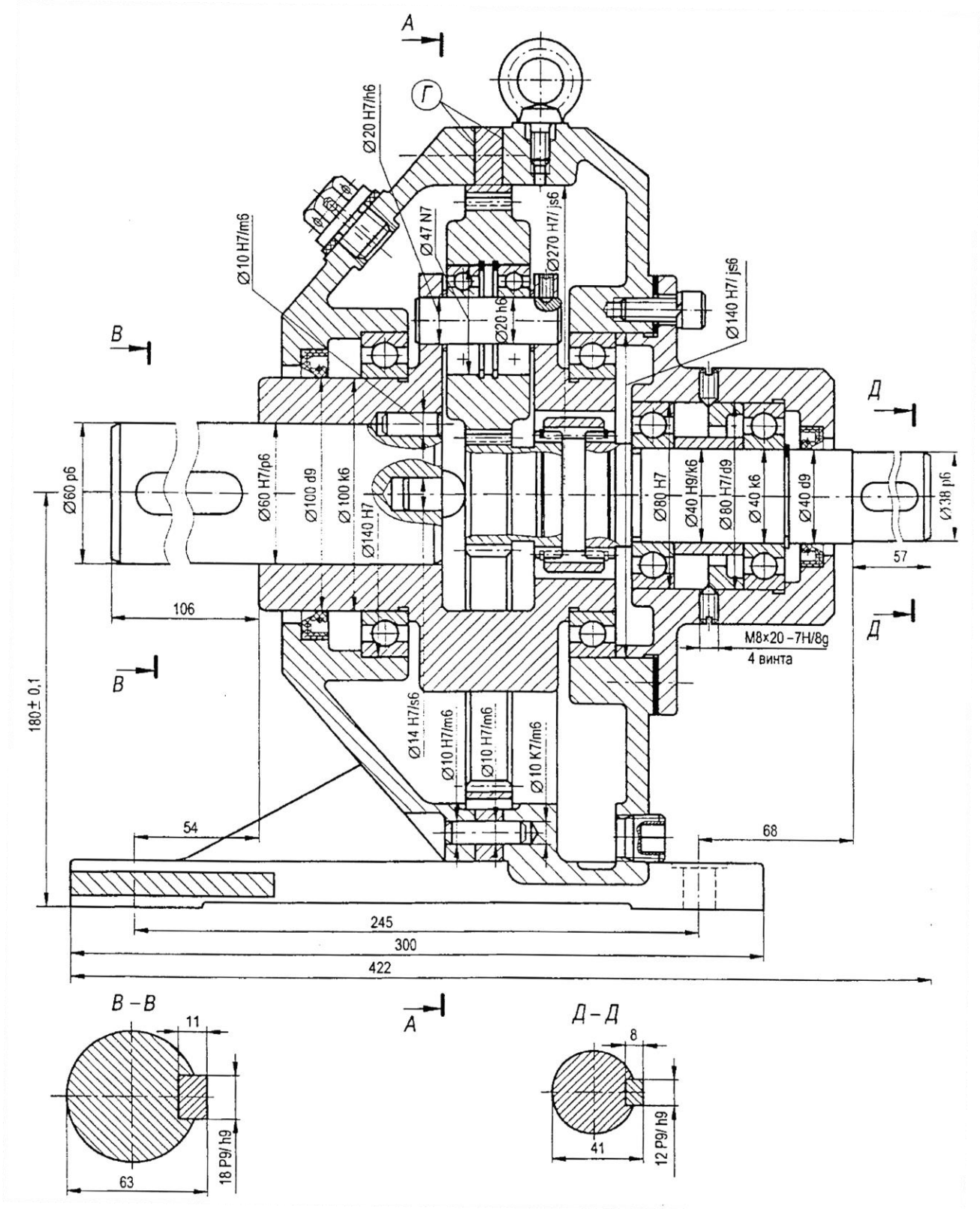


Рисунок 6.6. Силы в зацеплении простых планетарных зубчатых передач, выполненных по схеме 2К-Н: а- одноступенчатый с одновенцовыми сателлитами; в- окружные силы F_{t1} в зацеплении идеально точной передачи; г- окружные силы F_{t1} в зацеплении реальной передачи ($F'_{t1} \neq F''_{t1} \neq F'''_{t1}$)



Редуктор планетарный одноступенчатый

6.4. Особенности проектирования простой одноступенчатой планетарной зубчатой передачи, выполненной по схеме 2К-Н.

Расчёт на прочность планетарных зубчатых передач проводят для обращённого механизма (при остановленном водиле) с использованием зависимостей для обычных цилиндрических зубчатых передач. Расчет выполняют для каждого зацепления: внешнее зацепление колес 1 и 2, внутреннее зацепление 2 и 3. При одинаковом материале колес

достаточно рассчитать только внешнее зацеплении (т.к. модули и силы в зацеплениях одинаковы, а внутреннее зацепление прочнее внешнего).

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ при расчёте, передачи на сопротивление контактной усталости и допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при расчёте зубьев на сопротивление усталости при изгибе находят так же, как и для цилиндрических зубчатых передач.

Отличие заключается лишь в том, что при определении эквивалентного числа циклов нагружений зубьев N_{HE} *и* N_{FE} за весь срок работы передачи L_h (ч) частоты вращения зубчатых колёс рассматриваемых пар вычисляют при вращении их только относительно друг друга, т.е. при остановленном водиле:

$$N_{HE} = 60 \cdot \text{c} \quad \cdot n \;' \cdot L_h \cdot \mu_H$$

$$N_{FE} = 60 \cdot \text{c} \quad \cdot n \;' \cdot L_h \cdot \mu_F$$

где *c* - число зацеплений зуба рассматриваемого зубчатого колеса за один его оборот; $n\;'$- относительная частота вращения рассматриваемого зубчатого колеса, мин$^{-1}$

$$n' \;= n - n_H$$

n, n_H - соответственно частота вращения рассматриваемого зубчатого колеса и водила);

μ_H, μ_F- коэффициенты приведения при расчёте зубчатой пары соответственно на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев и усталости их при изгибе.

Предварительное межосевое расстояние $a_w{}'$ (называемое иначе радиусом расположения осей сателлитов или радиусом водила) для пары прямозубых колес планетарной передачи при остановленном водиле определяют

$$a_w{}' = 0.85(u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{E_{\text{ПР}} \frac{T_{\text{К}} K_{H\beta} K_A}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}}$$

знак «плюс» - внешнее зацепление, знак «минус» - внутреннее

Передаточное число и вращающий момент $T_{\text{К}}$ на зубчатом колесе этой пары (с большим числом зубьев) определяют для простой одноступенчатой планетарной передачи с одновенцовым сателлитом:

1) для внешнего зацепления – центральная ведущая шестерная 1 и одновенцовый сателлит 2

$$u = u_{12} = \frac{z_2}{z_1}$$

$$T_K = T_1 \cdot \frac{z_2}{z_1} \cdot \frac{K_W}{n_W}$$

2) для внутреннего зацепления – одновенцовый сателлит 2 и центральное колесо 3 с внутренним зацеплением

$$u = u_{23} = \frac{z_3}{z_2}$$

$$T_K = T_1 \cdot \frac{z_3}{z_1} \cdot \frac{K_W}{n_W}$$

Найденное предварительное межосевое расстояние $a_w{}'$ позволяет определить предварительное значение делительного диаметра шестерни рассчитываемой зубчатой пары, что в свою очередь позволяет определить предварительное значение модуля m'.

Вычисленное значение m' округляют в большую сторону до ближайшего стандартного значения m и при известных числах зубьев шестерни и колеса зубчатой пары окончательно определяют межосевое расстояние a_w.

До стандартного значения a_w не округляют.

Далее определяют геометрические размеры передачи и выполняют проверочные расчёты её на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев, на сопротивление усталости зубьев изгибе, а также на контактную и изгибную прочности зубьев при кратковременной перегрузке.

Тема 7. Фрикционные передачи (вариаторы).

7.1. Назначение вариаторов и основные схемы. Диапазон регулирования скоростей.

7.1. Укажите назначение вариаторов в приводах машин и кратко опишите схемы лобового вариатора (рис. 7.1), вариатора с раздвижными конусными шкивами и промежуточным рабочим телом (рис. 7.2), торового вариатора (рис. 7.3) и дискового вариатора (рис. 7.4). Что такое для вариатора диапазон регулирования скоростей?

Фрикционные передачи – механизмы, в которых движение передается силами трения.

При этом должно быть

$F_t<F$,

где F_t — окружная сила; F — сила трения между катками.

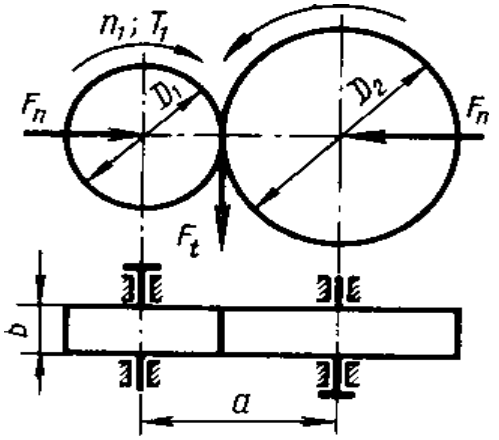


Рис. 11.1

Все фрикционные передачи можно разделить на две основные группы: **передачи нерегулируемые**, т. е. с постоянным передаточным отношением; **передачи регулируемые, или вариаторы**, позволяющие изменять передаточное отношение плавно и непрерывно (бесступенчатое регулирование).

Каждая из указанных групп охватывает большое количество передач, различающихся по конструкции и назначению.

Применение

Фрикционные передачи с постоянным передаточным отношением применяют сравнительно редко. Их область ограничивается преимущественно кинематическими цепями приборов, от которых требуются плавность движения, бесшумность работы, безударное включение на ходу и т. п. Как силовые (не кинематические) передачи они не могут конкурировать с зубчатыми передачами по габаритам, надежности, КПД и пр.

Фрикционные вариаторы служат для плавного (бесступенчатого) изменения на ходу угловой скорости ведомого вала при постоянной угловой скорости ведущего.

Фрикционные вариаторы применяют как в кинематических, так и силовых передачах в тех случаях, когда требуется бесступенчатое регулирование скорости (зубчатая передача не позволяет такого регулирования). Применение фрикционных вариаторов на практике ограничивается диапазоном малых и средних мощностей — до 10, реже до 20 кВт. В этом диапазоне они успешно конкурируют с гидравлическими и электрическими вариаторами, отличаясь от них простотой конструкции, малыми габаритами и повышенным КПД. При больших мощностях трудно обеспечивать необходимую силу прижатия катков. Эта сила, а

также соответствующие нагрузки на валы и опоры становятся слишком большими, конструкция вариатора и нажимного устройства усложняется.

Фрикционные вариаторы нашли применение в станкостроении, сварочных и литейных машинах, машинах текстильной, химической и бумажной промышленности, различных отраслях приборостроения и т. д.

Фрикционные передачи любого типа неприменимы в конструкциях, от которых требуется жесткая кинематическая связь, не допускающая проскальзывания или накопления ошибок взаимного положения валов.

Главной характеристикой вариатора является **диапазон регулирования**, равный отношению максимальной угловой скорости ведомого катка $\omega_{2\,max}$ к его минимальной угловой скорости $\omega_{2\,min}$

$$D = \omega_{2\,max}/\omega_{2\,min} = u_{max}/u_{min} \approx R_{max}/R_{min}$$

Для одноступенчатых вариаторов $D = 3..8$

Лобовые вариаторы (см. рис. 7.1) применяют в винтовых прессах и приборах. Бесступенчатое изменение угловой скорости ведомого вала достигается передвижением малого катка вдоль вала, т. е. изменением радиуса R_2. Допускают реверсирование вращения. Имеют интенсивный износ рабочих поверхностей катков и пониженный к.п.д. вследствие разности скоростей на площадке контакта. Так как $R_1 = const$, диапазон регулирования лобового вариатора

$$D = R_{2max}/R_{2min}$$

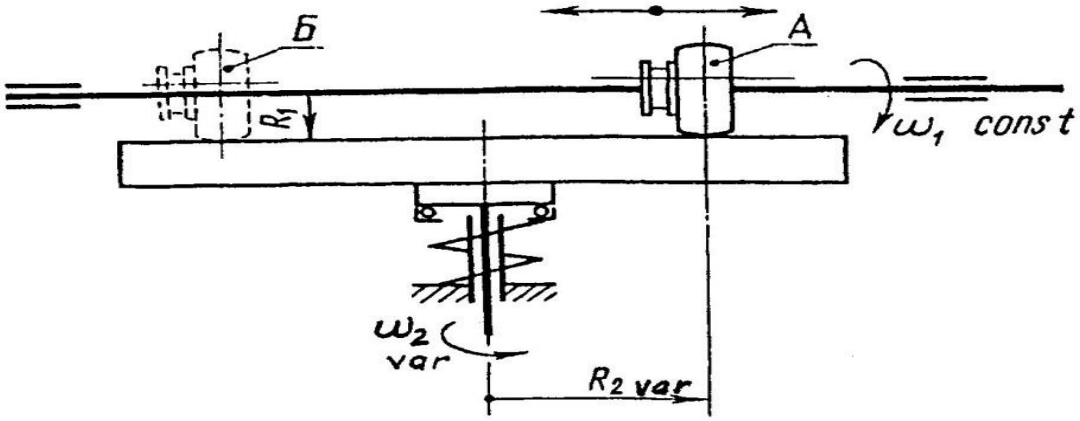
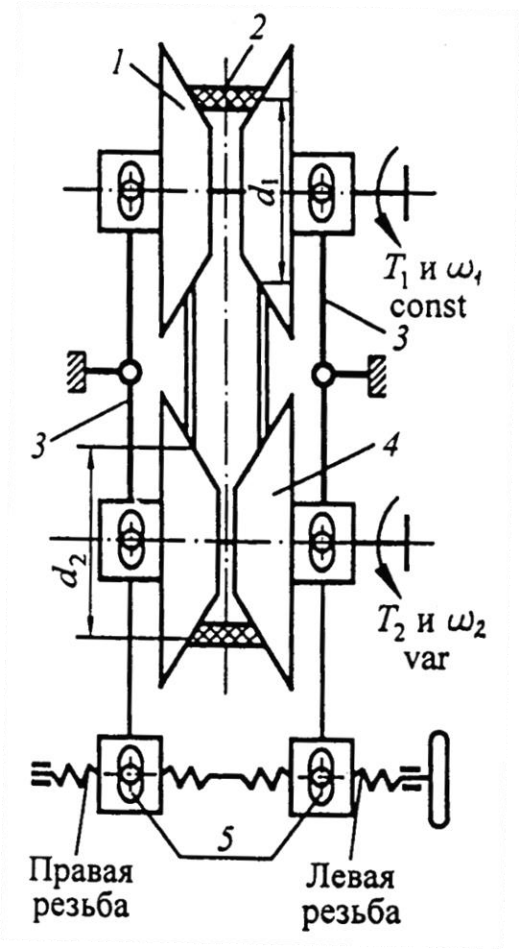


Рисунок 7.1. Схема лобового вариатора

Вариаторы с раздвижными конусами (см. рис. 7.2) имеют наибольшее применение в машиностроении. Промежуточным элементом является клиновой ремень или специальная цепь. Плавное изменение угловых скоростей ведомого вала достигается раздвижением или сближением конусных катков, т. е. изменением расчетных радиусов катков R_1 и R_2. Максимальное и минимальное значения передаточного числа:

$$u_{max} = \omega_1/\omega_{2\,min} \approx R_{2max}/R_{1min}$$
$$u_{min} = \omega_1/\omega_{2\,max} \approx R_{2min}/R_{1max}$$



Вариатор с раздвижными конусными шкивами и промежуточным рабочим телом [4]: 1,4-конусные диски; 2- промежуточное тело(ремень, цепь); 3- рычаг для сближения и раздвижения конусов 1 и 4; 5- резьбовые пары

Торовые вариаторы состоят из двух соосных катков с тороидной рабочей поверхностью и двух промежуточных роликов.

Регулирование угловых скоростей производится поворотом роликов с помощью рычажного механизма, в результате чего изменяются радиусы контакта R_1 и R_2. Текущее значение передаточного числа

$$u = \omega_1 / \omega_2 \approx R_2 / R_1$$

Из всех вариаторов торовые наиболее компактны и совершенны, но имеют сложную конструкцию и требуют высокой точности изготовления. Отличаются высоким к.п.д.— до 0,95.

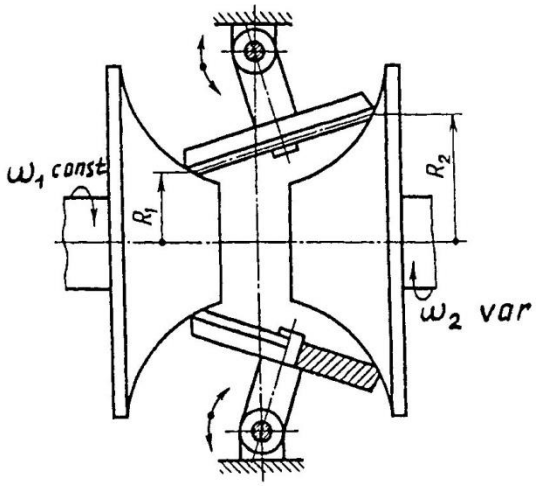


Схема торового вариатора

Многодисковые вариаторы состоят из пакетов ведущих и ведомых раздвижных конических тонких дисков, прижимаемых пружинами). Изменение угловой скорости ω_2 ведомого вала осуществляется радиальным смещением ведущего вала относительно ведомого. При этом изменяется расчетный радиус R_1 ведущих дисков. Долговечность повышается при работе дисков в масляной ванне.

Передаточное число вариатора

$$u = \omega_1 / \omega_2 \approx R_2 / R_1$$

Диапазон регулирования

$$D \leq 4{,}5$$

КПД =0,8-0,9

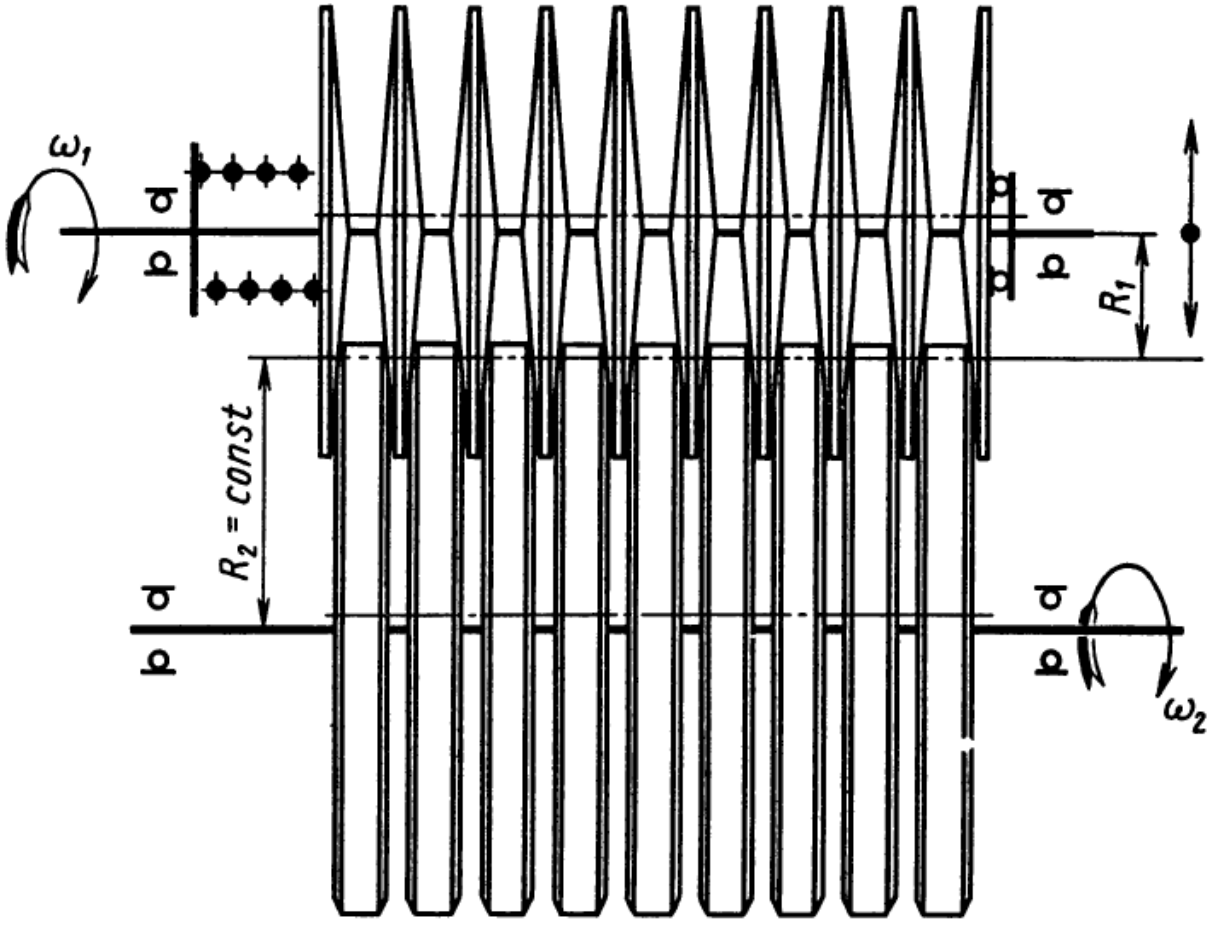
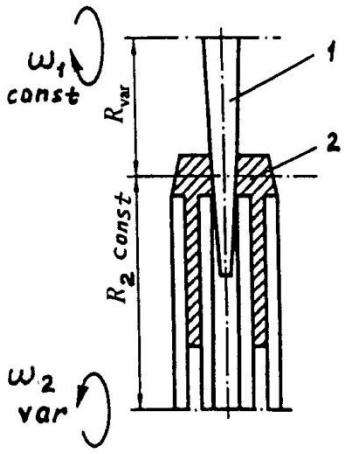


Схема многодискового вариатора



Дисковый вариатор [4]: 1, 2- конические диски (1- ведущий; 2- ведомый)

Тема 8. Ременные передачи.

Назовите основные элементы ременной передачи. Перечислите типы ременных передач в зависимости от формы поперченного сечения ремня (рис. 8.1). Укажите достоинства и недостатки ременных передач трением. Укажите особенности работы ременной передачи трением: упругое скольжение ремня по шкивам (рис. 8.9, а), буксование. Почему передаточное отношение ременной передачи трением непостоянно?

8.1. Общие сведения о ременных передачах: принцип работы; типы ременных передач в зависимости от формы поперечного сечения ремня; достоинства и недостатки; области применения.

Ременная передача - *передача трением с гибкой связью*. Она состоит из ведущего диаметром d_1 , ведомого диаметром d_2 , шкивов и ремня 1, надетого на шкивы с предварительным натяжением (рис. 20.1). *Нагрузку передают силы трения между шкивами и ремнем*.

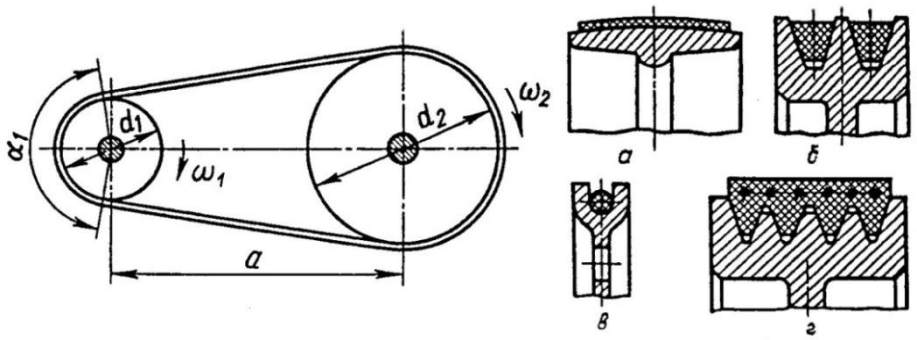


Схема ременной передачи: а - плоскоременной; б - клиноременной; в - круглоременной; г - поликлиноременной

После зубчатой передачи ременная - *наиболее распространенная из механических передач*.

В зависимости от формы поперечного сечения ремня бывают передачи: **плоским ремнем, клиновым ремнем, поликлиновым ремнем, круглым ремнем.** *Наибольшее применение* в машиностроении имеют ***клиновые и поликлиновыеремни***.

Ремни изготовляют из прорезиненных тканей или синтетических материалов.

Передача **плоским ремнем** обладает *повышенными работоспособностью и ресурсом (в связи с меньшими напряжениями изгиба в плоских ремнях*). Ее рекомендуют применять *при больших межосевых расстояниях (до 15 м) или высоких скоростях ремня (до 100 м/с)*.

За счет клинового эффекта в передачах **клиновым и поликлиновым ремнями** можно реализовать *большие силы трения и уменьшить габариты передачи*.

Ремни **круглого сечения** предназначены для пространственных передач малой мощности (оборудование полиграфической и текстильной промышленности, настольные станки, приборы, бытовые машины). Скорость ремня до 30 м/с.

Разновидностью ременной передачи является **передача зубчатым ремнем**, *передающая нагрузку путем зацепления ремня со шкивами*.

Достоинства ременных передач.

1. Простота конструкции, эксплуатации и малая стоимость.
2. Возможность передачи движения на значительные расстояния (до 15 м).
3. Возможность работы с высокими частотами вращения.

4. Плавность и бесшумность работы вследствие эластичности ремня.

5. Смягчение вибрации и толчков вследствие упругости ремня.

6. Предохранение механизмов от перегрузок вследствие возможного проскальзывания ремня (к передачам зубчатым ремнем это свойство не относится).

Недостатки.

1. Большие радиальные размеры, в особенности при передаче значительных мощностей.

2. Малая долговечность ремня в быстроходных передачах.

3. Большие нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня, необходимость устройств для натяжения ремня.

4. Непостоянное передаточное число вследствие неизбежного упругого скольжения ремня.

5. Чувствительность нагрузочной способности к наличию паров влаги и нефтепродуктов.

Применение.

Ременные передачи применяют в приводах для передачи движения от электродвигателя или ДВС, когда по конструктивным соображениям межосевое расстояние должно быть достаточно большим, а передаточное число и может быть не строго постоянным (приводы металлорежущих станков, конвейеров, транспортных, дорожных, строительных и сельскохозяйственных машин и др.).

Передачи зубчатым ремнем можно применять и в приводах требующих постоянного значения и (приборные и робототехнические устройства).

Мощность, передаваемая ременной передачей, обычно до 50 кВт, хотя может достигать 2000 кВт и больше. Скорость ремня v = 5...50 м/с, а в высокоскоростных передачах - до 100 м/с и выше.

8.2. Особенности работы ременной передачи трением.

Силы в передаче

Для создания трения между ремнем и шкивом ремню после установки на шкив создают **предварительное натяжение** силой F_0. Чем больше F_0, тем выше тяговая способность передачи. В состоянии покоя или холостого хода передачи (вращение без передачи полезной нагрузки) каждая ветвь ремня натянута одинаково с силой F_0.

При приложении рабочего вращающего момента T_1 происходит перераспределение сил натяжения в ветвях ремня: ведущая ветвь (ВЩ) дополнительно натягивается до силы F_1, а натяжение ведомой ветви (ВМ) уменьшается до F_2

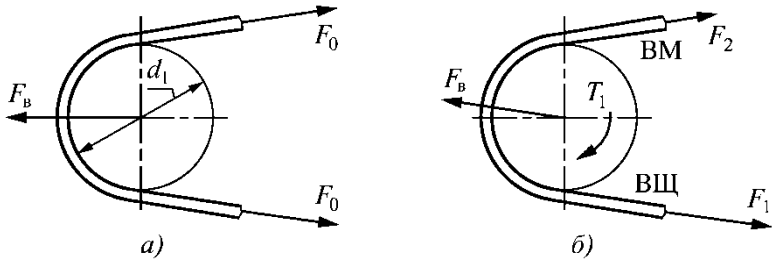


Рис. 20.3

$$F_1 - F_2 = F_t = 2T_1/d_1$$

F_t – **окружная сила на шкиве**.

Общая геометрическая длина ремня не зависит от нагрузки и во время работы передачи остается неизменной. Дополнительное упругое удлинение ведущей ветви под действием силы $\Delta F = F_1 - F_0$ компенсирует равное сокращение ведомой ветви под действием силы $\Delta F = F_0 - F_2$. Следовательно, насколько возрастает сила натяжения ведущей ветви ремня, настолько же снижается сила натяжения ведомой.

При обегании ремнем шкивов на него действует *центробежная сила* $F_ц$. Сила $F_ц$ отбрасывает ремень от шкива, понижая тем самым силы трения и нагрузочную способность передачи.

Нагрузка на валы и подшипники. Силы натяжения ветвей ремня нагружают шкивы, валы, на которых они установлены, и опоры валов – подшипники.

Обычно **сила $F_в$, действующая на валы ременной передачи**, в 2...3 раза больше окружной силы F_t, что *является серьезным недостатком ременных передач*

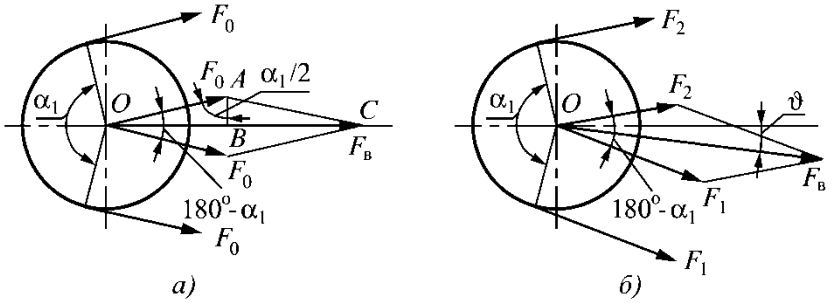
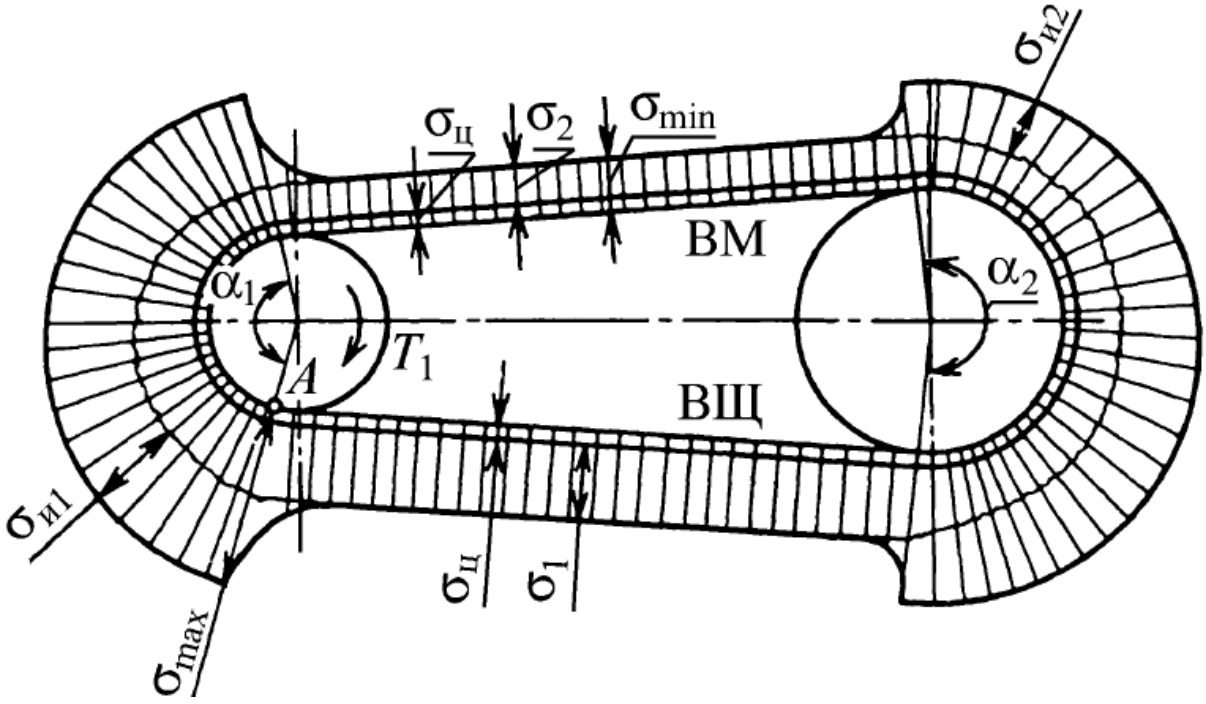


Рис. 20.4

Напряжения в ремне

При работе ременной передачи напряжения по длине ремня распределены неравномерно (рис. 20.5).



Различают следующие виды напряжений в ремне:

1.Напряжение от силы предварительного натяжения

2.Полезное напряжение

Отношение окружной силы (полезной нагрузки) Ft в передаче к площади поперечного сечения А ремня называют полезным напряжением σ_t. Значением σ_t оценивают тяговую способность ременной передачи

3.Напряжение изгиба $\sigma_И$ *возникает в ремне при огибании им шкивов*

$$\sigma_И = \delta \cdot E/d$$

δ – толщина ремня, E – модуль упругости материала ремня, d – расчетный диаметр

За расчетный диаметр d для *передачи плоским ремнем принимают диаметр наружной поверхности шкива; для передачи клиновым, поликлиновым и круглым ремнями — диаметр окружности по нейтральной линии ремня*.

Наибольшее напряжение изгиба в ремне возникает на шкиве меньшего диаметра d_1. *Обычно по соображениям компактности передачи стремятся принимать небольшие значения диаметра* d_1 *малого шкива*. Однако при этом возникают большие напряжения изгиба $\sigma_И$, которые могут в несколько раз превышать все другие напряжения.

На практике значение $\sigma_И$ ограничивают минимально допустимым для каждого вида ремня значением d_1.

Напряжение изгиба, изменяясь по отнулевому циклу, является *главной причиной усталостного разрушения ремня*. На тяговую способность передачи оно не влияет.

4.Напряжение от центробежной силы

Напряжение изгиба обычно значительно превышает все другие составляющие наибольшего напряжения.

Максимальное напряжение действует в поперечном сечении ремня в месте его набегания на малый шкив и сохраняет свою величину на всей дуге.

Скольжение ремня по шкивам. Передаточное число

В ременной передаче разделяют *два вида скольжения ремня*: **упругое и буксование**.

Упругое скольжение. В процессе обегания ремнем *ведущего шкива* сила его натяжения уменьшается от F_1 до F_2

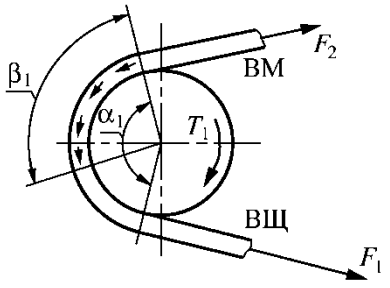


Рис. 20.6

А *так как деформация ремня пропорциональна силе натяжения, то при уменьшении силы натяжения ремень под действием силы упругости укорачивается, преодолевая сопротивление силы трения в контакте ремня со шкивом. При этом ремень отстает от шкива - возникает* ***упругое скольжение ремня по шкиву***.

На *ведомом шкиве* также происходит скольжение, но здесь сила натяжения возрастает от F_2 до F_1, ремень *удлиняется и опережает шкив*. **Упругое скольжение** происходит не на всей дуге обхвата α, а лишь на части ее - дуге скольжения β, которая всегда расположена со стороны сбегания ремня со шкива.

Длину дуги скольжения определяет условие равновесия сил трения на этой дуге и разности сил натяжения ветвей, т.е. окружной силы:

$$F_t = F_1 - F_2$$

Со стороны набегания ремня на шкив имеется **дуга покоя** (α-β), на которой сила в ремне не меняется, оставаясь равной силе натяжения набегающей ветви, а *сам ремень движется вместе со шкивом без скольжения*.

При нормальной работе: $\beta_1 = (0{,}5...0{,}7)\alpha_1$.

Скорости v_1 и v_2 прямолинейных ветвей равны окружным скоростям шкивов, на которые они набегают. Потерю скорости $v_1 - v_2$ определяет скольжение на ведущем шкиве, где направление скольжения не совпадает с направлением движения шкива (см. стрелки на дуге β_1).

Упругое скольжение ремня неизбежно в ременной передаче, оно возникает в результате разности сил F_1 и F_2, нагружающих ведущую и ведомую ветви ремня. Упругое скольжение приводит к снижению скорости и, следовательно, к потере части мощности, а также вызывает электризацию, нагревание и изнашивание ремня, сокращая его ресурс.

Упругое скольжение ремня характеризуют **коэффициентом скольжения** ξ («Кси»):

$$\zeta = (v_1 - v_2)/v_1$$

где v_1 и v_2 - окружные скорости ведущего и ведомого шкивов.

При нормальном режиме работы обычно ξ = 0,01...0,02.

Буксование. *По мере роста окружной силы* F_t *уменьшается дуга покоя, следовательно, уменьшается и запас сил трения. При значительной перегрузке дуга скольжения* β_1 *достигает значения дуги обхвата* α_1 *и* ремень скользит по всей поверхности касания с ведущим шкивом, *т.е.* **буксует**. *При буксовании ремня на ведущем шкиве ведомый шкив останавливается* - **передача неработоспособна**.

Передаточное число.

Окружные скорости шкивов передачи

$$v_1 = \pi d_1 n_1/60000$$
$$v_2 = \pi d_2 n_2/60000$$

где n_1 и n_2 - частоты вращения ведущего и ведомого шкивов, мин$^{-1}$; d_1 и d_2 - диаметры этих шкивов, мм.

Передаточное число ременной передачи:

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{v_1 d_2}{v_2 d_1} = \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}$$

Упругое скольжение, зависящее от значения окружной силы F_t, *является причиной некоторого непостоянства передаточного числа ременных передач.*

Рекомендуют для передач плоским ремнем u *≤5,* клиновым u *≤7,* поликлиновым u *≤8,* зубчатым u *≤12.*

Критерии работоспособности и расчет ременной передачи

Основные критерии работоспособности и расчета ременных передач: *тяговая способность* (прочность сцепления ремня со шкивом) и *ресурс ремня.*

Расчет по тяговой способности является основным расчетом ременных передач, обеспечивающим одновременно и прочность ремней, и передачу ими требуемой нагрузки.

Тяговая способность ременной передачи обусловлена сцеплением ремня со шкивами. Экспериментально исследуя тяговую способность, строят графики - кривые скольжения и КПД; на их базе разработан метод расчета ременных передач.

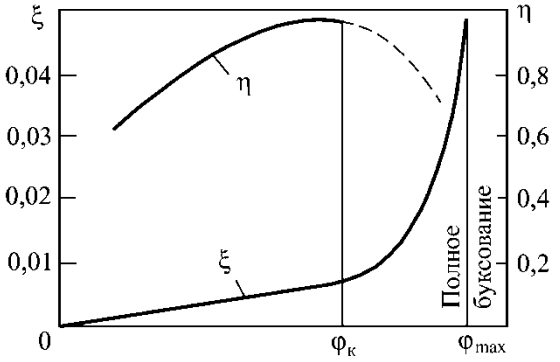


Рис. 20.7

φ - коэффициент тяги, характеризует односильную нагрузку

При постоянной силе F_0 предварительного натяжения кривые скольжения устанавливают связь между окружной силой F_t (тягой) и относительным скольжением ξ. При построении графика *по оси абсцисс* откладывают относительную нагрузку, выраженную через ***коэффициент тяги*** φ:

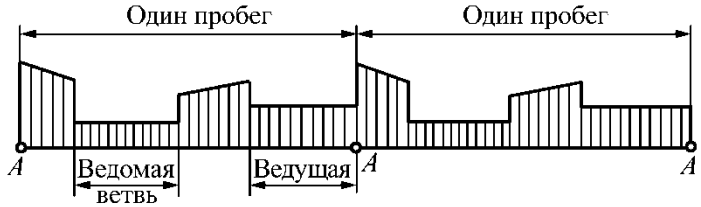
$$\varphi = F_t/(F_1 + F_2) = F_t/(2F_0) = \sigma_t/(2\sigma_0); \qquad (20.5)$$

Расчет на ресурс выполняют как проверочный.

Поскольку напряжения изгиба превышают все другие составляющие суммарного напряжения в ремне, то *ресурс* в большой степени *зависит от числа изгибов ремня на шкивах.*

Следует иметь в виду, что *за один пробег ремня* в передаче с *и* = 1 в нем *дважды действуют максимальные напряжения* (ремень испытывает два изгиба на шкивах равного диаметра).

Полный цикл напряжений соответствует одному пробегу ремня по шкивам, при котором уровень напряжений в поперечном сечении ремня меняется в соответствии с прохождением им каждого из четырех характерных участков: **два шкива, ведомая и ведущая ветви**



Частота пробегов является показателем ресурса ремня: чем больше U, тем больше число циклов при том же времени работы или тем меньше ресурс при том же уровне напряжений.

Для достижения среднего ресурса в 2000...3000 ч рекомендуют ограничивать частоту пробегов, принимая для ремней:

- плоских (прорезиненных, синтетических) $[U] \le 10...50\ с^{-1}$;
- клиновых $[U] \le 20\ с^{-1}$;

- поликлиновых [U] ≤ 30 $с^{-1}$.

Натяжение ремней

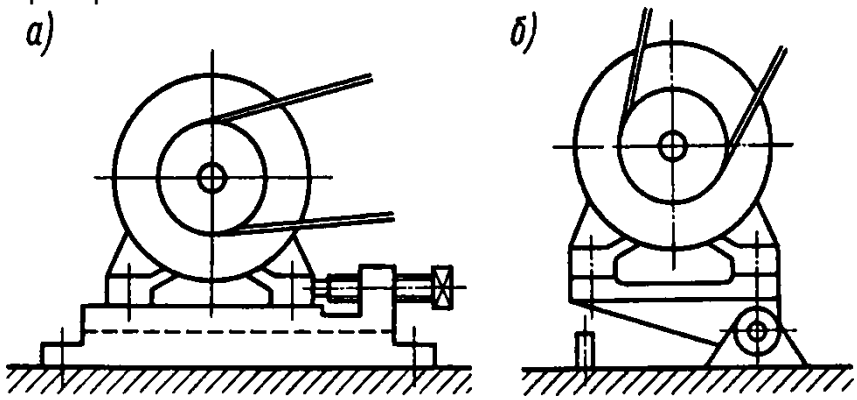
Предварительное натяжение ремня Fo является необходимым условием работы ременной передачи. Чем выше *Fo,* тем больше тяговая способность и к. п. д. передачи, но меньше долговечность ремня.

Для создания натяжения ремня конструкция должна допускать изменение межосевого расстояния в сторону уменьшения на 0,03a , в сторону увеличения на 0,06 a, где a — номинальное значение межосевого расстояния.

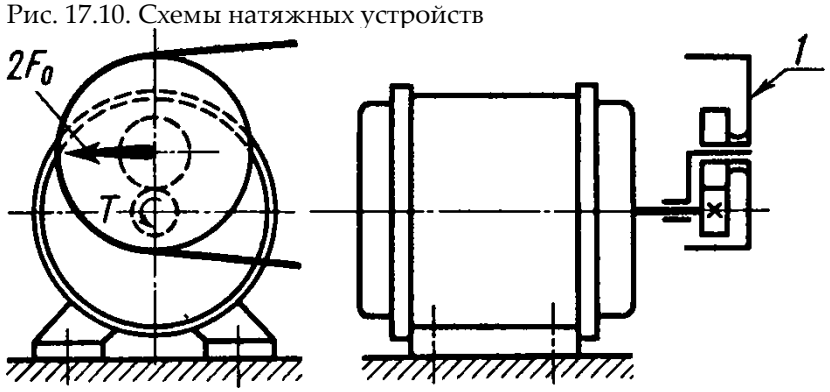
Натяжение ремня в передачах осуществляется:

1. Устройствами периодического действия, где натяжение регулируется винтами и др.
2. Устройствами постоянного действия, где натяжение создается грузом, силой тяжести узла или пружиной. К ним относятся натяжные ролики, качающиеся плиты и др.
3. Устройствами, автоматически обеспечивающими регулирование натяжения в зависимости от нагрузки с использованием активных и реактивных сил и моментов, действующих в передаче.

Шкив *1* здесь установлен на качающемся рычаге, который является одновременно осью ведомого колеса зубчатой передачи. Натяжение ремня *(2Fo)* равно окружной силе на шестерне электродвигателя, а следовательно, пропорционально передаваемому моменту. Эти устройства сравнительно дороги и не получили широкого распространения.

4. 

5. Рис. 17.10. Схемы натяжных устройств

6. 

7. Рис. 17.11. Схема передачи с автоматическим регулированием натяжения ремня

Передачи клиновым и поликлиновым ремнем

В машиностроении преимущественно применяют *передачи клиновым или поликлиновым ремнем*.

Клиновые ремни имеют трапециевидное поперечное сечение .

Ремни работают на шкивах с канавками соответствующего ремню профиля. *Профили ремней и канавок шкивов имеют контакт только по боковым (рабочим) поверхностям ремней и боковым граням канавок шкивов.* Между внутренней поверхностью ремня и дном канавки шкива должен быть зазор.

В передаче часто применяют несколько клиновых ремней (комплект).

Достоинством этой передачи по сравнению с передачей плоским ремнем является то, что благодаря повышенному (до трех раз) сцеплению ремня со шкивами, обусловленному *эффектом клина*, она может передавать большую мощность, допускает меньший угол обхвата на малом шкиве, а следовательно, и меньшее межосевое расстояние *a,* допускает бесступенчатое регулирование скорости (ременные вариаторы).

Недостатками являются большие напряжения изгиба вследствие значительной высоты ремня, большие потери на внешнее и внутреннее трение, большая стоимость изготовления шкивов и неодинаковая работа ремней в комплекте вследствие отклонений в их длине.

Рекомендуют применять передачи клиновыми ремнями при малых межосевых расстояниях, больших передаточных числах, вертикальном расположении осей валов. Их можно встретить в приводах станков, промышленных установок, вентиляторов, в транспортных, дорожно-строительных и сельскохозяйственных машинах. Клиновые передачи применяют для мощностей до 200 кВт.

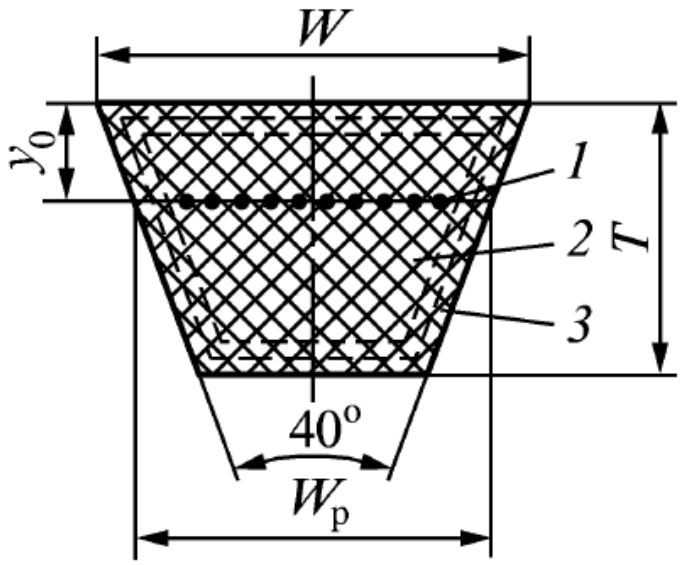


Рис. 21.1

Типы ремней.

Клиновые ремни состоят (рис. 21.1) из несущего слоя - корда 1 на основе материалов из химических волокон (кордшнур или кордная ткань), резины *2* и оберточной ткани *3,* свулканизированных в одно целое. В зависимости от конструкции несущего слоя, расположенного в зоне нейтральной линии, клиновые ремни бывают двух типов: *кордтканевые* и *кордшнуровые.* В *кордтканевых* корд состоит из нескольких рядов вискозной, капроновой или лавсановой ткани. В *кордшнуровых* ремнях корд состоит из одного ряда навитых по спирали шнуров из полиэфирных или полиамидных волокон; для передач с высокой нагрузкой - из кевлара.

Кордтканевые ремни характеризует меньший модуль упругости, они лучше работают при ударной и вибрационной нагрузке.

Клиновые ремни выпускают бесконечными. Перспективными являются ремни без обертки *3* (рис. 21.1). Коэффициент трения при этом в 2 раза выше, чем при наличии обертки, что увеличивает тяговую способность, позволяет уменьшить натяжение и тем самым повысить ресурс.

Основные размеры клиновых ремней: расчетная ширина *W* и расчетная длина L_p по нейтральному слою, расположенному на расстоянии y_0 от большего основания трапеции. В зависимости от отношения W к высоте *T* (рис. 21.1) стандартные клиновые ремни изготовляют *нормального* (W_p/T = 1,4), *узкого* (*W jT* = 1,06...1,10) и *широкого* (W /T = 2,0...4,5) сечений.

Клиновые ремни нормальных сечений обозначают (в порядке увеличения поперечного сечения): *Z, A, B, C, D, E.* В зависимости от применяемых материалов и технологии изготовления ремни выпускают пяти классов (в порядке повышения качества): 0, I, II, III и IV.

Из-за большой массы *скорость* их *ограничена* (до 30 м/с).

Вследствие большой относительной ширины *ремни нормальных сечений имеют ограниченный ресурс.* Большая ширина ремня приводит к значительным деформациям сечения при изгибе, прогибу ремня в канавке, неравномерному распределению нормальных давлений в зоне контакта ремня со шкивами и неравномерному распределению нагрузки по нитям корда.

Клиновые ремни узких сечений изготовляют четырех сечений: *SFZ, SPA, SPB, SPC.* Благодаря меньшему отношению ширины ремня к высоте имеют более равномерное распределение нагрузки по нитям корда. Поэтому узкие ремни допускают большие натяжения, передают при той же площади сечения в 1,5...2 раза большую мощность, что делает возможным *уменьшить число ремней в комплекте и ширину шкива. Узкие ремни хорошо работают при скоростях до 50 м/с.*

Широкие клиновые ремни предназначены для вариаторов.

Для двигателей автомобилей, тракторов и комбайнов применяют *вентиляторные ремни.*

Расчетная длина L_p *соответствует длине клинового ремня на уровне нейтральной линии.* Допускаемые отклонения длины ремней значительны, поэтому требуется тщательно подбирать комплекты ремней по длине. Например, при L_p = 1250... 1900 мм допускают разность длин ремней одного комплекта до 4 мм. При разрушении одного ремня заменяют весь комплект. *Использование новых ремней с ремнями, бывшими в употреблении, недопустимо. Ремни, бывшие в употреблении, подбирают отдельным комплектом.*

Поликлиновые ремни - бесконечные плоские ремни с продольными ребрами - клиньями, входящими в кольцевые клиновые канавки на шкивах .

В поликлиновых ремнях корд 1 из высокопрочного полиэфирного шнура расположен в тонкой плоской части. Резина *2* над кордом и по ребрам ремня защищена оберткой 3.

Выпускают также ремни без обертки, обеспечивающие коэффициент трения в 2 раза выше, чем при наличии обертки, что увеличивает тяговую способность, позволяет снижать предварительное натяжение.

Изготовляют ремни трех сечений (в порядке увеличения высоты *H* ремня, высоты *h* ребра, шага *p):* **К, Л и М**. Размер δ определяет положение нейтрального слоя.

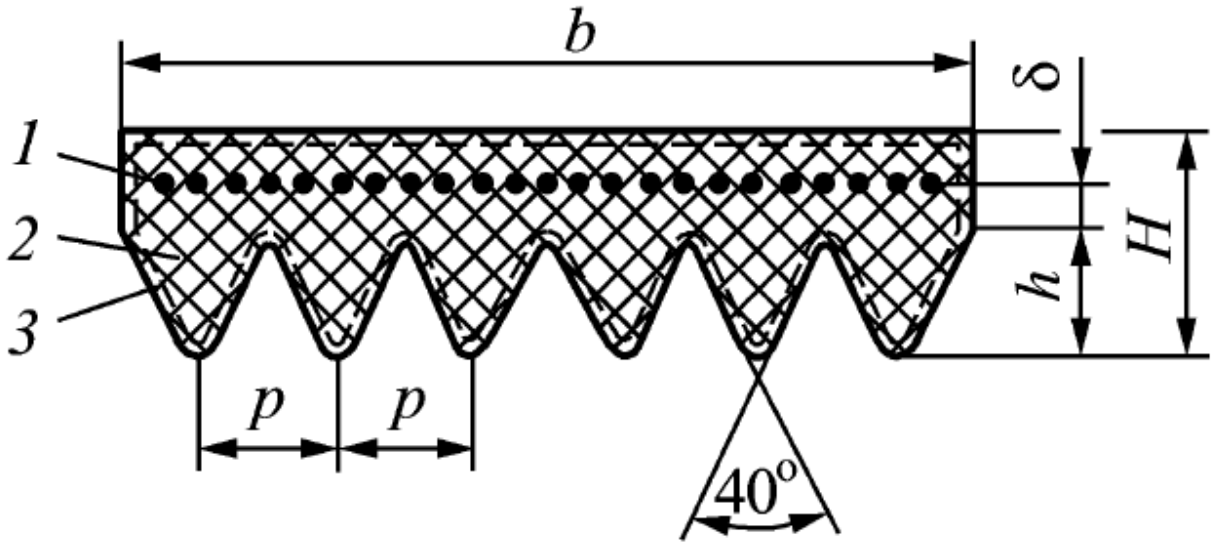


Рис. 21.2

Поликлиновые ремни сочетают достоинства ремней плоских (гибкость) и клиновых (высокая тяговая способность). *Благодаря высокой гибкости допускают применение шкивов малых диаметров. Поликлиновые ремни могут работать при скоростях до 65 м/с.*

Рабочая поверхность расположена по всей ширине ремня, что обусловливает высокую нагрузочную способность: при одинаковой передаваемой мощности *ширина b поликлинового ремня существенно меньше ширины комплекта клиновых ремней нормальных сечений.*

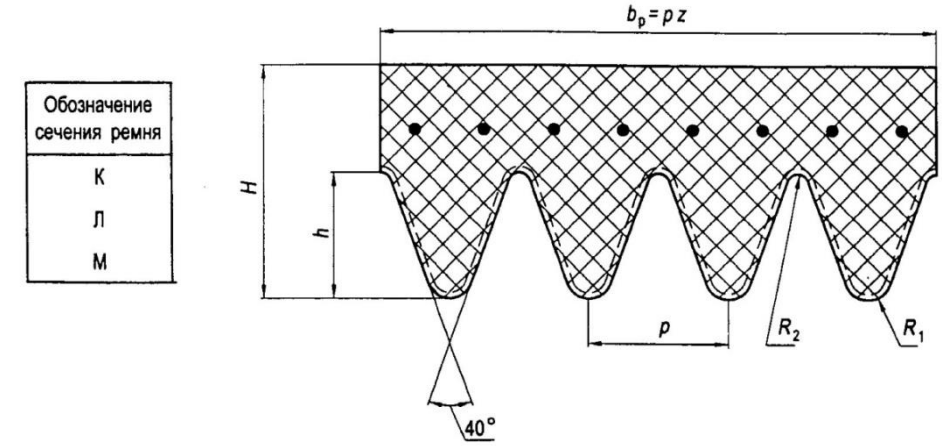
Поликлиновую передачу применяют при мощностях до 1000 кВт.

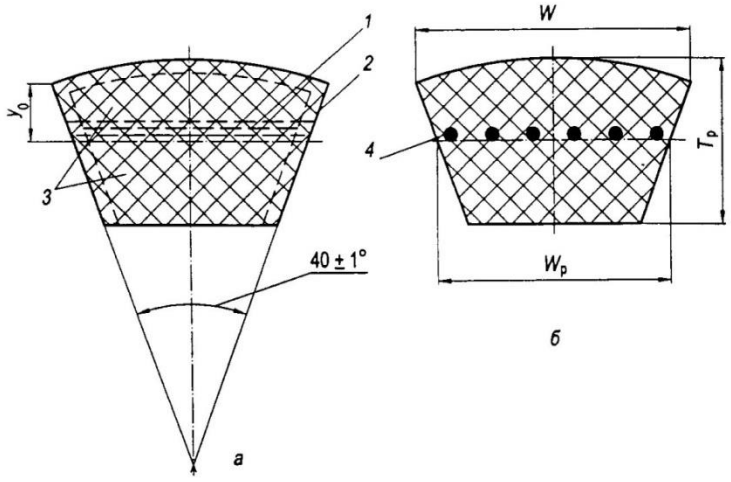
Малая масса ремня способствует снижению уровня его колебаний. Однако передачи поликлиновыми ремнями чувствительны к относительному осевому смещению шкивов и отклонению от параллельности осей валов.

Обозначение сечения ремня
Клиновые по ГОСТ 1284.1– 89 и 1284.3 – 89
Z
A
B
C
D
E
Клиновые узкие по ТУ 38105161– 84
SPZ
SPA
SPB
SPC

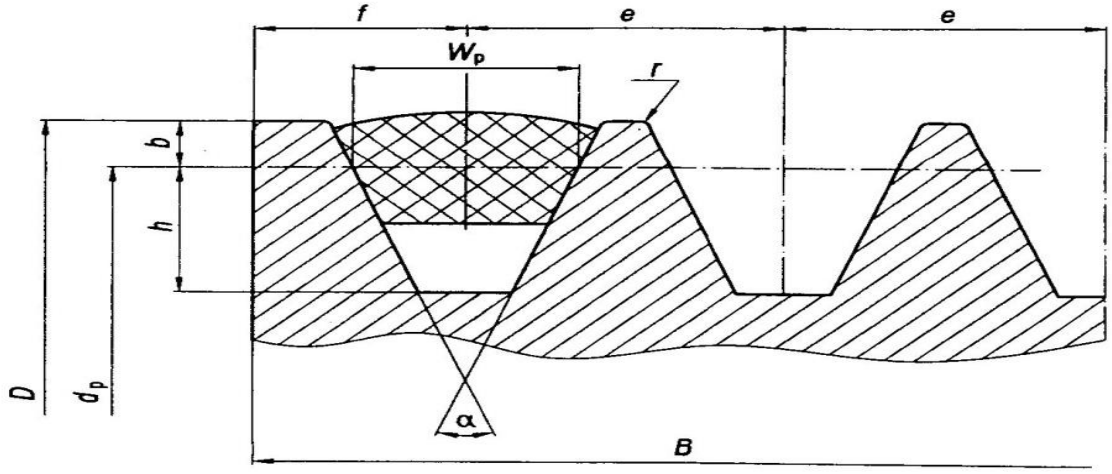
Сечение клинового ремня кордтканевого (а) и кордошнурового (б): 1- слой кордткани (бельтинга); 2- обкладка; 3- резиновая масса; 4- кордшнуры

Обозначение сечения ремня
К
Л
М

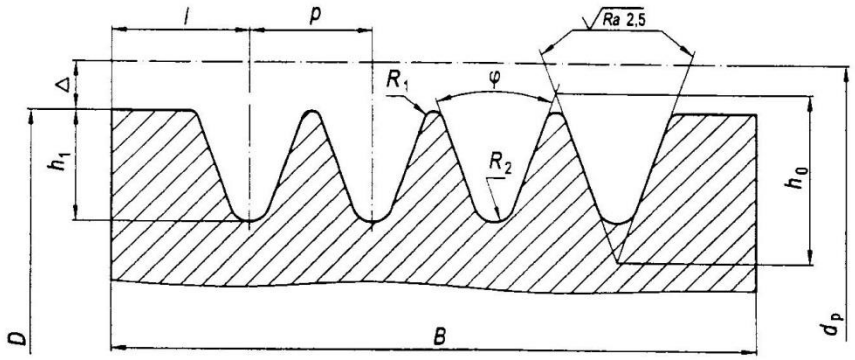




Шкивы клиновых и поликлиновых ременных передач



Сечение шкива для клиновых передач



Сечение шкива для поликлиновых передач

Тема 9. Цепные передачи.

Вопросы: Укажите принцип работы цепной передачи, ее основные достоинства, недостатки и области применения. Перечислите основные типы приводных цепей и кратко опишите их конструкцию (рис. 9.3-9.4, 9.6-9.7). Запишите формулу для определения диаметра делительной окружности звездочки цепной передачи приводной роликовой цепью (рис 9.5, а, б).

9.1. Общие сведения о цепных передачах: принцип работы; достоинства и недостатки; применение.

Цепная передача - это передача зацеплением с гибкой связью. Движение передает шарнирная цепь 1, охватывающая ведущую 2 и ведомую *3* звездочки и зацепляющаяся за их зубья (рис. 23.1).

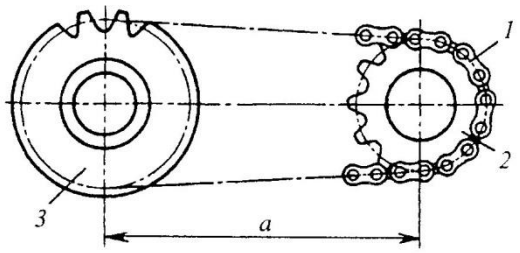


Рисунок 9.1. Схема цепной передачи: 1- приводная цепь; 2, 3- звёздочки

Достоинства цепных передач. 1. По сравнению с зубчатыми цепные передачи могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях (до 8 м). 2. По сравнению с ременными передачами: более компактны, передают большие мощности, требуют значительно меньшей силы предварительного натяжения, обеспечивают постоянство передаточного числа (отсутствует скольжение и буксование). 3. Могут передавать движение одной цепью нескольким ведомым звездочкам.

Недостатки. 1. Значительный шум при работе вследствие удара звена цепи о зуб звездочки при входе в зацепление, особенно при малых числах зубьев и большом шаге (этот недостаток ограничивает применение цепных передач при больших скоростях). 2. Сравнительно быстрое изнашивание шарниров цепи, необходимость применения системы смазывания и установки в закрытых корпусах. 3. Удлинение цепи вследствие износа шарниров и сход ее со звездочек, что требует применения натяжных устройств.

Применение. Цепные передачи применяют в станках, мотоциклах, велосипедах, промышленных роботах, буровом оборудовании, строительно-дорожных, сельскохозяйственных, полиграфических и других машинах для передачи движения между параллельными валами на значительные расстояния, когда применение зубчатых передач нецелесообразно, а ременных невозможно. Цепные передачи наибольшее применение получили для передачи мощностей до 120 кВт при окружных скоростях до 15 м/с.

9.2. Основные типы приводных цепей: роликовые, втулочные и зубчатые. Особенности конструкции.

Приводная цепь - *главный элемент цепной передачи - состоит из соединенных шарнирами отдельных звеньев*. Помимо приводных бывают *тяговые и грузовые цепи*, которые в дальнейшем не рассмотрены.

Основные типы стандартизованных приводных цепей: **роликовые, втулочные и зубчатые.**

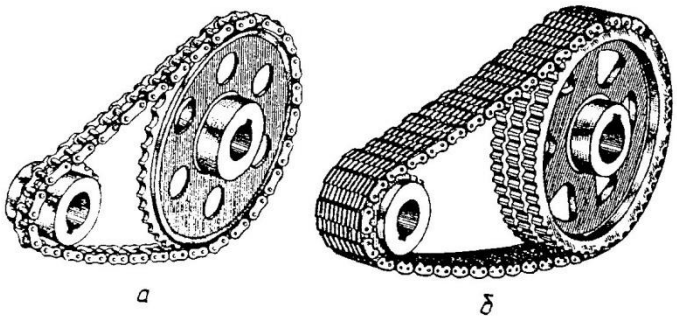
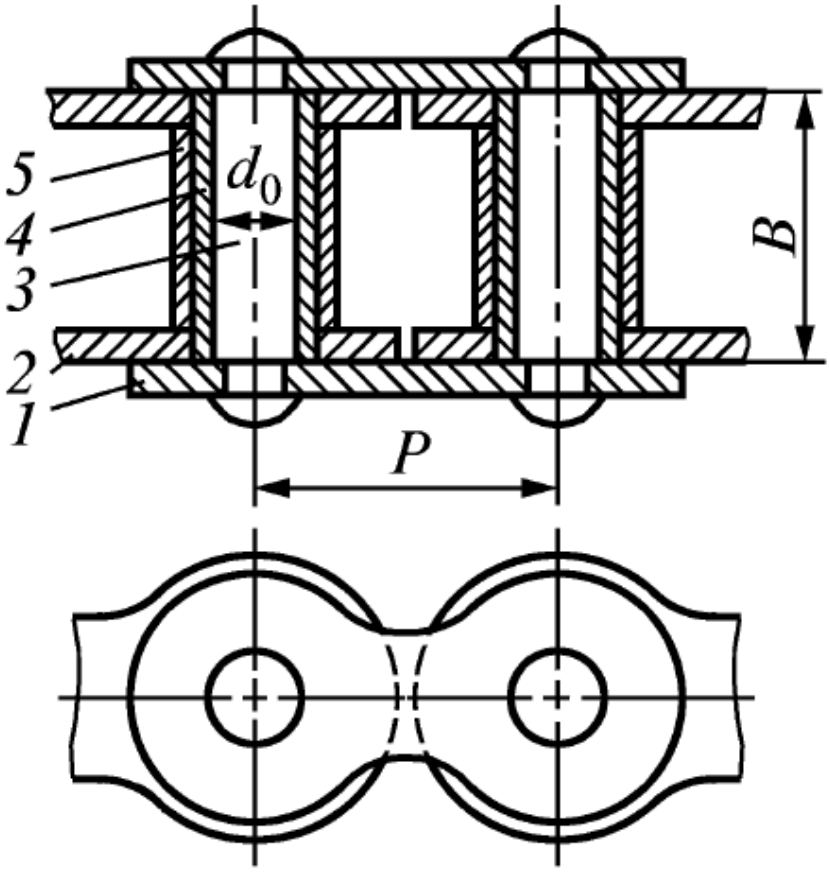


Рисунок 9.2. Цепная передача: а- приводной роликовой цепью; б- приводной зубчатой цепью

Роликовые приводные цепи. Состоят из двух рядов наружных 1 и внутренних 2 пластин. В наружные пластины запрессованы оси 3, пропущенные через втулки 4, запрессованные в свою очередь во внутренние пластины. На втулки предварительно надеты свободно вращающиеся закаленные **ролики** 5. Концы осей после сборки расклепывают с образованием головок, препятствующих спаданию пластин. При относительном повороте звеньев ось проворачивается во втулке, образуя шарнир скольжения.



Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который, поворачиваясь на втулке, перекатывается по зубу звездочки. Такая конструкция позволяет выровнять давление зуба на втулку и уменьшить изнашивание как втулки, так и зуба. Пластины очерчены контуром, напоминающим цифру 8 и обеспечивающим равную прочность пластины во всех сечениях.

Роликовые цепи имеют широкое распространение.

Их применяют при скоростях *v < 15 м/с.*

Цепи приводные роликовые (ГОСТ 13568-97)

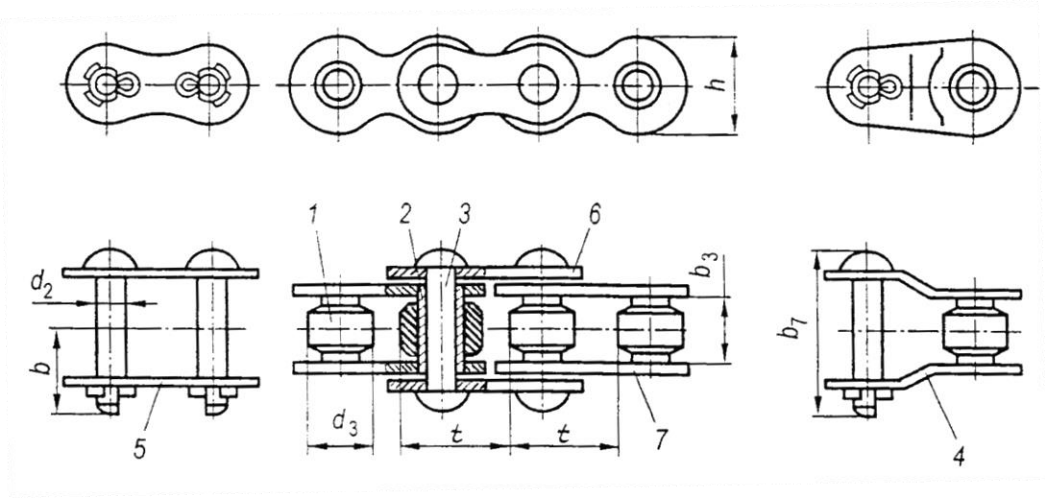


Рисунок 9.3. Цепи однорядные типа ПР: 1- ролик; 2- втулка; 3- валик; 4- переходное звено; 5- соединительное звено; 6- внешняя пластина; 7- внутренняя пластина

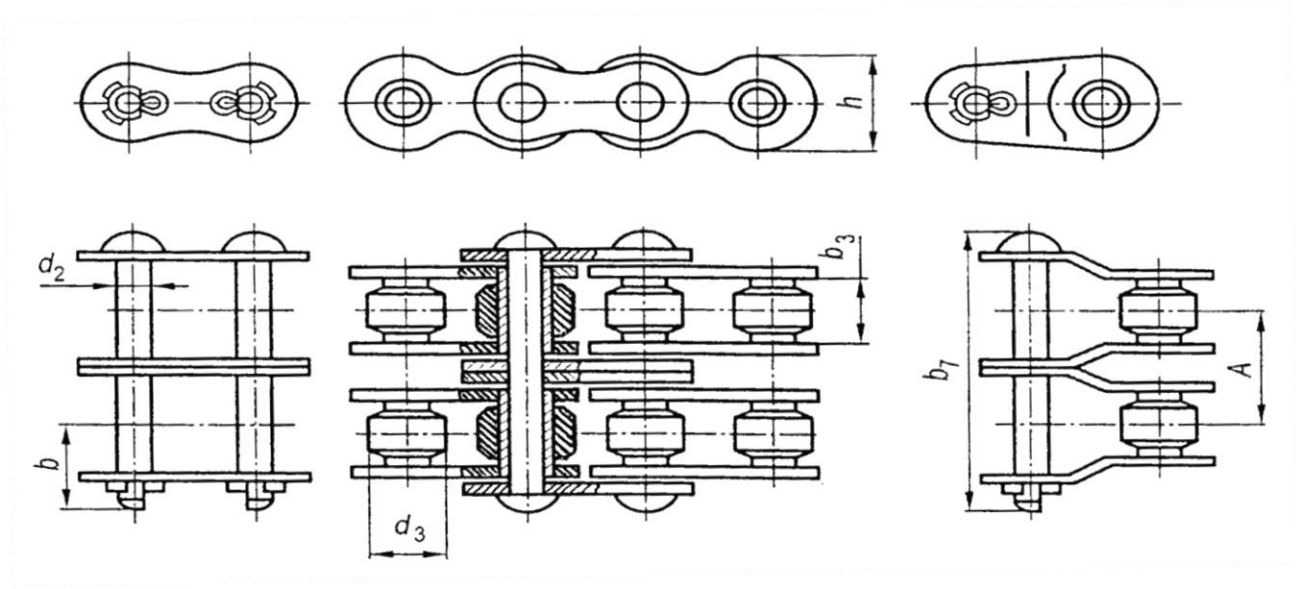


Рисунок 9.4. Цепи двухрядные типа 2ПР

Пример условного обозначения Цепь приводная роликовая однорядная с шагом t=12,7мм, расстоянием между внутренними пластинами b_3=7,75мм и разрушающей нагрузкой Fp= 18,2кН: ПР- 12,7- 18,2 ГОСТ 13568-97

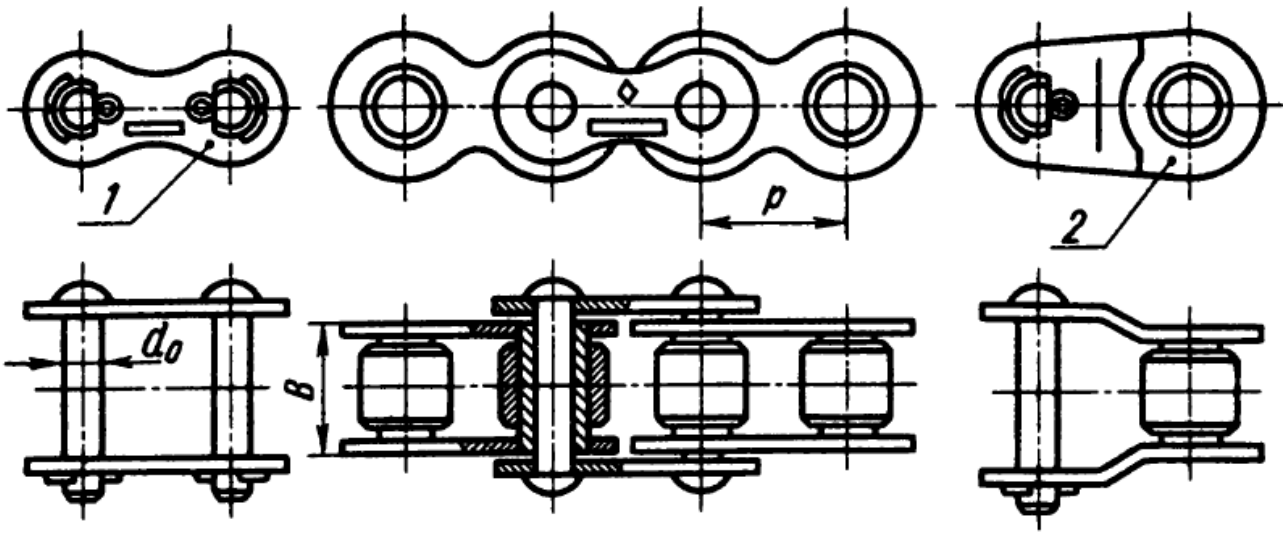


Рис. 21.2. Приводная роликовая однорядная цепь:
1 — соединительное звено, *2* — переходное звено

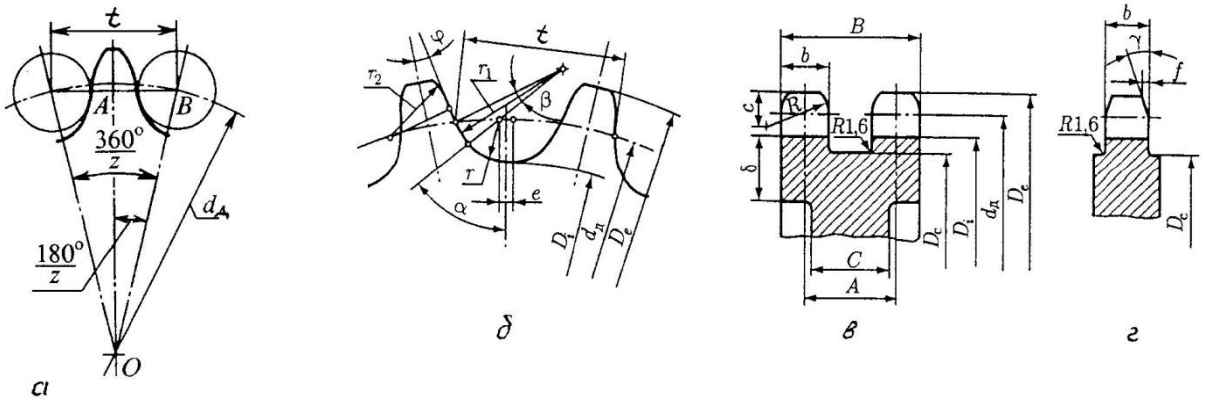


Рисунок 9.5. Звездочки для приводных роликовых цепей (ГОСТ 591-69):

Втулочные приводные цепи по конструкции подобны роликовым, но *не имеют роликов*, что удешевляет цепь, уменьшает ее массу, но существенно увеличивает износ втулок цепи и зубьев звездочек. Втулочные цепи применяют в неответственных передачах при v < 1 м/с.

Втулочные и роликовые цепи изготовляют однорядными (рис. 23.2) и многорядными с числом рядов 2, 3, 4 и более. Многорядная цепь с меньшим шагом Р позволяет заменить однорядную с большим шагом и тем самым уменьшить диаметры звездочек, снизить динамические нагрузки в передаче. Многорядные цепи могут работать при существенно больших скоростях движения цепи. Нагрузочная способность цепи возрастает почти прямо пропорционально числу рядов.

Соединение концов цепи при четном числе ее звеньев производят **соединительным звеном,** при нечетном - менее прочным переходным звеном с изогнутыми пластинами. Поэтому *применяют цепи с четным числом зве*ньев.

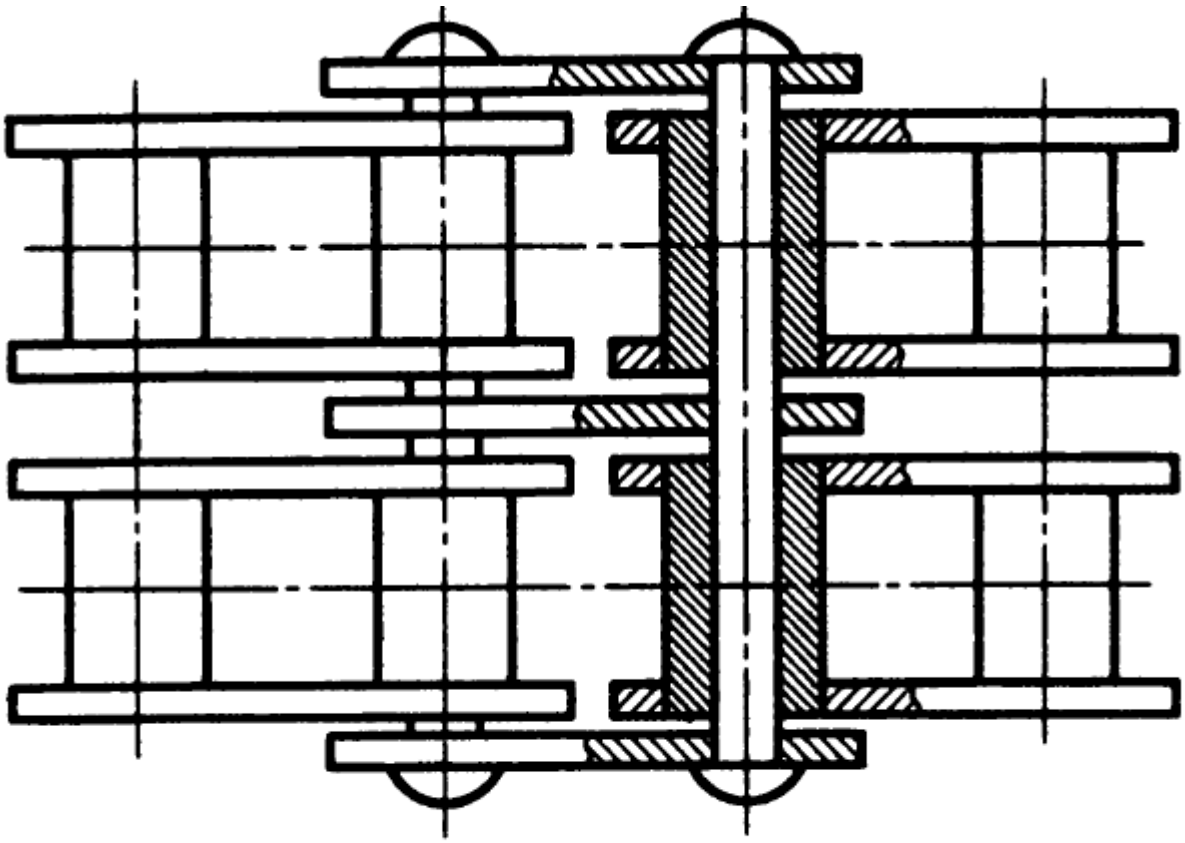
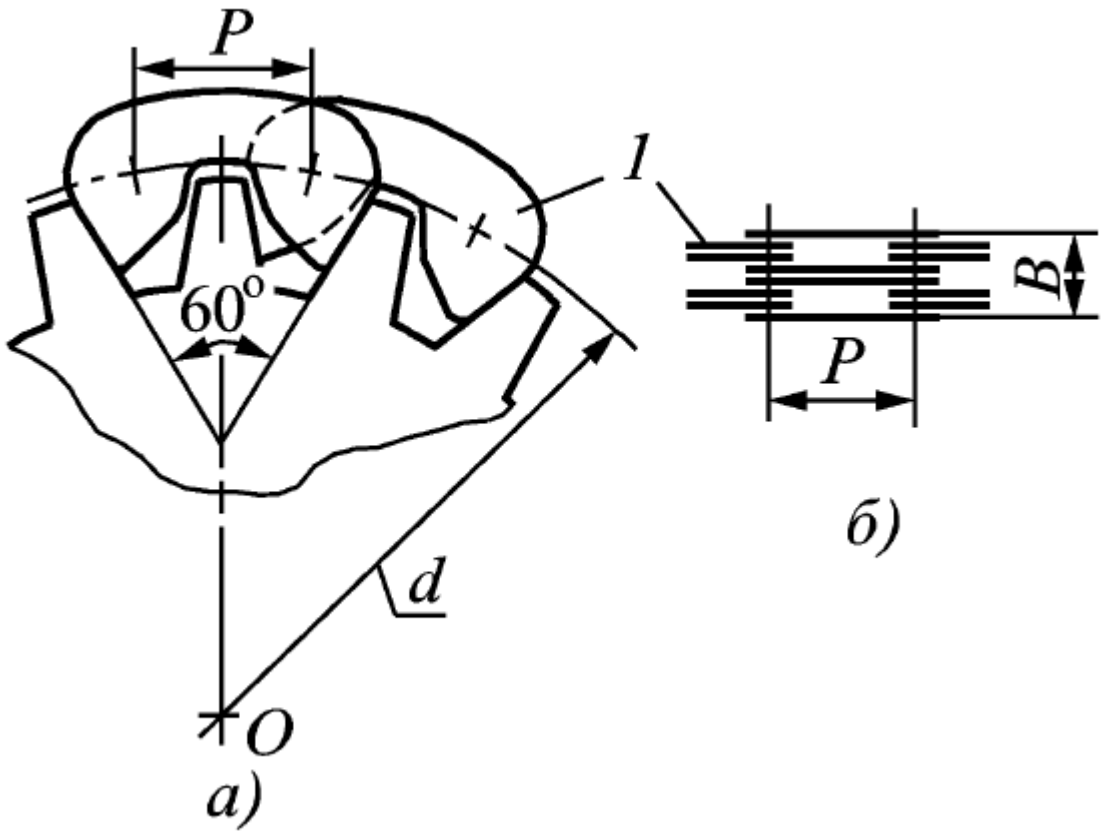


Рис. 21.3. Приводная втулочная двухрядная цепь

Зубчатые приводные цепи состоят из звеньев, составленных из набора пластин 1, шарнирно соединенных между собой (рис. 23.4). Каждая пластина имеет по два зуба и впадину между ними для размещения зуба звездочки. Пластины в звеньях раздвинуты на ширину одной или двух пластин сопряженных звеньев.



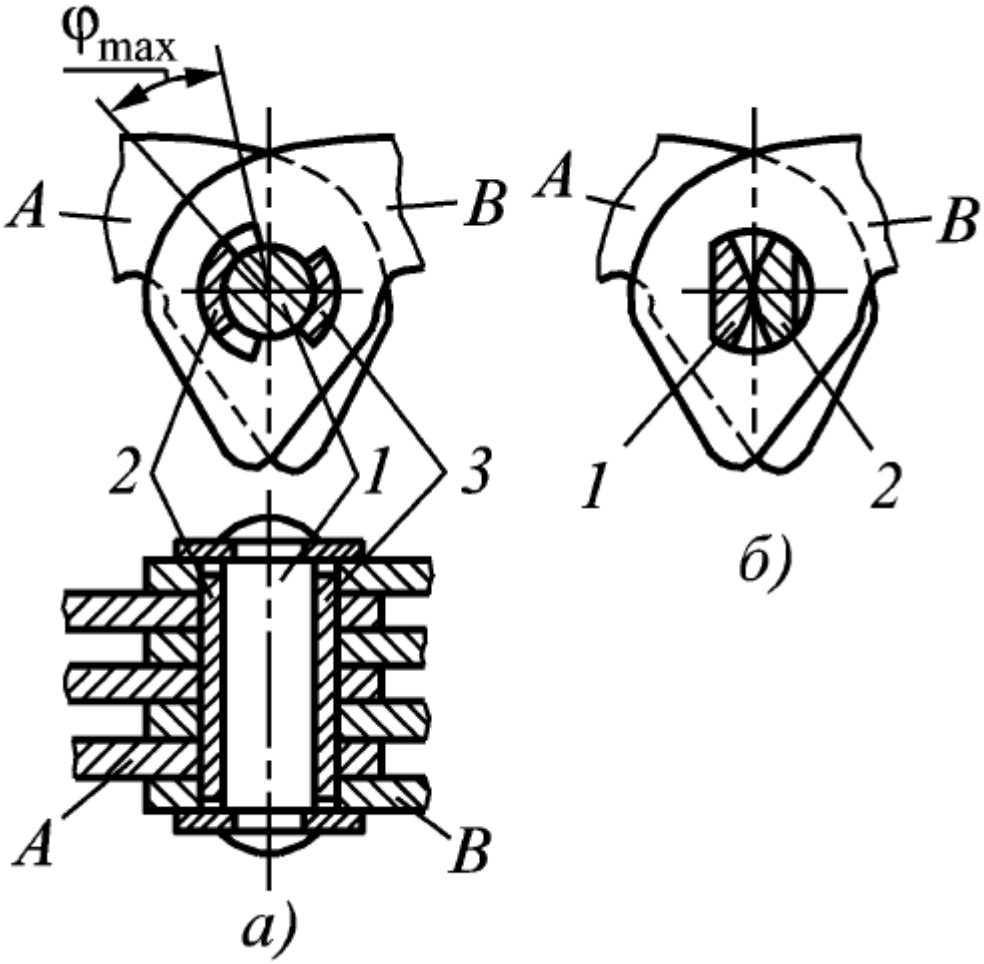
Число пластин определяет *ширина цепи* B (рис. 23.4, б), которая зависит от передаваемой мощности. Рабочими являются грани пластин, наклоненные одна к другой под углом 60°. Этими гранями каждое звено цепи вклинивается между двумя зубьями звездочки, имеющими трапециевидный профиль. Благодаря этому зубчатые цепи работают *плавно, с малым шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку и допускают высокие скорости*.

Для устранения бокового спадания цепи со звездочек применяют внутренние (расположенные по середине ширины цепи) или боковые направляющие пластины. Направляющие пластины представляют собой обычные пластины, но без выемок для зубьев звездочек. Для внутренних направляющих пластин на зубьях звездочек выполняют проточки соответствующего профиля.

Делительный диаметр d *звездочки для зубчатых цепей больше ее наружного диаметра.*

Относительный поворот звеньев обеспечивают **шарниры скольжения или качения. Шарнир скольжения** (рис. 23.5, а) состоит из оси 1, двух вкладышей 2 и 3, закрепленных в фигурных пазах пластин: 2 в пластине А, 3 в пластине В. При повороте пластин вкладыш 2 *скользит* по оси, поворачиваясь в пазу пластины В, а вкладыш 3 - в пазу пластины А. Вкладыши позволяют увеличить площадь контакта в 1,5 раза. Шарнир допускает поворот пластины на угол φ_{max}. Обычно $\varphi_{max} = 30°$.

Шарнир качения (рис. 23.5, б) состоит из двух призм 1 и 2 с цилиндрическими рабочими поверхностями и длиной, равной ширине цепи. Призмы опирают на лыски. Призма 1 закреплена в фигурном пазе пластины В, призма 2 - в пластине А. Призмы при повороте звеньев обкатываются одна по другой, обеспечивая чистое качение. *Цепи с шарнирами качения более дорогие, но имеют малые потери на трение.*



По сравнению с роликовыми *зубчатые цепи тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже.* Область применения зубчатых цепей сокращается.

Преимущественное применение в настоящее время имеют передачи роликовыми и втулочными цепями.

Цепи приводные зубчатые (ГОСТ 13552-81)

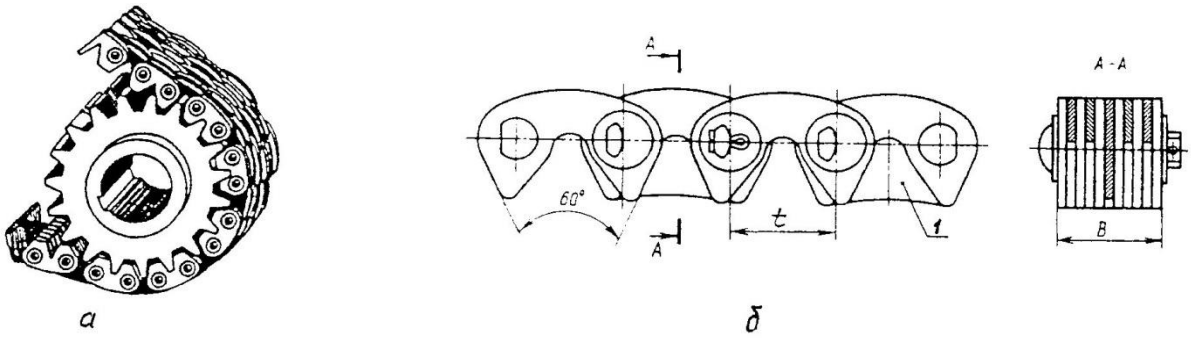


Рисунок 9.6. Цепь приводная зубчатая типа 1 с шарнирами качения(1- направляющая пластина)

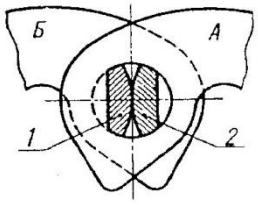


Рисунок 9.7. Шарнир качения приводной зубчатой цепи типа 1, состоящей из двух сегментных вкладышей 1 и 2

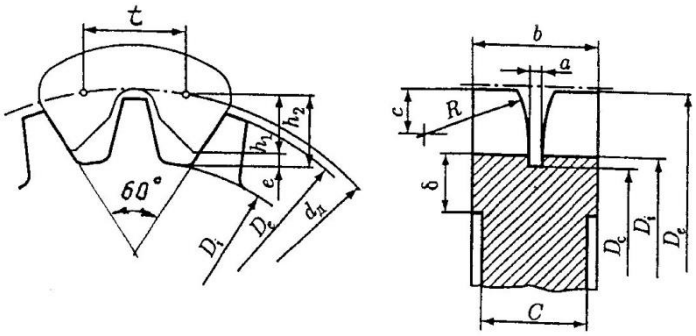


Рисунок 9.8. Звездочка для приводной зубчатой цепи типа 1 (ГОСТ 13576-81)

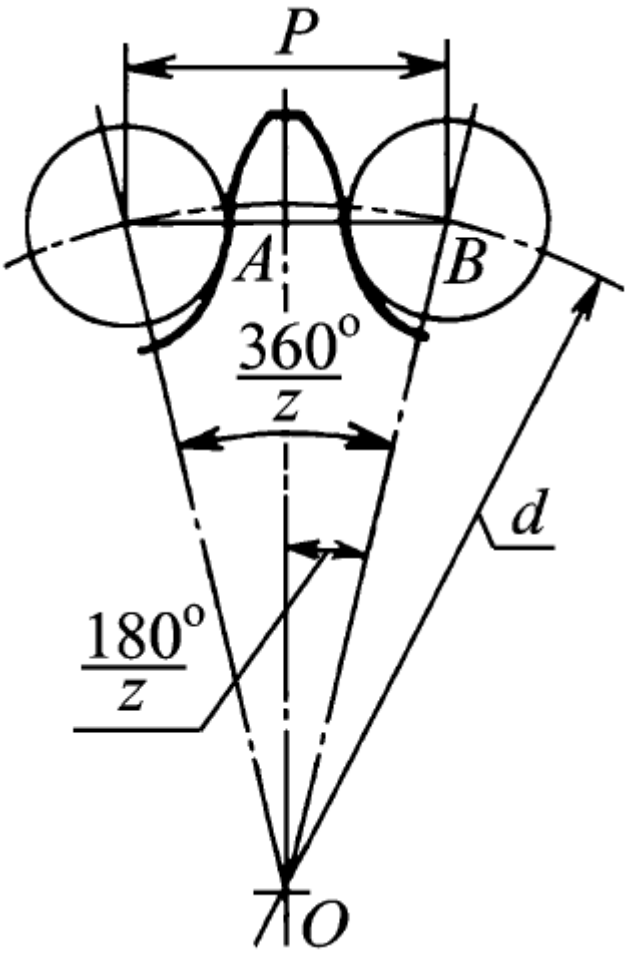
9.3. Определение диаметра делительной окружности звездочки цепной передачи. Параметры цепной передачи

Шаг Р цепи является *основным параметром цепной передачи* и принимается по ГОСТу. *Чем больше шаг, тем выше нагрузочная способность цепи. но сильней удар звена о зуб в период набегания на звездочку, меньше плавность, бесшумность и долговечность передачи. При больших скоростях принимают цепи с малым шагом.*

В быстроходных передачах при больших мощностях рекомендуются цепи малого шага: зубчатые большой ширины или роликовые многорядные.

Максимальное значение шага цепи ограничивается угловой скоростью малой звездочки по условию: $n_1 \leq n_{1max}$

Делительная окружность звездочек проходит через центры шарниров цепи. Из треугольника OAB (рис. 23.3):



Диаметр делительной окружности

$$d = P/\left[sin\left(180^{\circ}/z\right)\right]$$

где Z - число зубьев звездочки.

***Шаг* P** у звездочек измеряют по хорде делительной окружности.

Оптимальное межосевое расстояние передачи принимают из условия долговечности цепи

$$a = (30 \dots 50)P$$

Передаточное число цепной передачи

$$u = \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

Звездочки

Звездочки цепных передач в соответствии со стандартом выполняют с износоустойчивым профилем зубьев.

Для увеличения долговечности цепной передачи принимают по возможности большее число зубьев меньшей звездочки.

Число z_1 зубьев малой звездочки для роликовых и втулочных цепей

$$z_1 = 29 - 2u$$

при условии $z_1 \geq 13$, где *и* - передаточное отношение.

Минимально допустимое число зубьев малой звездочки принимают: при высоких частотах вращения z_{1min} = 19...23; средних z_{1min} = 17...19; низких z_{1min}= 13...15.

При износе шарниров и увеличении в связи с этим шага цепь стремится подняться по профилю зубьев, причем тем выше, чем больше число зубьев звездочки. При большом числе зубьев даже у мало изношенной цепи в результате радиального сползания по профилю зубьев цепь соскакивает с ведомой звездочки.

Поэтому *максимальное число зубьев большой звездочки ограничивают:* $z_2 \leq 90$ для втулочной цепи; $z_2 \leq 120$ для роликовой.

Предпочтительно принимать нечетные числа зубьев звездочек, что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному ее изнашиванию.

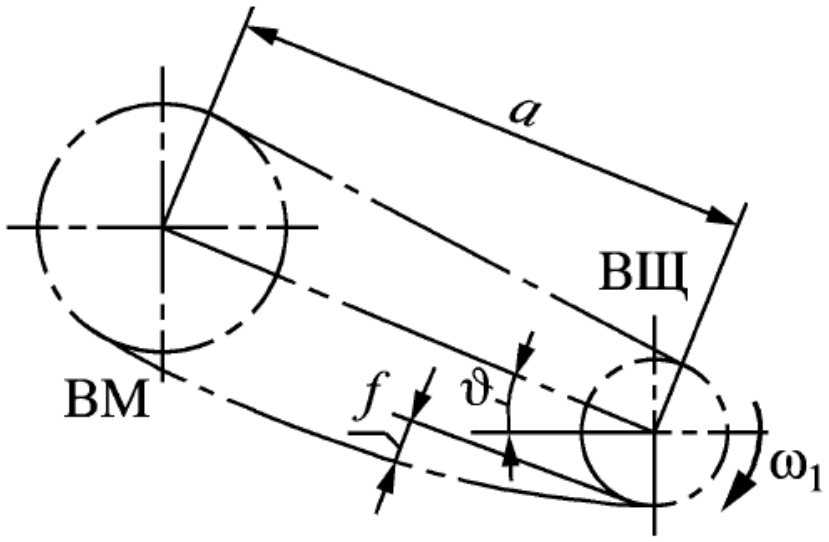
Материал звездочек должен быть износостойким и хорошо сопротивляться действию ударных нагрузок. Звездочки изготовляют из стали марок 45, 40Х и других с закалкой до твердости 45.55 HRC или из цементуемой стали марок 15, 20Х с закалкой до 55.60 HRC.

С целью снижения уровня шума и динамических нагрузок в передачах с легкими условиями работы (P $\leq$ 5 кВт, v $\leq$ 8 м/с) изготовляют зубчатый венец звездочек из полимерных материалов: стеклопластиков и полиамидов.

Натяжение цепи. По мере изнашивания шарниров цепь вытягивается, стрела f провисания ведомой ветви увеличивается (см. рис. 23.8), что вызывает захлестывание звездочки цепью.

Регулирование натяжения цепи осуществляют *перемещением вала одной из звездочек, нажимными роликами или оттяжными звездочками*.

Натяжные устройства должны компенсировать удлинение цепи в пределах двух звеньев, при большей вытяжке - два звена цепи удаляют. Натяжение не компенсирует увеличение шага цепи вследствие износа деталей шарниров.


a
ВЩ
ВМ
f
ϑ
ω1

Тема 10. Валы и оси.

10.1. Назначение валов и осей.

10.1. Укажите назначение валов и осей.

Зубчатые колеса, шкивы, звездочки и другие вращающиеся детали машин устанавливают на **валах и осях**.

Вал *предназначен для передачи вращающего момента вдоль своей оси, а также для поддержания расположенных на нем деталей и восприятия действующих на эти детали сил. Примером могут служить валы редуктора* (рис. 26.1).

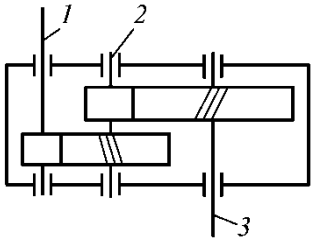
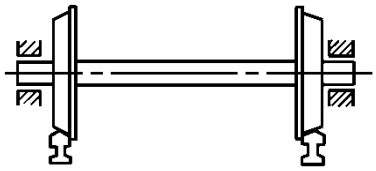


Рис. 26.1

При работе вал испытывает действие *напряжений* изгиба *и* кручения, а в некоторых случаях дополнительно растяжения или сжатия.

Ось *только поддерживает установленные на ней детали и воспринимает действующие на эти детали сил*ы.

Например, ось железнодорожного вагона (рис. 26.2). *В отличие от вала ось не передает вращающего момента и, следовательно, не* испытывает кручения. Оси могут быть неподвижными или могут вращаться вместе с насаженными на них деталями. **Вращающиеся** оси обеспечивают лучшие условия работы подшипников; **неподвижные** - дешевле, но требуют встройки подшипников во вращающиеся на осях детали.



10.2. Классификация валов: по назначению; по форме геометрической оси, наружной поверхности и поперечного сечения. Конструктивные исполнения осей.

Как классифицируют валы: по назначению; по форме геометрической оси, наружной поверхности и поперечного сечения?

Приведите примеры валов передач (рис. 10.1) и коренных валов (рис. 10.2). Укажите конструктивные исполнения осей (рис. 10.3).

Большинство валов имеет неизменяемую номинальную геометрическую форму оси - **жесткие валы**. Особую группу составляют гибкие валы с изменяемой формой геометрической оси.

Торсион — пружина в виде вала, работающего на кручение. Торсион выполняют в виде длинного вала, обладающего малой крутильной жесткостью, или в виде нескольких последовательно соединенных валов, расположенных параллельно.

По форме геометрической оси валы делят на **прямые** (рис. 26.3) и **непрямые** - *коленчатые*, служащие для преобразования возвратно-поступательного движения во вращательное (или наоборот), и **эксцентриковые**.

Оси, как правило, изготовляют **прямыми**. Прямые валы и оси имеют форму тел вращения и по конструкции мало отличаются друг от друга

Прямые валы и оси могут быть постоянного диаметра - **гладкие** (рис. 26.3, а, б) или **ступенчатые** (большинство валов, рис. 26.3, в).

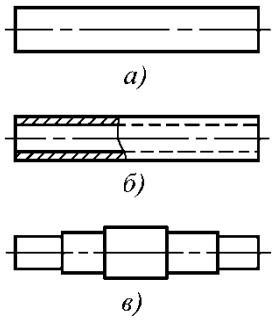


Рис. 26.3

По форме поперечного сечения валы и оси бывают **сплошные** и **полые** (с осевым отверстием, рис. 26.3, б). **Полые валы** применяют для уменьшения массы, а также при необходимости пропуска сквозь валы или размещения внутри них других деталей или материалов (масла, охлаждающих газов или жидкостей).

По внешнему очертанию поперечного сечения валы разделяют на **шлицевые** и **шпоночные**, имеющие на некоторой длине шлицевой профиль или профиль со шпоночным пазом.

Валы классифицируют также *по условным признакам*, например, по относительной скорости вращения в узле (в редукторе, рис. 26.1): *быстроходный* 1, *среднескоростной* 2, *тихоходный* 3, или по расположению в узле: *входной* 1 (ведущий), *промежуточный* 2, *выходной* 3 (ведомый).

Форма вала по длине. По условиям равнопрочности целесообразно конструировать валы в продольном сечении приближающимися к телам равного сопротивления изгибу - очерчиваемым кубической параболой.

К форме тела равного сопротивления приближаются *ступенчатые валы*. Эта форма также упрощает изготовление и установку деталей на валу.

Валы разделяют:

1) **по назначению:** на валы передач, валы вспомогательных механизмов и коренные валы (валы специальных машин);

2) **по форме оси:** с прямой осью, коленчатые и с изменяемой осью (телескопические и гибкие);

3) **по конфигурации:** на гладкие, ступенчатые и шлицевые.

Оси разделяют:

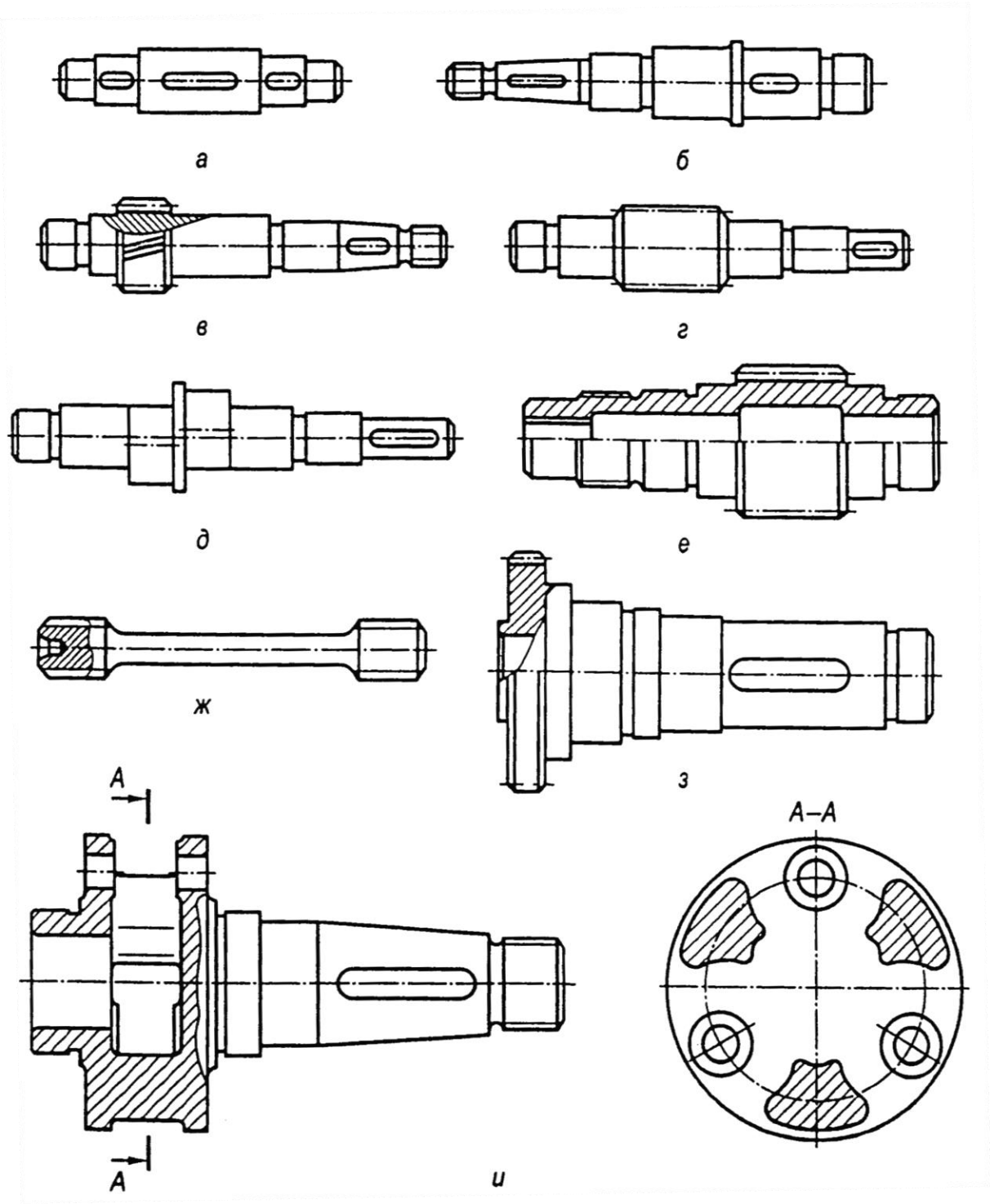
1) **по назначению:** на оси транспортных и подъемно-транспортных машин и оси передач (зубчатых, ременных и др.);

2) **по условиям работы:** на вращающиеся и невращающиеся

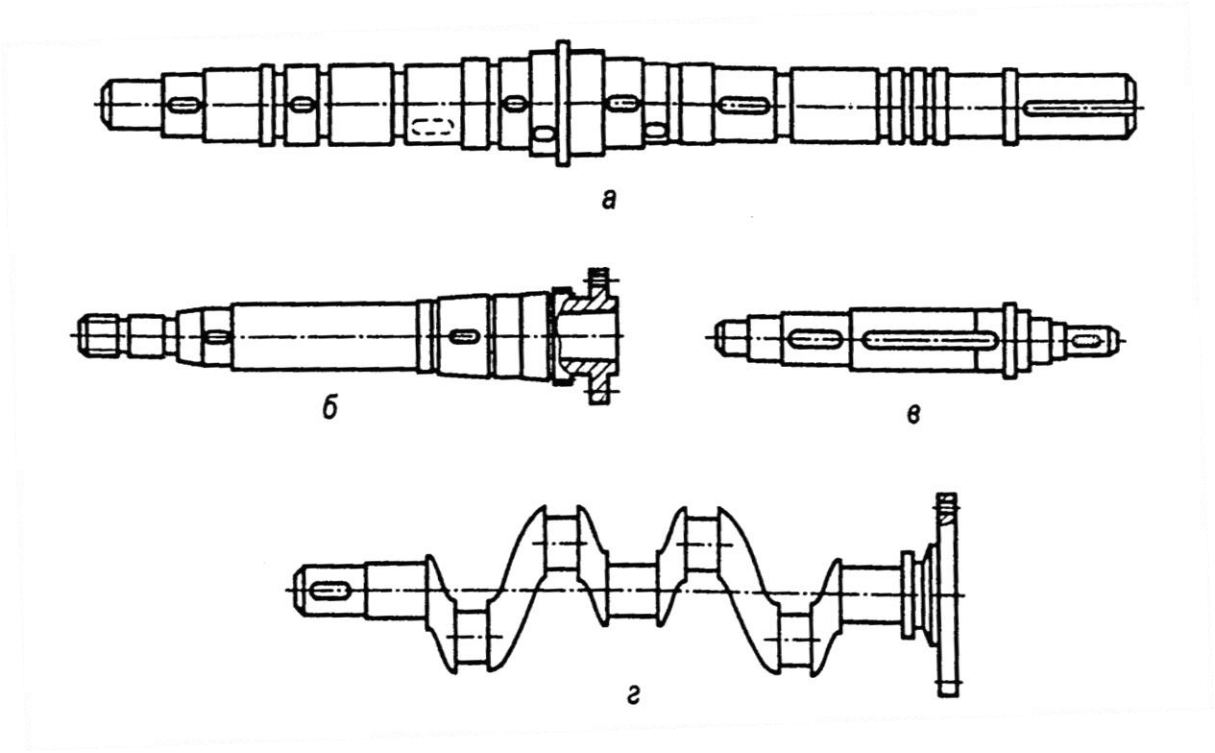
Оси зубчатых и ременных передач.

Оси передач делят на вращающиеся (консольные и двухопорные) и неподвижные. Неподвижные оси имеют меньшие габариты, а вращающиеся обеспечивают лучшее

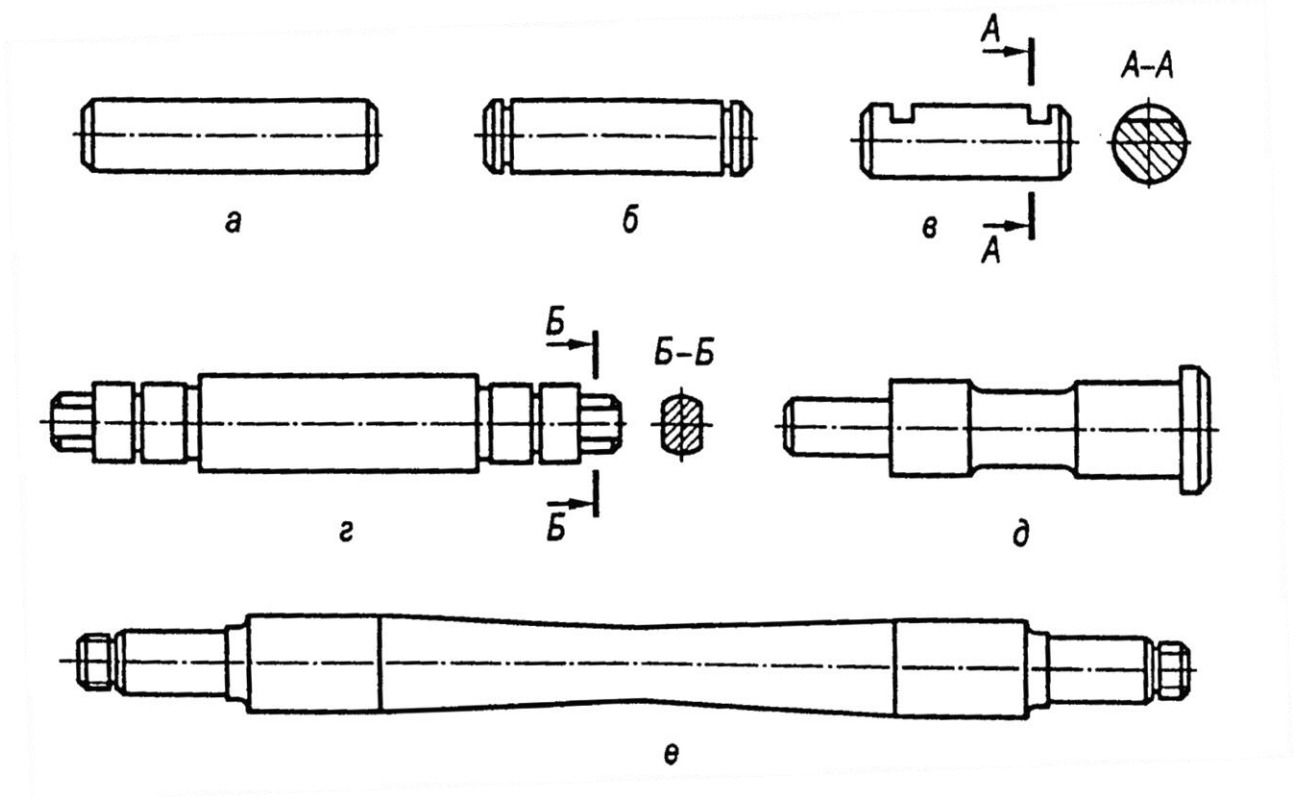
направление деталей. Наиболее просты консольные неподвижные оси, применяемые при малых нагрузках.



Валы передач [7]: а, б- ступенчатые; в- вал-шестерня(входной вал цилиндрического зубчатого редуктора); г- вал-червяк; д- эксцентриковый вал (вал генератора волновой зубчатой передачи); е- полый вал; ж- торсион; з- вал с зубчатым венцом; и- вал-водило (выходной вал планетарной передачи)



Валы коренные [7]: а- вал турбины; б- шпиндель станка; в- вал электрической машины; г- коленчатый вал двигателя внутреннего сгорания



Оси [7]: а, б, в- гладкие; г, д- ступенчатые; е- вращающаяся ось колесной пары железнодорожных вагонов

10.3. Элементы конструкций валов и осей: цапфы, шипы, шейки, фаски, буртики, заплечики.

Дайте определение элементам конструкций валов и осей: цапфы, шипы, шейки, фаски, буртики, заплечики.

В конструкции ступенчатого вала условно выделяют следующие элементы: концевые участки; участки перехода от одной ступени к другой; места посадки подшипников, уплотнений и деталей, передающих момент вращения. Каждый элемент имеет свое название (рисунок).

Цапфа (Ц) **–** участок вала (оси), которым он опирается на подшипник.

Шипом называется цапфа, расположенная на конце вала (оси) и предназначенная для восприятия, в основном, радиальной нагрузки.

Пятой называется цапфа, расположенная на конце вала (оси) и предназначенная для восприятия, в основном, осевой нагрузки.

Шейкой называется промежуточная цапфа, расположенная в средней части вала (оси).

Заплечик (З) **–** переходная торцевая поверхность от одного сечения вала (оси) к другому, предназначенная для упора деталей, установленных на валу или оси.

Буртик (Б) **–** кольцевые утолщения вала (оси), составляющее одно целое с валом (осью).

Канавка (К) **–** углубление на поверхности меньшего диаметра между соседними ступенями валов: предназначена для плотного прилегания насаживаемой детали к заплечику (буртику), выхода шлифовального круга, при обработке поверхности меньшего диаметра, выхода резьбонарезного инструмента. Эти канавки повышают концентрацию напряжений.

Галтель (Г) **–** криволинейная поверхность плавного перехода от меньшего сечения вала (оси), к плоской части заплечика или буртика.

Фаска (Ф) **–** скошенная часть боковой поверхности вала (оси) у торца вала (оси), заплечика, буртика. Служит для облегчения сборки и предотвращения травмирования рук.

Радиусы закруглений галтелей, размеры фасок принимают по ГОСТ 12080-66 в зависимости от диаметра вала.

Шпоночный паз (Ш) **–** углубление в валах для установки шпонок. Выполняют на участках крепления деталей, передающих вращающий момент.

Размеры шпоночных пазов принимают по ГОСТ 23360-78.

Благодаря массовому применению валов и осей в механизмах, для них выработаны нормативы на выполнение различных конструктивных элементов.

Опорами для шипов и шеек служат подшипники.

Шипы и шейки по форме могут быть *цилиндрическими, коническими и сферическими*. В большинстве случаев применяются цилиндрические цапфы.

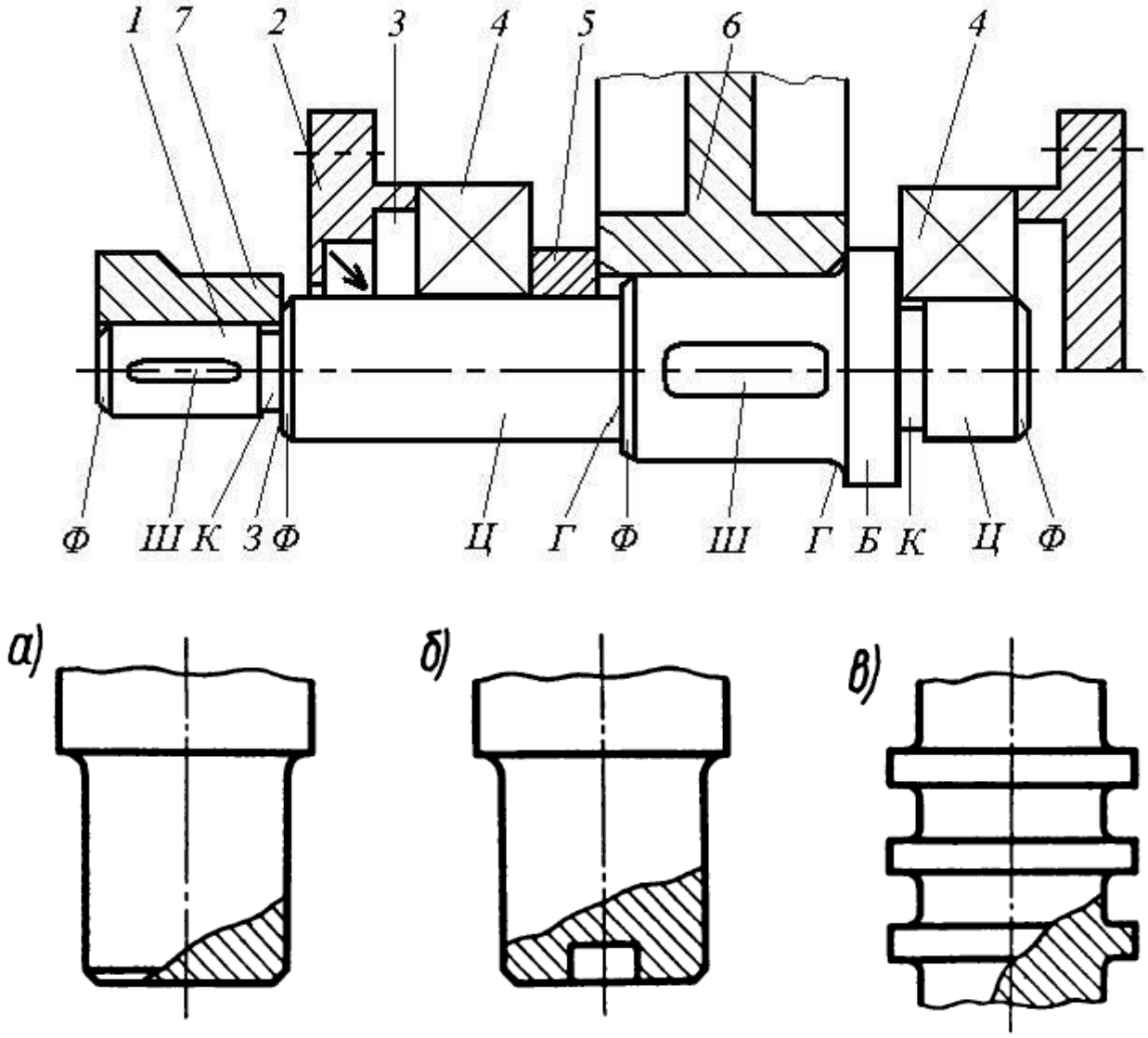


Рис. 22.3. Пяты

10.4. Переходные участки валов и осей между двумя ступенями. Сопряжение ступицы детали с буртиком вала.

10.2. Опишите конструктивное оформление переходных участков валов между двумя ступенями (рис. 10.5-10.9). Укажите особенности сопряжения детали с буртиком вала (рис. 10.10).

Переходные участки между двумя ступенями валов или осей выполняют:

а) *с канавкой со скруглением для выхода шлифовального круга* (рис. 22.4, а). Эти канавки повышают концентрацию напряжений;

б) *с галтелью постоянного радиуса* (рис.б);

в) *с галтелью переменного радиуса* (рис. 22.4, в), которая способствует снижению концентрации напряжений, а потому применяется на сильно нагруженных участках валов или осей.

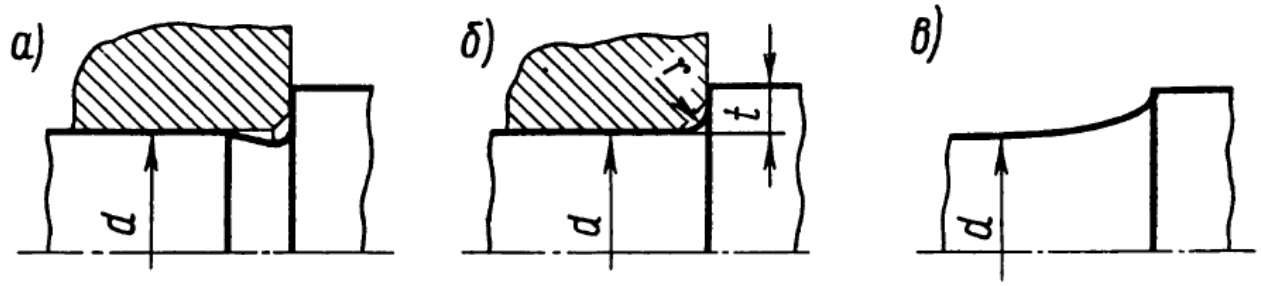


Рис. 22.4. Переходные участки вала

Переходные участки являются концентраторами напряжений

Эффективными средствами для снижения концентрации напряжений в переходных участках являются

- *выполнение разгрузочных канавок (рис. 22.5, а),*
- *увеличение радиусов галтелей (***Галтель** — поверхность плавного перехода от меньшего сечения вала к большему)*,*
- *высверливание отверстий в ступенях большого диаметра (рис.б).*

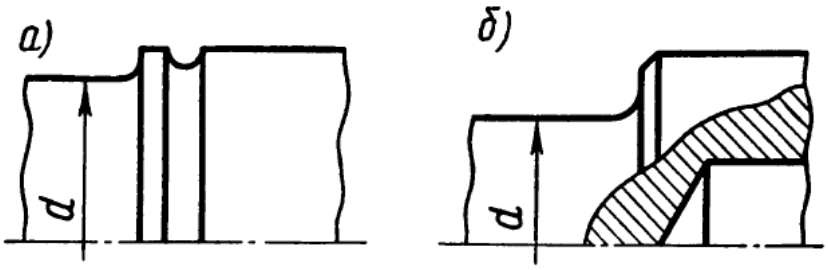


Рис. 22.5. Способы повышения усталостной прочности валов

Посадочные поверхности валов и осей под ступицы насаживаемых деталей выполняют *цилиндрическими и конических*ими.

При посадках с натягом диаметр этих поверхностей принимают больше диаметра соседних участков для удобства напрессовки. Диаметры посадочных поверхностей выбирают из ряда нормальных линейных размеров , а диаметры под подшипники качения *— в соответствии с ГОСТами на подшипники*.

Валы и оси обрабатывают на токарных станках с *последующим* шлифованием цапф и посадочных поверхностей.

Надежное осевое фиксирование детали, установленной на цилиндрическом конце вала, упором в буртик диаметром $d_б$ возможно при высоте буртика $h_б$ такой величины, чтобы ширина k упорного пояска для принятого размера фаски f была не менее 1…2 мм.

При осевом фиксировании детали упором в буртик вала нельзя допускать упора фаской или кромкой, как показано на рис., *в…е*. Это связано с тем, что в данном случае невозможно обеспечить точное положение детали и передачу усилия вследствие ненадежности кромочного контакта.

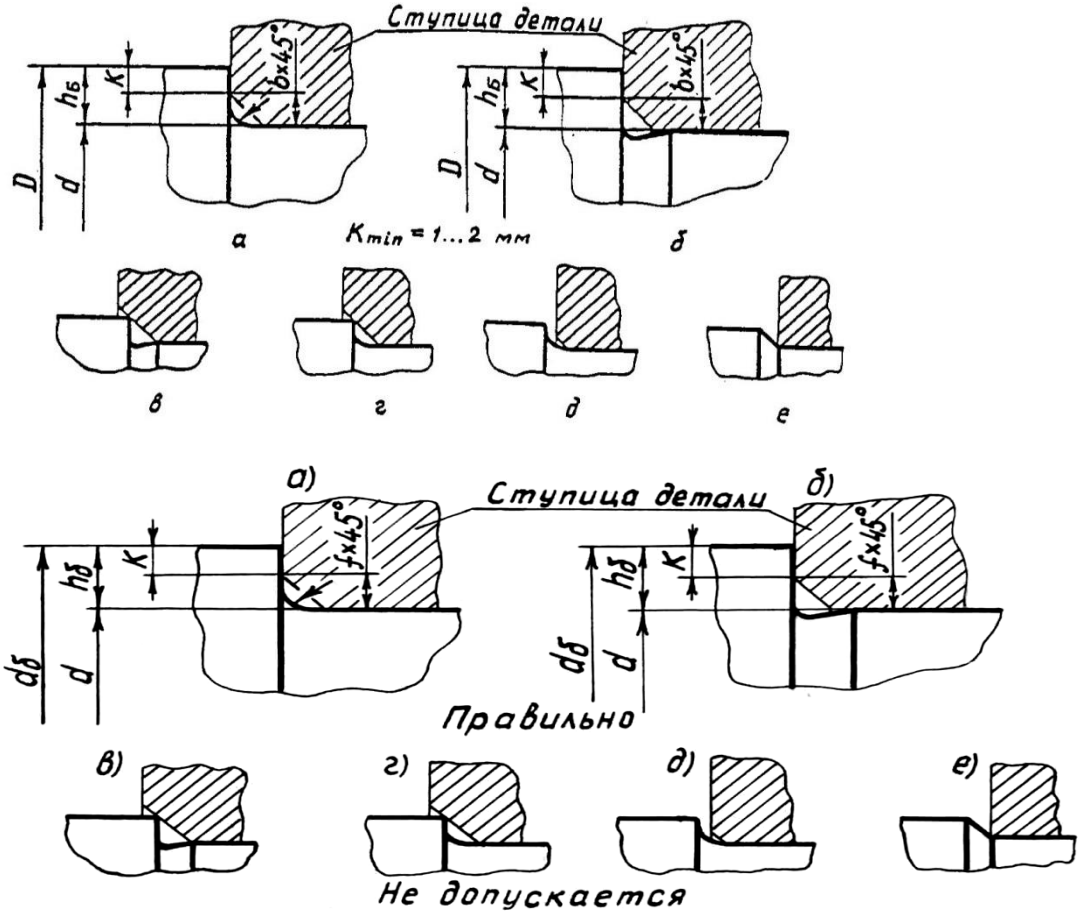


Рис. 5.2 Сопряжение детали с буртиком вала: а, б- правильно; в…е- неправильно

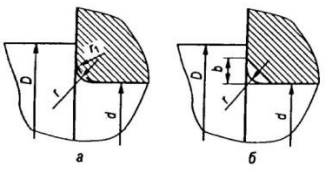


Рис. 10.6. Галтели круговые ($D \approx 1{,}2d$ или $D \approx d + 4r$; $b \approx 1{,}1r$): *а* – перекрытие галтели вала или оси галтелью сопряженной ступицы; *б* – то же фаской сопряженной ступицы

Таблица 10.3. Галтели круговые, мм

d	r	r_1	d	r	r_1
10–18	0,6	1	70–100	3	4
20–28	1,5	2	105–150	4	5
30–36	2	2,5	155–200	5	6
48–68	2,5	3	210–250	6	8

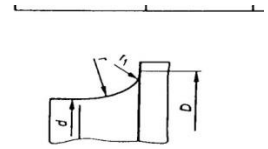


Рис. 10.7. Галтели с двумя радиусами кривизны ($r = d$; $D = 1{,}3d$; $r_1 = 0{,}1d$)

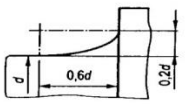


Рис. 10.8. Галтели эллиптические

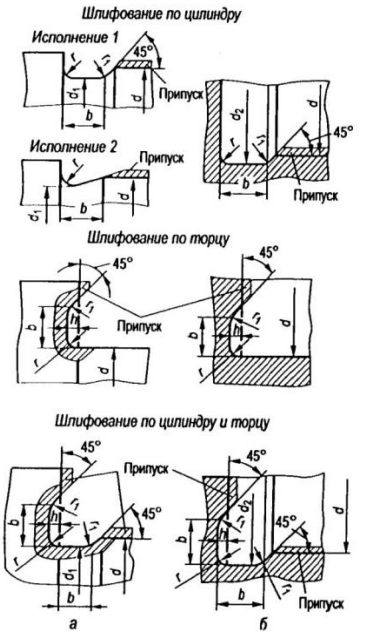


Рис. 10.9. Канавки для выхода инструмента при наружном (а) и внутреннем (б) шлифовании

10.5. Формы концевых участков валов (концов валов).

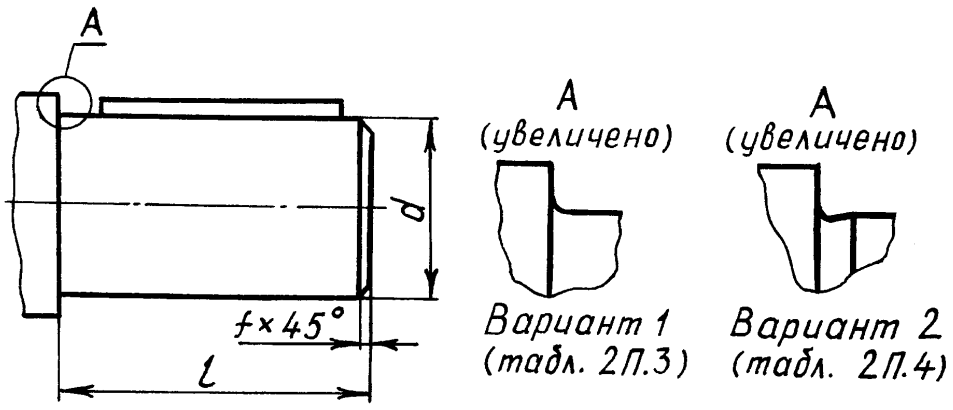
Опишите формы концевых участков валов (концов валов) и способы осевого фиксирования деталей на этих участках (рис. 10.12-10.19).

Концы быстроходных и тихоходных валов редукторов выполняют **цилиндрической или конической формы** (рис. 5.1).

Основные размеры цилиндрических концов валов регламентированы ГОСТ 12080-66, конических ГОСТ 12081-72 .

Каждый из этих стандартов предусматривает два исполнения концов валов: исполнение 1 – длинные и исполнение 2 – короткие. При курсовом проектировании рекомендуется принимать концы валов исполнения 2.

Концы валов цилиндрические (из ГОСТ 12080-66), мм

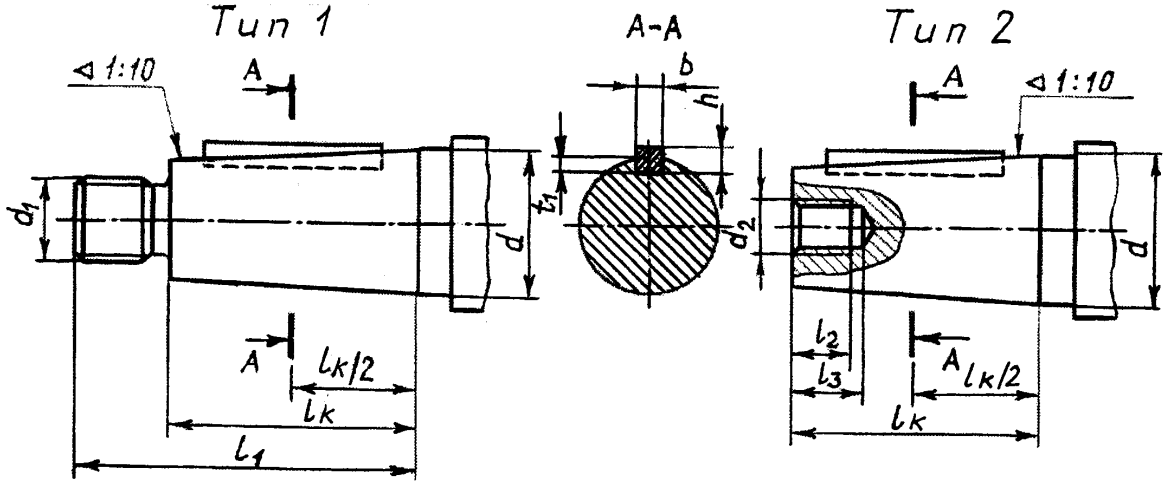


Исполнение 1 - длинные
Исполнение 2 - короткие

Концы валов конические (из ГОСТ 12081-72), мм

Исполнение 1 - длинные

Исполнение 2 - короткие



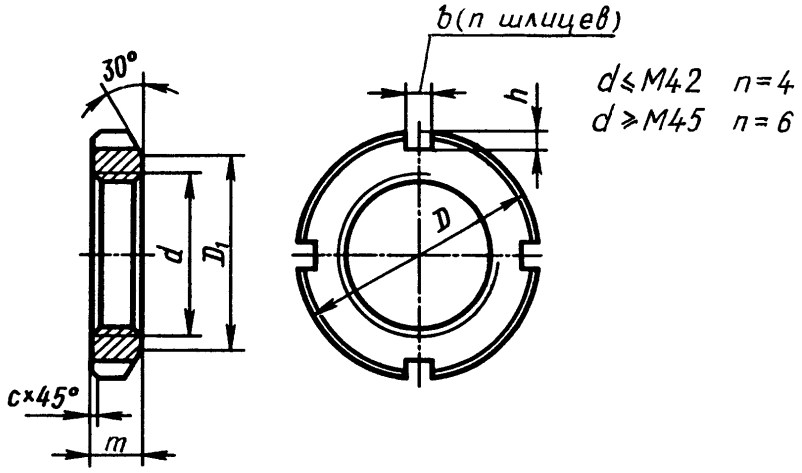
При установке на конце вала шкива, звездочки или шестерни открытой передачи допускается длину конца вала l не согласовывать со стандартом, а принимать с учетом длины ступицы $l_{\text{СТ}}$ устанавливаемой детали (рис. 5.1, *в*).

В механизмах подъема груза (грузоподъемных лебедках) выходной конец тихоходного вала выполняют в виде венца зубчатой муфты (рис. 5.1, *е*), в отверстии которого устанавливается одна из опор оси барабана .

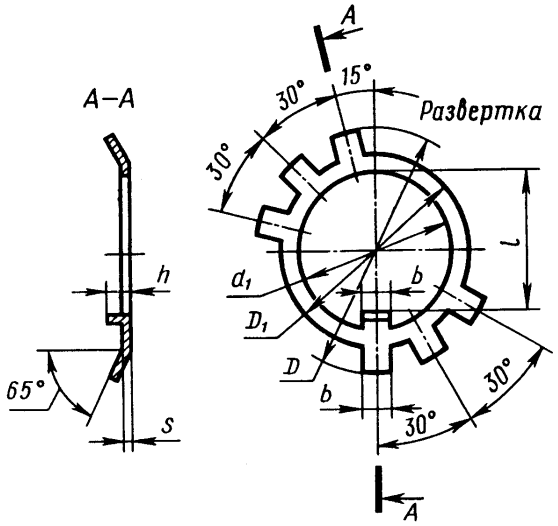
Деталь, устанавливаемую на цилиндрическом конце вала, с целью предохранения от осевого смещения под действием рабочих или случайных нагрузок, поджимают к буртику посредством крепления (рис. 5.1, *д*), состоящего из концевой шайбы 1, болта 2 и штифта 3.

Широкое распространение получило крепление шкивов, звездочек и шестерен открытых передач с помощью круглой шлицевой гайки 4 и многолапчатой стопорной шайбы 5 (рис. 5.1, *в*). Шайба имеет внутренний выступ (язычок), который входит в паз, выполненный на резьбовой части вала, а один из наружных выступов (так называемая лапка) отгибается в один из шлицев гайки, что обеспечивает ее надежное стопорение. Данный вариант крепления широко используется при установке деталей как на входных концах быстроходных валов, так и выходных концах тихоходных валов.

Гайки круглые шлицевые (из ГОСТ 11871-88), мм



Стопорные многолапчатые шайбы (из ГОСТ 11872-89), мм



При установке деталей на конических концах валов с целью создания натяга в осевом направлении широко используют комплект концевой шайбы 1 с болтом 2, штифтом 3 и стопорной шайбой 7 (рис. 5.1, *ж*) или с двумя болтами 8, которые стопорят проволокой 9 или планкой 10 (рис.5.1, *з*).

Находит применение крепление круглой шлицевой гайкой 4 с многолапчатой стопорной шайбой 5 (рис.5.1, *и*), а также гайкой 11 со стопорной шайбой 12 (рис.5.1, *к*).

Кроме указанных вариантов, используют крепление деталей на цилиндрических концах валов с помощью **установочных винтов** (рис.5.1, *л*).

Цилиндрический или конический конец установочного винта (табл. 2П.35 приложения 2П), завинченного в ступицу детали, входит в засверловку на валу (или в шпонке) и предохраняет деталь от осевого смещения. Засверловку для установочного винта обычно выполняют в процессе сборки узла. Для

предохранения винтов от самоотвинчивания используют обвязку проволокой, которую закладывают в шлицевой паз винта и кольцевую канавку, выполненную на наружной поверхности ступицы. Полученный при обвязке узел проволоки закладывают в специально выполненное углубление на противоположной от винта стороне ступицы. Так как сверление гнезда для конца установочного винта производят через отверстие в ступице детали при сборке узла, то такая операция связана с определенными техническими трудностями, особенно в крупносерийном и массовом производстве. Поэтому крепление деталей посредством установочных винтов используют в основном в индивидуальном и мелкосерийном производстве.

Винты установочные с прямым шлицем классов точности А и В: с коническим концом (из ГОСТ 1476 – 93); с цилиндрическим концом (из ГОСТ 1478 – 93)

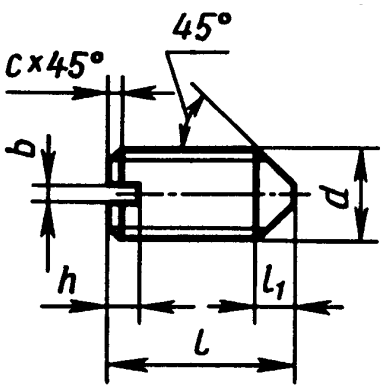


Рис. 1

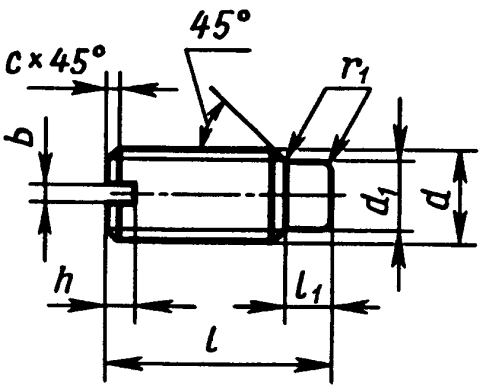
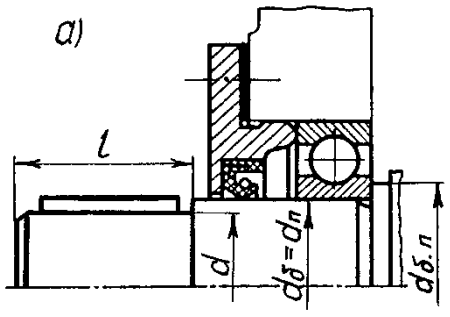
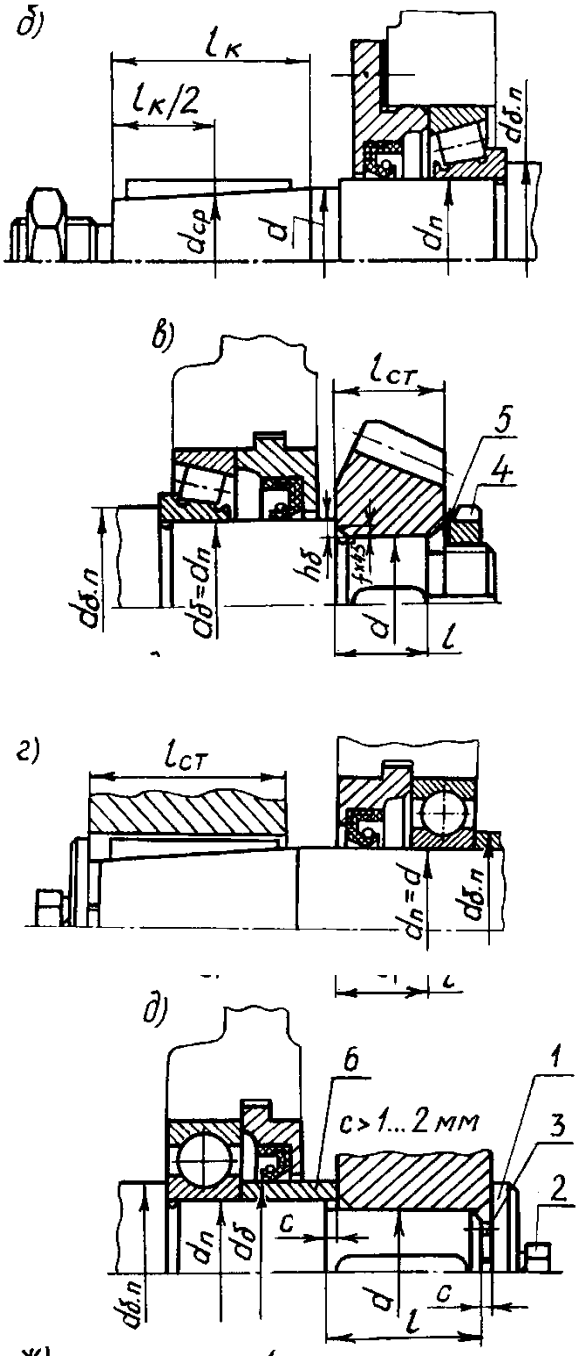


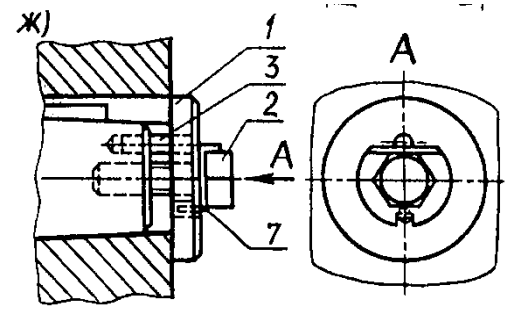
Рис. 2

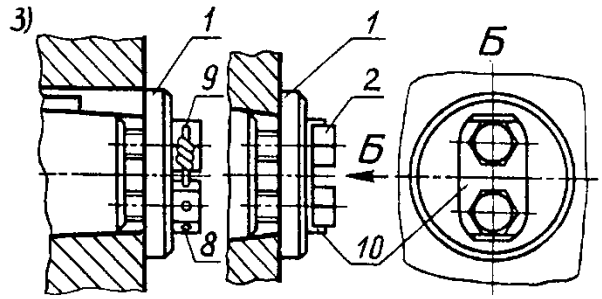
На рис. 5.1, *м*, *н* показано крепление деталей на цилиндрических концах валов со шлицами. В качестве буртика здесь чаще всего используется **распорная втулка**..

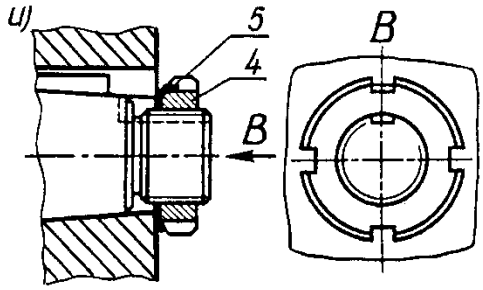
Учитывая, что на ступени вала, принятой в качестве буртика, устанавливается подшипник (рис. 5.1, *а, в*), диаметр буртика d_6 следует согласовать с размерами внутренних колец подшипников (диаметр d_6 должен заканчиваться на 0 или 5).

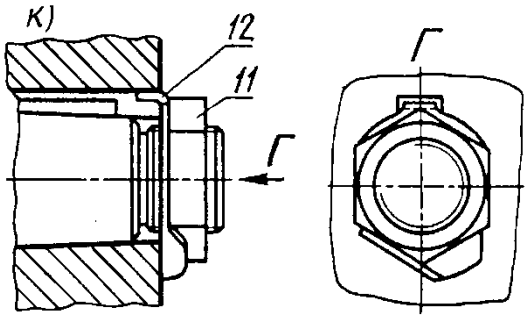


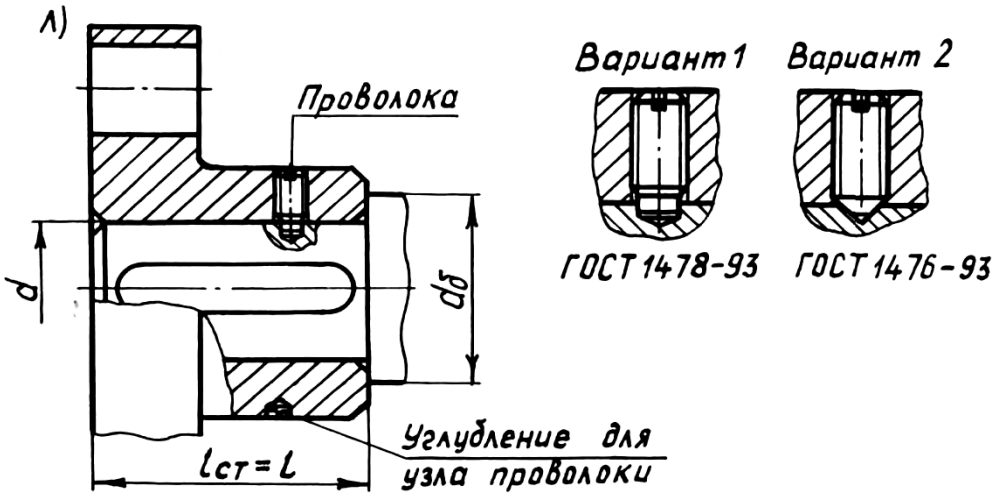

б)
$l_к$
$l_к/2$
$d_{ср}$
d
$d_п$
$d_{б.п}$
в)
$l_{ст}$
5
4
$h_б$
$d_{б.п}$
$d_б=d_п$
d
l
г)
$l_{ст}$
$d_п=d$
$d_{б.п}$
д)
6
1
3
2
$c>1...2$ мм
$d_п$
$d_б$
c
$d_{б.п}$
d
l
е)
$d_{б.п}$


ж)
1
3
2
А
А
7


з)
1
1
9
2
Б
Б
8
10


и)
5
4
В
В


к)
12
11
Г
Г


л)
Проволока
d
dб
lст = L
Углубление для
узла проволоки
Вариант 1
Вариант 2
ГОСТ 1478-93
ГОСТ 1476-93

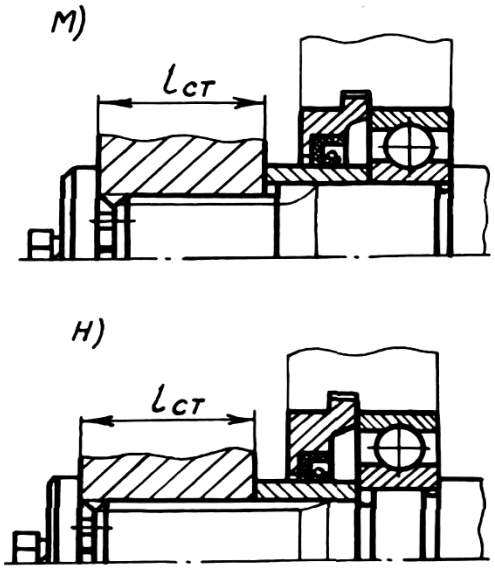


Рис. 5.1

При конической форме конца вала осевое фиксирование детали обеспечивается конической поверхностью концевого участка. С целью создания необходимого натяга в осевом направлении упор в буртик здесь не допустим. Диаметр второй ступени вала в данном случае принимают несколько больше диаметра d концевого участка и согласуют с диаметром $d_{\text{п}}$ внутреннего кольца подшипника (рис. 5.1, *б*).

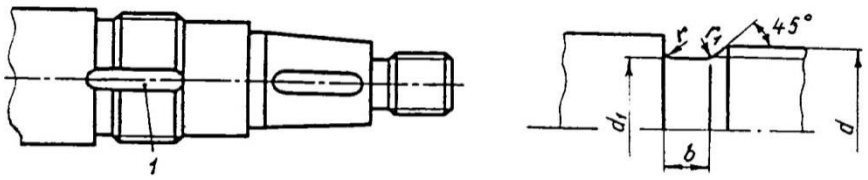


Рисунок 10.11. Канавка (проточка) на валу для выхода резьбонарезного инструмента;1-канавка под язычок стопорной шайбы

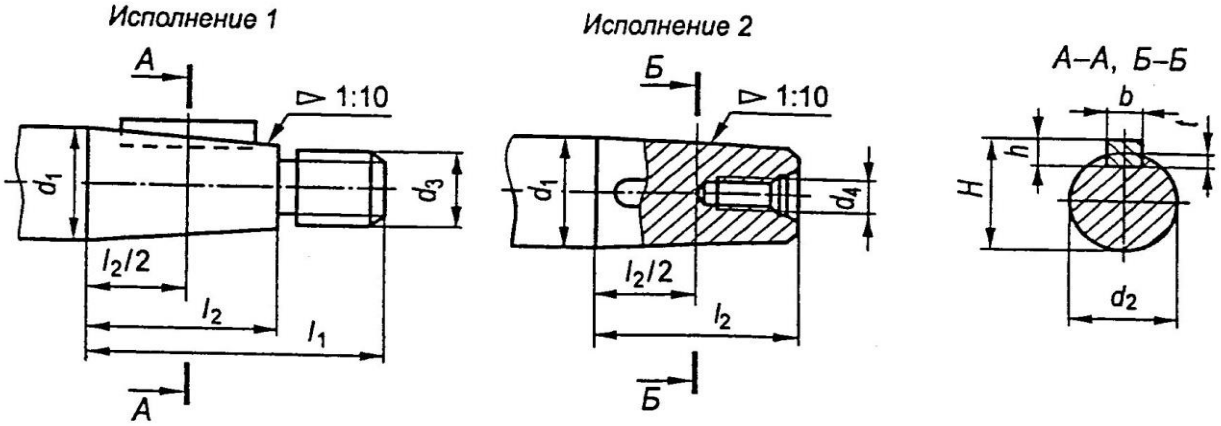
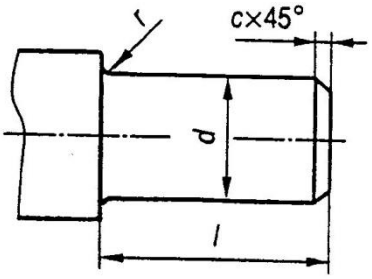
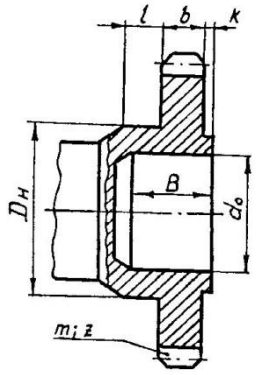


Рисунок 10.12. Концы валов конические с конусностью 1:10 (ГОСТ 12081-72)

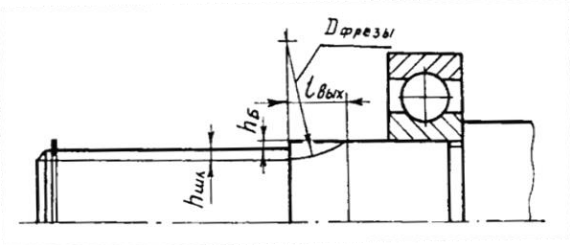


Концы валов цилиндрические (ГОСТ 12080-66

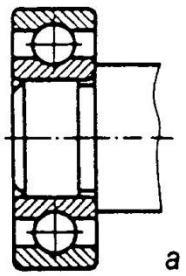


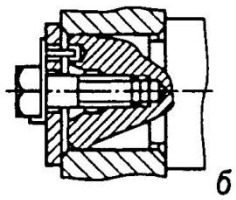
)

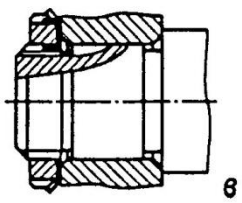
Концы валов в виде части зубчатой муфты



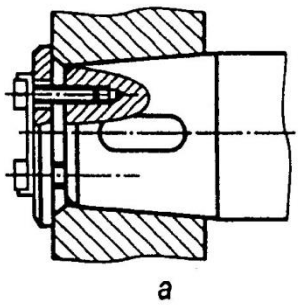
Концы валов цилиндрические со шлицами:$h_{\text{Б}} \leq 0{,}5h_{\text{шл}}$- шлицы прямобочные;$h_{\text{Б}} \leq 0{,}25h_{\text{шл}}$- шлицы эвольвентные; $h_{\text{шл}}$- высота шлицев



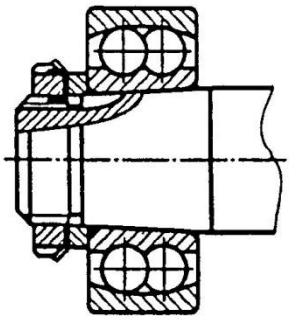




Концы валов и осей цилиндрические [7]:а- под подшипники качения; б, в- под ступицы деталей и подшипники качения



а



б

Концы валов и осей конические [7]:а- под ступицы; б- под кольца подшипников качения

Способы передачи нагрузок на валы

Основными силами, действующими на валы, *являются силы от передач.* Силы на валы передают через насаженные на них детали: зубчатые или червячные колеса, шкивы, звездочки, полумуфты и др.

На рис. 26.5 показана пространственная схема сил, нагружающих валы двухступенчатого цилиндрического зубчатого редуктора с косозубым зацеплением. На расчетных схемах *эти силы, а также вращающие моменты изображают как сосредоточенные, приложенные в серединах ступиц* (рис. 26.6). Влиянием силы тяжести валов и установленных на них деталей пренебрегают (за исключением тяжелых маховиков и т.п.). Силы трения в опорах не учитывают.

Передачу вращающего момента осуществляют соединениями: с натягом, шлицевыми, шпоночными, фрикционными коническими кольцами и др. В соединениях с натягом преимущественно применяют цилиндрические детали как более простые в изготовлении.

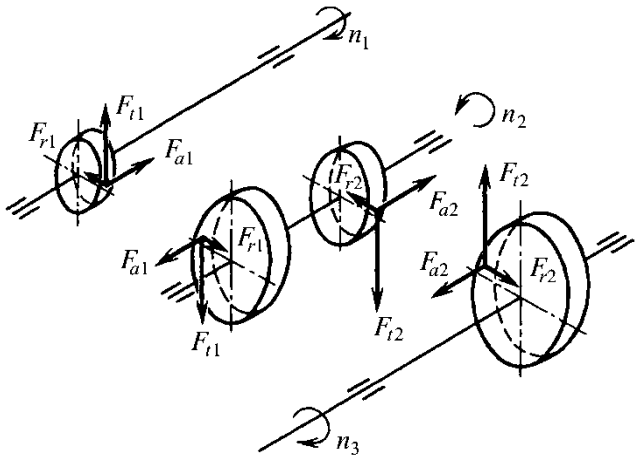


Рис. 26.5

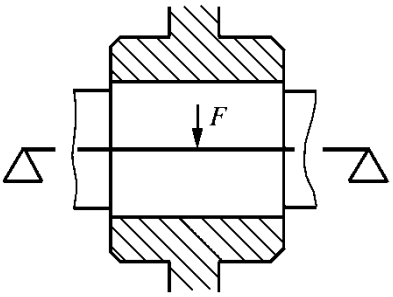


Рис. 26.6

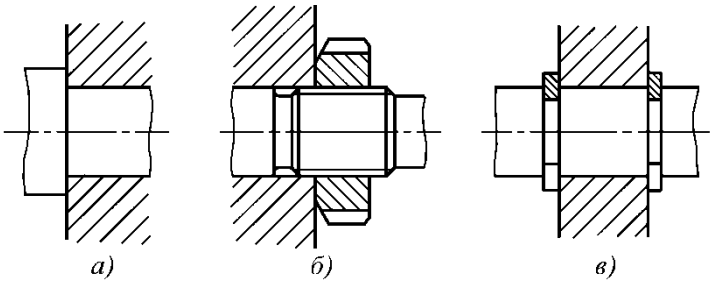


Рис. 26.7

Конические соединения применяют: для облегчения постановки на вал и снятия с него тяжелых деталей, для быстрой смены деталей типа сменных шестерен, для обеспечения требуемого натяга и для повышения точности центрирования деталей. Наиболее часто коническими выполняют соединения на концевых участках валов. Обязательную для конических соединений осевую силу создают гайкой или винтом и торцовой шайбой.

Радиальные силы передают либо непосредственным контактом ступицы, насаженной на вал (наиболее распространенный случай), либо через подшипники (шатунные шейки коленчатых валов).

Осевые силы передают: *значительные* по величине - упором деталей в уступы на валу (рис. 26.7, а), посадкой деталей с натягом; *средние* - гайками (рис. 26.7, б), пружинными плоскими упорными кольцами (рис. 26.7, *в), легкие* - пружинными кольцами, стопорными винтами.

10.6. Порядок проектирования валов:

10.3. Почему валы рассчитывают в два этапа: первый этап – проектный расчет, второй этап – проверочный расчет? Какова цель проектного расчета вала, какой обычно диаметр вала при этом определяют и по какой формуле?

10.6.1. Проектный расчет валов.

Проектный расчет валов *выполняют на статическую прочность с целью ориентировочного определения диаметров* отдельных ступеней. В начале расчета известен только вращающий момент Т. Изгибающие моменты М оказывается возможным определить лишь после разработки конструкции вала, когда согласно общей компоновке выявляют его длину и места приложения действующих нагрузок. Поэтому проектировочный расчет вала выполняют условно только на кручение, а влияние на прочность вала изгиба, концентрации напряжений и характера изменения нагрузки компенсируют понижением допускаемого напряжения $[\tau]$ на кручение.

При проектировочном расчете валов редуктора обычно определяют **диаметр сечения характерного участка: конца входного (выходного) вала, места расположения зубчатого колеса на промежуточном валу.** Диаметры других участков назначают при разработке конструкции вала с учетом их функционального назначения, технологии изготовления и сборки.

Диаметр d, мм, расчетного сечения вала вычисляют по формуле, известной из курса сопротивления материалов:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0.2[\tau]}}$$

где Т - вращающий момент, действующий в расчетном сечении вала, Н-м; $[\tau]$ - допускаемое напряжение на кручение, МПа.

Для валов из сталей марок Ст5, Ст6, 45 принимают: $[\tau]$ = 20...28 МПа при определении диаметра конца входного (выходного) вала; $[\tau]$ = 14...20 МПа - диаметра участка промежуточного вала в месте установки зубчатого колеса.

Полученный диаметр вала округляют до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров.

При проектировании редукторов диаметр d конца входного вала можно принимать также равным

$$d \approx (0.8 \ldots 1.2) d_э$$

где $d_э$ - диаметр вала электродвигателя, с которым редуктор соединяют муфтой.

Затем выполняют эскизную разработку конструкции вала, уточняя его форму и размеры после выбора и расчета подшипников, расчета соединений, участвующих в передаче вращающего момента, выполнения конструктивных элементов, обусловливаемых выбранными способами фиксации и регулирования осевого положения установленных на валу деталей, самого вала в корпусе, а также технологией обработки отдельных участков.

Проверочный расчет валов

Под воздействием внешних нагрузок вращающиеся валы подвержены *периодическому нагружению.*

После полного конструктивного оформления вала выполняют **проверочный расчет на статическую прочность, на сопротивление усталости и на жесткость**.

Опыт эксплуатации различных механизмов и машин показал, что **основным видом разрушения валов является усталостное разрушение. Поэтому для валов расчет на сопротивление усталости является основным.**

Статическое разрушение валов наблюдается реже и происходит в основном при перегрузке. Расчет на статическую прочность выполняют как проверочный.

10.4 Как составляют расчетную схему вала и какие нагрузки принимают при его расчете?

10.5. Для вала III на рис. 10.27 составьте расчетную схему, постройте эпюры изгибающих и крутящего моментов и укажите опасные сечения (см. пример на рис. 10.32).

10.6 Для вала III на рис. 10.28 составьте расчетную схему, постройте эпюры изгибающих и крутящего моментов и укажите опасные сечения (см. пример на рис. 10.32).

10.7. Для вала III на рис. 10.29 составьте расчетную схему, постройте эпюры изгибающих и крутящего моментов и укажите опасные сечения (см. пример на рис. 10.32).

10.8. Для вала III на рис. 10.30 составьте расчетную схему, постройте эпюры изгибающих и крутящего моментов и укажите опасные сечения (см. пример на рис. 10.32).

Валы при составлении ***расчетной схемы*** рассматривают как балки на жестких шарнирных опорах.

При выборе **типа опоры** полагают, что деформации валов малы, и если подшипник допускает хотя бы небольшой наклон или перемещение цапфы (например, в пределах зазоров между телами качения и кольцами), то его считают **шарнирной опорой: *шарнирно-неподвижной* или *шарнирно-подвижной.*** Подшипники качения или скольжения, воспринимающие **одновременно радиальные и осевые силы**, рассматривают как **шарнирно-неподвижные *(фиксирующие)* опоры** (рис. 26.8), а подшипники, воспринимающие только **радиальные силы, - как шарнирно-подвижные *(плавающие).***

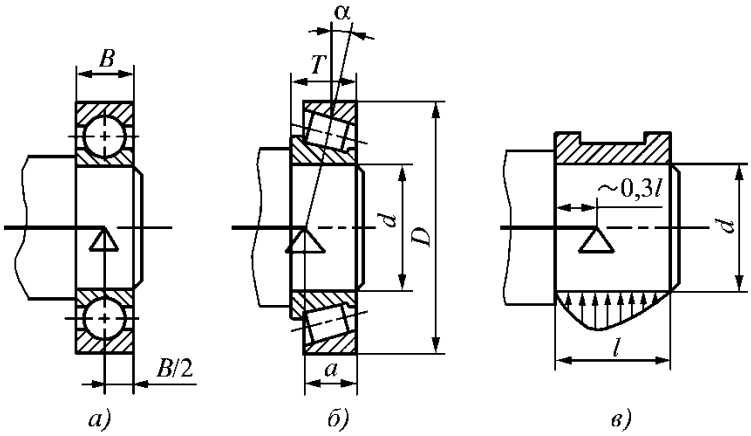


Рис. 26.8

Условную опору располагают **на середине ширины радиальных подшипников качения** (рис. 26.8, *а*) или **со смещением *а* от торца для радиально-упорных** (рис. 26.8, б).

Для **конических роликовых подшипников**

$$a = 0.5[T + (d + D)e/3]$$

где *T* - монтажная высота; *d* - диаметр отверстия внутреннего кольца; *D* - наружный диаметр; *e* - коэффициент осевого нагружения. Числовые значения перечисленных параметров подшипников приведены в каталоге.

У валов, вращающихся в **самоустанавливающихся подшипниках скольжения**, давление по длине l подшипника вследствие деформации вала распределено неравномерно. Поэтому условную шарнирную опору располагают со смещением в сторону нагруженного пролета (рис. 26.8, в), при условии $0.3l \leq 0.5d$.

Порядок проверочного расчета.

Расчет проводят в такой последовательности:

1. по чертежу сборочной единицы вала *составляют расчетную схему* (рис.), на которую наносят все внешние силы, нагружающие вал, приводя плоскости их действия к двум взаимно-перпендикулярным плоскостям (горизонтальной *X* и вертикальной Y).

2. Затем определяют реакции опор в горизонтальной и вертикальной плоскостях. В этих же плоскостях *строят эпюры изгибающих моментов* M_x и M_y, отдельно *эпюру крутящего момента* $M_к$. В местах приложения внешних изгибающих моментов определяют расчетные изгибающие моменты справа и слева от сечения.

Консольный участок выходного (входного) вала может быть нагружен радиальной силой F_K (рис.), действующей со стороны соединительной муфты, ременной или цепной передачи.

Если направление вектора силы F_K заранее не известно, то эпюру изгибающего момента M от этой силы строят отдельно, не совмещая ее с плоскостями *X* и *Y.*

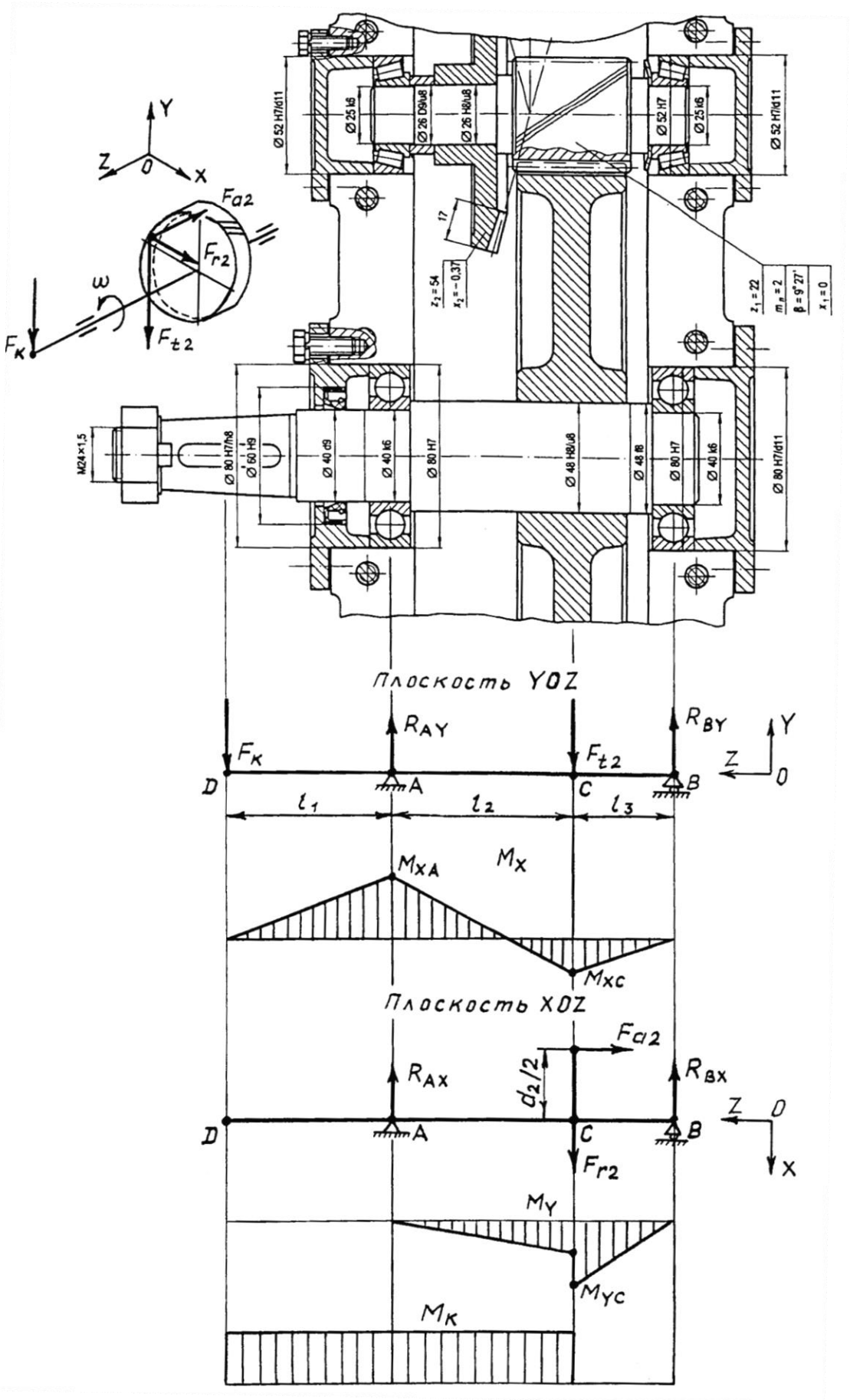


Рисунок 10.32. Расчетная схема тихоходного вала редуктора

Предположительно ***устанавливают опасные сечения*** исходя из эпюр моментов, размеров и формы поперечных сечений вала, наличия концентраторов напряжений (обычно два-три нагруженных моментами сечения, в которых приложены внешние силы, моменты, реакции опор или места изменений формы по длине вала).

Опасными для представленной на рис. расчетной схемы выходного вала редуктора являются:

сечение **С** в месте установки зубчатого колеса, нагруженное крутящим моментом $M_к$ и изгибающими моментами M_x, M_y , возможные концентраторы напряжений - посадка ступицы колеса на вал с натягом, шпоночный паз, шлицы;

сечение **А** в месте установки подшипника качения, нагруженное крутящим моментом *М*к, изгибающим моментом M_x; концентратор напряжения - посадка внутреннего кольца подшипника на вал с натягом.

При этом следует иметь в виду, что диаметр вала в сечении *А*, как правило, меньше диаметра вала в сечении С.

Проверяют прочность вала в опасных сечениях.

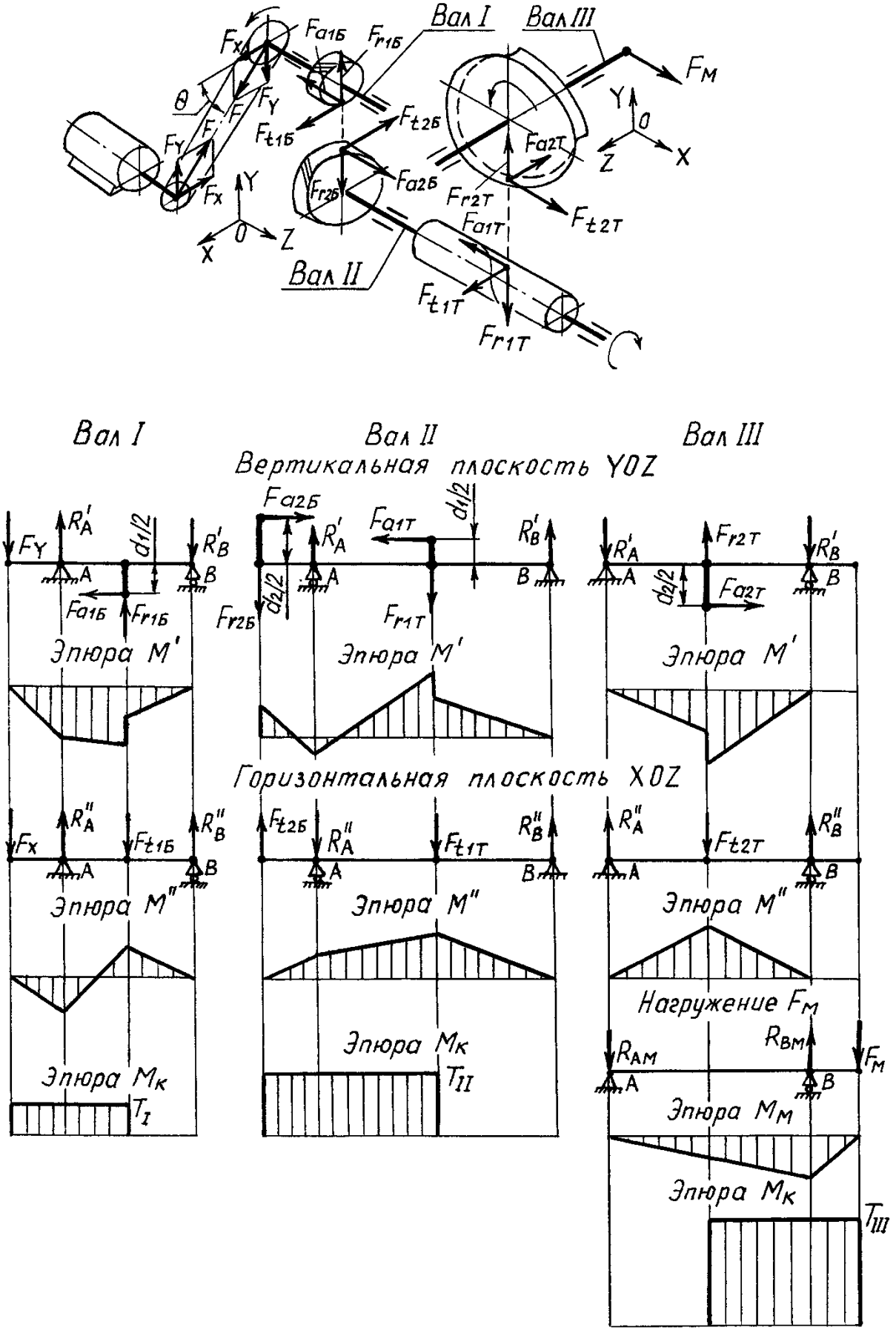


Рисунок 10.27. Силовая схема нагружения валов привода многоцелевого назначения

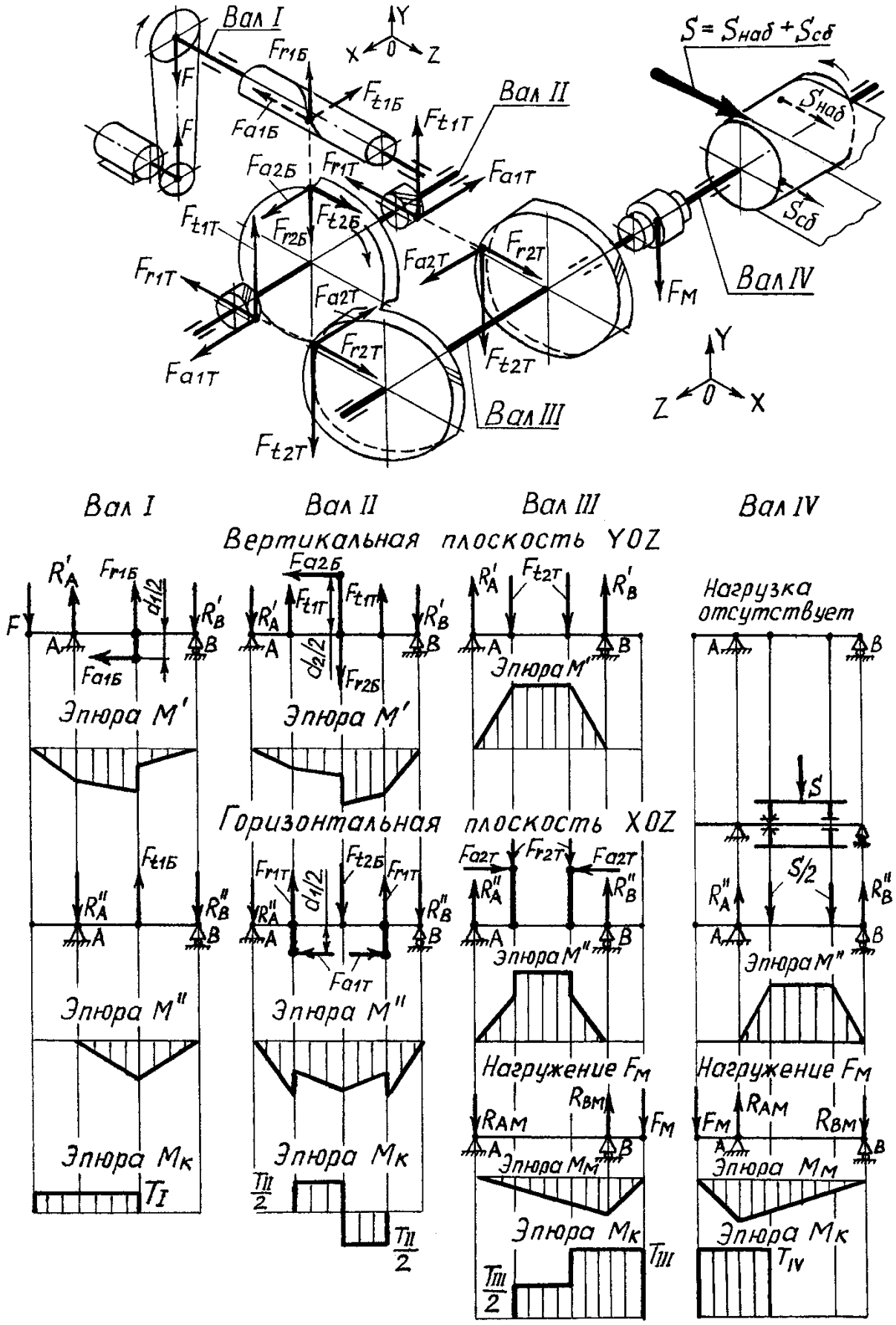


Рисунок 10.28. Силовая схема нагружения валов привода ленточного конвейера

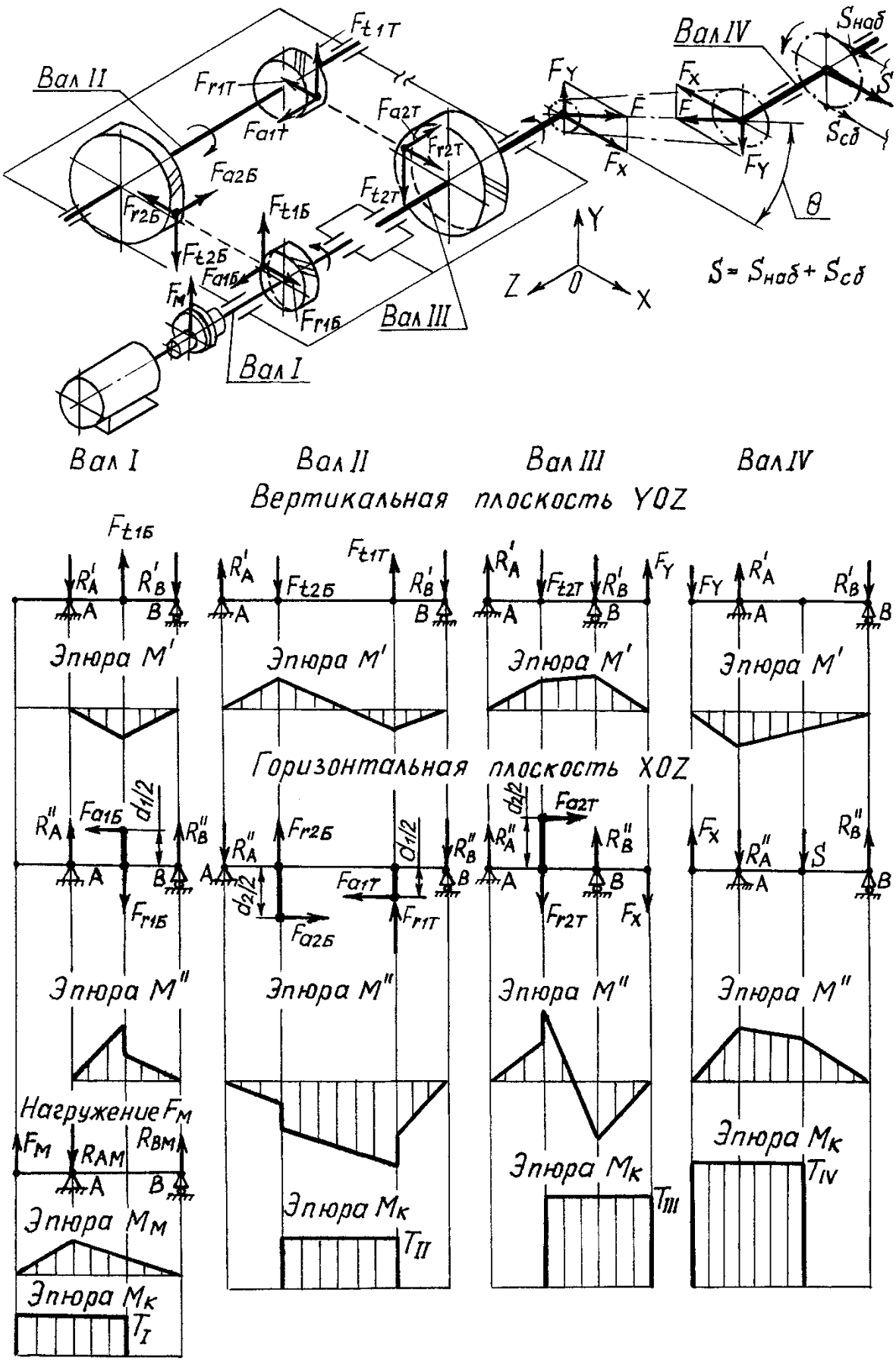


Рисунок 10.29. Силовая схема нагружения валов привода цепного конвейера

10.6.2. Проверочный расчет валов на сопротивление усталости.

10.4. Какова цель проверочного расчета вала и в какой последовательности его выполняют?

10.9. Какой цикл напряжений принимают для напряжений изгиба и напряжений кручения при расчете вала на сопротивление усталости? Начертите эти циклы и запишите величины, которые их характеризуют (рис. 10.33).

10.10. Запишите для вала условие сопротивления усталости и поясните величины, входящие в это условие. Какие факторы влияют на сопротивление усталости вала?

Для валов расчет на сопротивление усталости является основным.

Сопротивление усталости валов и осей при регулярных переменных напряжениях, т.е. при стационарном нагружении, обеспечивает требуемый запас прочности по отношению к пределу выносливости.

Рассмотрим упрощенный *расчет при* регулярном нагружении *(при постоянстве параметров цикла нагружений в течение всего времени эксплуатации).* Уточненные расчеты по корректированной теории суммирования повреждений при нерегулярном нагружении приведены в ГОСТ 25.504-82.

Вследствие вращения вала **напряжения изгиба** в различных точках его поперечного сечения *изменяются по симметричному циклу* (рис. 26.10, а).

Напряжения кручения пропорциональны вращающему моменту и **изменяются по отнулевому циклу** (рис. 26.10, б). *Выбор отнулевого цикла для напряжений кручения основан на том, что валы передают переменные по значению, но постоянные по направлению вращающие моменты.*

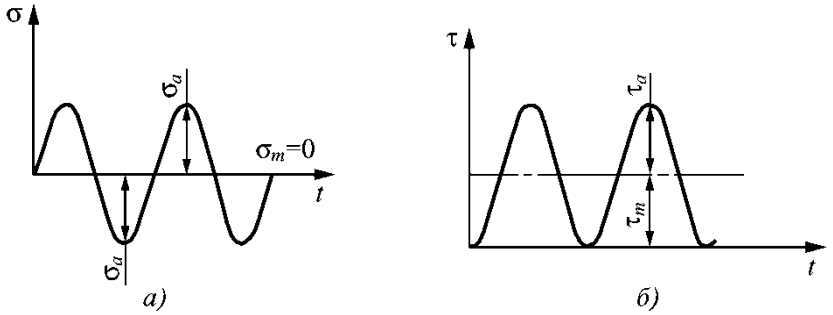


Рис. 26.10

В упрощенном расчете на сопротивление усталости ***параметры цикла рассчитывают по максимальной из длительно действующих нагрузке*****.**

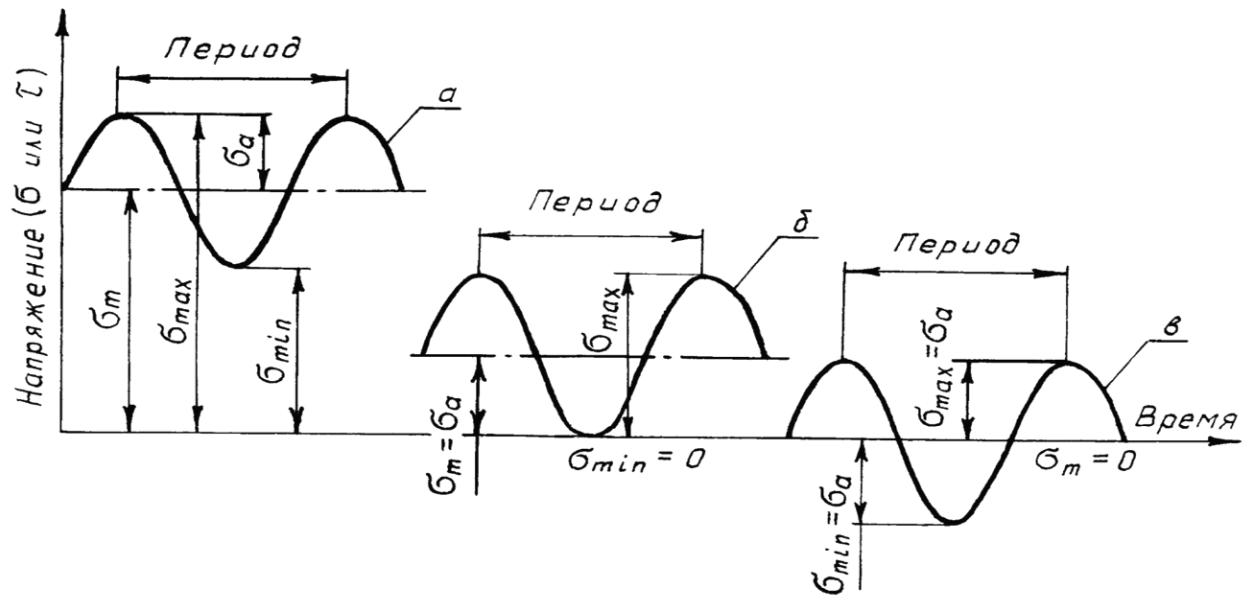


Рисунок 10.33. Циклы напряжений: а- ассиметричный; б- отнулевой; в- симметричный

Цикл переменных напряжений характеризуется (рис. 10.33, а- в) [6]:

1) максимальным напряжением σ_{max} ;

2) минимальным напряжением σ_{min} ;

3) средним напряжением $\sigma_m = 0{,}5(\sigma_{max} + \sigma_{min})$

4) амплитудой цикла $\sigma_a = 0{,}5(\sigma_{max} - \sigma_{min})$

5) коэффициентом асимметрии цикла $R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$

Если $R = 0$ ($\sigma_{min} = 0$; $\sigma_m = \sigma_a = 0{,}5\sigma_{max}$), то имеем отнулевой цикл напряжений (рис. 10.33, б)

Если $R = -1$ ($\sigma_m = 0$; $\sigma_a = \sigma_{max}$), то цикл напряжений называется симметричным (рис. 10.33, в)

Если $R = 1$ ($\sigma_{min} = \sigma_{max} = \sigma_m = \sigma_a$), то действуют постоянные статические напряжения.

Во всех остальных случаях – циклы напряжений асимметричные.

Расчет выполняют в форме проверки **коэффициента S запаса прочности по усталости** в предположительно опасных сечениях, предварительно намеченных в соответствии с формой вала, эпюрами моментов и расположением зон концентрации напряжений.

Прочность обеспечена, если S ≥ [S]. Минимально допустимое значение коэффициента запаса прочности [S] = 1,5...2,5. Значение из этого диапазона принимают в зависимости от степени достоверности определения действующих нагрузок, с учетом ответственности конструкции, на основе опыта предшествующих расчетов и наблюдения за поведением машин в эксплуатации.

Для опасных сечений вала определяют **коэффициент запаса прочности по усталости** *S* и сравнивают его с допускаемым значением [*S*], принимаемым обычно 1,5…2,5:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S]$$

где S_σ и S_τ - коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по зависимостям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a + \psi_\tau \tau_m}$$

Здесь σ_{-1} и τ_{-1}– пределы выносливости материала (гладких образцов) соответственно при изгибе и кручении с симметричным знакопеременным циклом, МПа;

$K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – суммарные коэффициенты, учитывающие для данного сечения вала влияние всех факторов на сопротивление усталости соответственно при изгибе и кручении:

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{K_d} + K_F + 1\right)/K_V$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_\tau}{K_d} + K_F + 1\right)/K_V$$

K_σ и K_τ- эффективные коэффициенты концентрации напряжений; Учитывают влияние на предел выносливости изменения формы вала в осевом или поперечном сечении (переходный участок, шпоночный паз, шлицы, резьбы и др.). Концентратором напряжений является и давление в месте установки деталей с натягом (зубчатых колес, подшипников качения). *Концентрация напряжений снижает предел выносливости*

K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения, Чем больше абсолютные размеры поперечного сечения детали, тем меньше предел выносливости

K_F - коэффициент влияния шероховатости поверхности; *С увеличением шероховатости поверхности детали предел выносливости понижается.* Значительно снижает предел выносливости развитие коррозии в процессе работы;

K_V - коэффициент влияния поверхностного упрочнения, вводимый для валов с поверхностным упрочнением; Используют разные способы поверхностного упрочнения: цементацию, поверхностную закалку ТВЧ, деформационное упрочнение (наклеп) накаткой роликами или дробеструйной обработкой. *Упрочнение поверхности детали значительно повышает предел выносливости*.

σ_a и τ_a – амплитуды напряжений цикла, МПа;

σ_m и τ_m – средние напряжения цикла, МПа;

ψ_σ и ψ_τ (пси)- коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений.

При расчете валов на сопротивление усталости принимают, что

нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу:

$\sigma_a = \sigma_{\text{И}}$ и $\sigma_m = 0$,

а касательные напряжения – по отнулевому циклу:

$$\tau_a = \tau_{\text{К}}/2$$
$$\tau_m = \tau_a$$

Амплитуду напряжений цикла определяют по формулам:

$$\sigma_a = \sigma_{\text{И}} = \frac{M}{W}$$

$$\tau_a = \frac{\tau_{\text{К}}}{2} = \frac{M_K}{2W_K}$$

где $\sigma_{\text{И}}$ – напряжение изгиба, МПа;

$$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}$$

- результирующий изгибающий момент в опасном сечении, Н·мм;

W -осевой момент сопротивления сечения вала, мм^3;

Для круглого сечения $W = 0{,}12d^3$

$\tau_{\text{К}}$ – напряжение кручения, МПа;

M_K – крутящий момент, Н·мм;

W_K – полярный момент сопротивления сечения вала, мм^3.

Для круглого сечения $W_K = 0{,}2d^3$

Расчет на статическую прочность

Проверку статической прочности вала проводят, как правило, для более напряженного сечения (с наименьшей величиной коэффициента запаса прочности по усталости *S*) в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске). При этом определяют эквивалентное напряжение σ_E с учетом коэффициента перегрузки $K_{\text{П}} = \text{Т}_{\text{ПИК}}/\text{Т}_{\text{МАХ}}$, который указывается в техническом задании на проектирование.

Проверка статической прочности вала проводится по условию

$$\sigma_E = \sqrt{(K_{\text{П}} \cdot M/W)^2 + 3(K_{\text{П}} \cdot M_K/W_K)^2} \leq [\sigma]$$

где σ_E – эквивалентное напряжение, МПа;

$M = \sqrt{M_X^2 + M_Y^2}$ - результирующий изгибающий момент в опасном сечении, Н·мм;

M_K – крутящий момент в данном сечении, Н·мм;

W и W_K – осевой и полярный моменты сопротивления рассматриваемого сечения, мм^3;

$[\sigma] \cong 0.8\sigma_T$ – предельное допускаемое напряжение, МПа

σ_T – предел текучести материала вала

Расчет валов на жесткость выполняют *в тех случаях, когда их деформации (линейные или угловые) существенно влияют на работу сопряженных с валом деталей:* зубчатых колес, подшипников, соединений, вызывая увеличение концентрации контактных напряжений, повышение изнашивания, снижение сопротивления усталости и точности.

Различают ***изгибную и крутильную жесткость вала***.

Изгибную жесткость валов оценивают по линейным f и угловым θ («тэта»)перемещениям под действием сил и изгибающих моментов. Перемещения определяют методами сопротивления материалов. Требуемую изгибную жесткость обеспечивают соблюдением условий: $f \leq [f]$ и $\theta \leq [\theta]$

Допускаемые значения $[f]$ и $[\theta]$ зависят от назначения вала или оси.

Так, допускаемый прогиб червяка [f] ≤ (0,005. ..0,008)m, где *m* - модуль зацепления;

а допускаемый угол наклона сечения вала *под зубчатым колесом* $[\theta] \leq 2'$

в опоре при установке радиальных шарикоподшипников $[\theta] \leq 1.6'$

конических роликоподшипников $[\theta] \leq 0.4'$

Крутильную жесткость валов оценивают углом φ закручивания под действием вращающего момента. Часто для валов передач крутильная жесткость не имеет существенного значения и такой расчет не производят.

Тема 11. Опоры вращающихся валов и осей.

11.1. Подшипники качения.

11.1.1. Назначение и основные элементы подшипников качения. Достоинства и недостатки, области применения.

11.1.1. Укажите назначение и основные элементы подшипников качения. Приведите форму тел качения подшипников (рис. 11.2) и запишите их названия. Перечислите достоинства, недостатки и области применения подшипников качения.

Подшипником называют опору или направляющую, определяющую положение движущихся частей по отношению к другим частям механизма. Подшипники, работающие преимущественно на движение с трением качения, называют **подшипниками качения**, а на движение с трением скольжения - **подшипниками скольжения.**

Подшипник качения включает в себя детали с дорожками качения и тела качения.

Достоинства подшипников качения. 1. Полная взаимозаменяемость, готовность к эксплуатации без дополнительной подгонки или приработки. 2. Малые осевые размеры, простота монтажа и эксплуатации. 3. Малая потребность в смазочном материале. Подшипники с защитными шайбами или встроенными уплотнениями заполняют пластичным смазочным материалом при изготовлении. Этого запаса хватает на весь срок работы. 4. Малые потери на трение, особенно при трогании с места и невысоких частотах вращения, незначительный нагрев при работе. 5. Малое использование дефицитных цветных металлов при изготовлении. 6. Малая стоимость изготовления в связи с массовым производством.

Недостатки подшипников качения. 1. Большие радиальные размеры. 2. Малая и переменная по углу поворота осевая и радиальная жесткость. 3. Большое сопротивление вращению, шум и малый ресурс при высоких частотах вращения. 4. Чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам.

Применение. Подшипники качения являются основным видом опор в машинах: в легковом автомобиле более 30 типоразмеров подшипников, в грузовом автомобиле - более 120, в самолете - более 1000 и т.д.

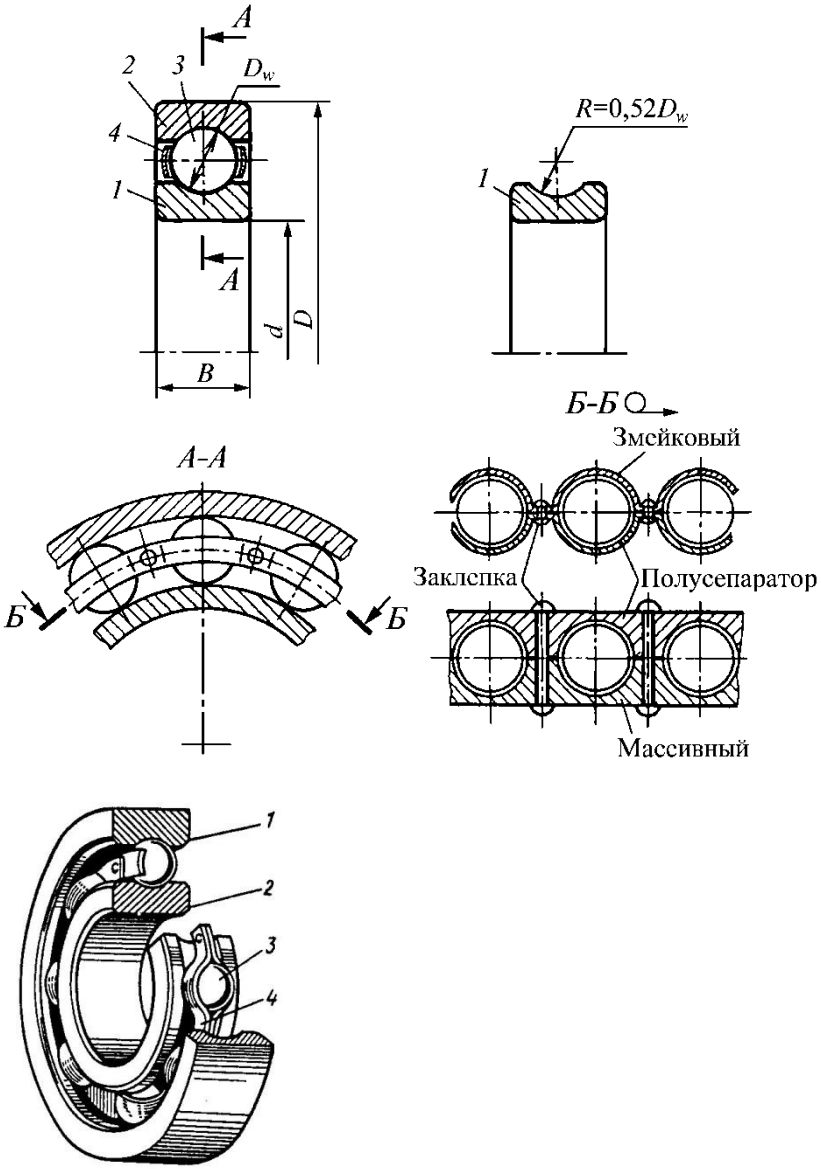
Назначение основных деталей подшипника

На рис. показано осевое сечение **шарикового радиального однорядного подшипника**. Основные детали подшипника: *1 - внутреннее кольцо с диаметром* d *отверстия; 2 - наружное кольцо;* D - *наружный диаметр подшипника;* 3 - *тело качения - шарик;* Dw - *диаметр тела качения;* 4 - *сепаратор*; охватывает тела качения и перемещается вместе с ними.

Кольца подшипников имеют желоба (канавки), служащие направляющими для тел качения.

Сепаратор (см. сечения А-А и Б-Б на рис.) предназначен для направления, удержания тел качения в определенном положении (с целью обеспечения соосности колец) и для разделения тел качения от их непосредственного контакта (с целью уменьшения изнашивания и потерь на трение). При невысоких частотах вращения и при качательном движении применяют подшипники без сепараторов (например, подшипники крестовин карданных валов).

Основное применение имеет *змейковый сепаратор*, состоящий из двух волнистых кольцеобразных полусепараторов, соединенных между собой заклепками; в быстровращающихся узлах и подшипниках высокой точности применяют *массивные сепараторы* (цельные или составные), обеспечивающие более точное положение тел качения относительно колец подшипников.



Подшипник качения: 1- наружное кольцо; 2- внутреннее кольцо; 3- тела качения; 4- сепаратор

11.1.2. Классификация подшипников качения: по форме тел качения; по направлению воспринимаемой нагрузки; по числу рядов тел качения; по основным конструктивным признакам.

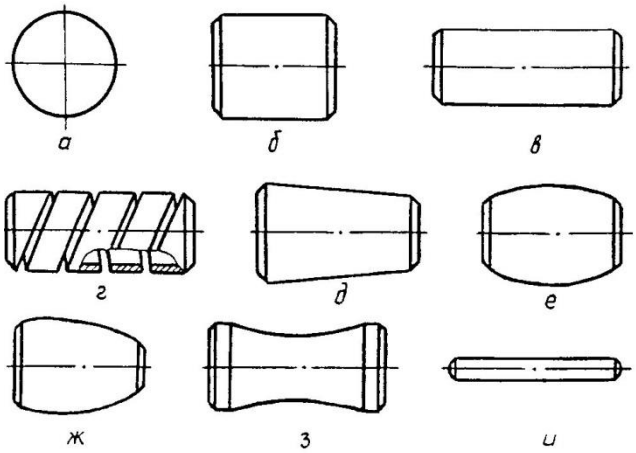
Запишите классификацию подшипников качения: по форме тел качения, по направлению воспринимаемой нагрузки, по числу рядов тел качения, по основным конструктивным признакам.

Подшипники качения передают силы между валом и корпусом при относительном их вращении. **Нагружающие подшипник силы** подразделяют на:

- ***радиальную,*** действующую в направлении, перпендикулярном оси подшипника;
- ***осевую,*** действующую в направлении, параллельном оси подшипника.

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам:

по форме тел качения - *шариковые* (а) и *роликовые* (б-и), причем последние могут быть с роликами: цилиндрическими короткими (б), длинными (в) и игольчатыми (и), а также бочкообразными (е), коническими (д), бомбинированными (ж) - с небольшой (7...30 мкм на сторону) выпуклостью поверхности качения (бомбиной) и витыми (*г*) - пустотелыми;



Тела качения подшипников

по направлению воспринимаемой нагрузки - ***радиальные,*** предназначенные для восприятия радиальных сил; некоторые типы могут воспринимать и осевые силы; ***радиально-упорные*** - для восприятия радиальных и осевых сил; подшипники регулируемых типов без осевой силы работать не могут; ***упорные*** - для восприятия осевых сил; радиальную силу не воспринимают; ***упорнорадиальные*** - для восприятия осевых и небольших радиальных сил;

по числу рядов тел качения - *одно-, двух-* и *четырехрядные;*

по основным конструктивным признакам - ***самоустанавливающиеся*** (например, сферические самоустанавливаются при угловом смещении осей вала и отверстия в корпусе) и ***несамоустанавливающиеся; с цилиндрическим*** или ***конусным отверстием внутреннего кольца***, ***сдвоенные*** и др.

Деление подшипников в зависимости от направления действия воспринимаемой нагрузки носит в ряде случаев условный характер. Например, широко распространенный *шариковый радиальный однорядный подшипник* успешно применяют для восприятия не только комбинированных (совместно действующих радиальной и осевой), но и чисто осевых нагрузок, а упорно-радиальные подшипники обычно используют только для восприятия осевых нагрузок.

по габаритным размерам — на **серии**. Для каждого типа подшипника при одном и том же внутреннем диаметре имеются различные серии, отличающиеся размерами колец и тел качения.

В зависимости от размера наружного диаметра подшипника серии бывают: ***сверхлегкие, особо легкие, легкие, средние*** и ***тяжелые***.

В зависимости от ширины подшипника серии подразделяются на ***особо узкие, узкие, нормальные, широкие*** и ***особо широкие.***

11.1.3. Основные типы подшипников качения и их характеристика.

11.1.3. Перечислите основные типы радиальных подшипников качения и дайте им краткую характеристику (рис. 11.3-11.8).

11.1.4. Перечислите основные типы радиально-упорных подшипников качения и дайте им краткую характеристику (рис. 11.9-11.11).

11.1.5. Перечислите основные типы упорных и упорно-радиальных подшипников качения и дайте им краткую характеристику (рис. 11.12-11.15).

Радиальные подшипники.

Шариковый радиальный однорядный подшипник (рис. 17.1, а) воспринимает в основном радиальную силу и небольшую осевую любого направления, не требует регулировки, фиксирует вал в осевом направлении в обе стороны, является наиболее массовым и дешевым. Допустимый взаимный перекос осей колец до 8'. Сепаратор обычно штампованный, состоящий из двух половин, соединенных заклепками. При повышенных частотах вращения используют более дорогие массивные сепараторы.

Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами (см. рис. 17.2, а) предназначен для восприятия только радиальных сил, имеет более высокую грузоподъемность, чем шариковый радиальный. Такой подшипник очень чувствителен к перекосам колец. Перекосы вызывают на краях роликов концентрацию нагрузки, для уменьшения которой используют подшипники с модифицированным контактом: ролики или дорожки качения делают с небольшой выпуклостью, что приводит к повышению допускаемого угла перекоса с 2' до 6', а ресурса в 1,5...2 раза. **Подшипник с бортами на обоих кольцах** (см. рис. 17.2, б) воспринимает небольшую одностороннюю осевую силу, которая ограничивается силами трения на торцах роликов. Такой подшипник фиксирует вал в осевом направлении.

Игольчатый роликоподшипник (см. рис. 17.2, *д*) применяют при ограниченных радиальных размерах. Осевые силы эти подшипники не воспринимают.

Шариковый радиальный двухрядный сферический подшипник (см. рис. 17.1, *в)* является самоустанавливающимся, в нем допускается перекос осей колец до 4°, благодаря сферической поверхности дорожки качения наружного кольца. Подшипник воспринимает, наряду с радиальной, небольшую осевую силу любого направления. Сепараторы обычно штампованные.

Роликовый радиальный сферический двухрядный подшипник (см. рис. 17.2, *в)* отличается от сферического шарикоподшипника большей грузоподъемностью, но меньшей предельной частотой вращения. Сферические подшипники не требуют регулировки и фиксируют вал в осевом направлении.

Радиально-упорные подшипники.

Шарикоподшипник радиально-упорный (см. рис. 17.1, б) воспринимает комбинированную нагрузку: радиальную и одностороннюю осевую. Грузоподъемность этих подшипников выше, чем у радиальных шариковых, из-за большего числа тел качения, которые размещаются в подшипнике благодаря скосу на наружном или внутреннем кольце. Подшипник требует регулировки, фиксирует вал в осевом направлении только в одну сторону. Способность подшипника воспринимать нагрузку зависит от угла контакта α (угол между нормалью к площадке контакта наружного кольца с телом качения и плоскостью вращения подшипника). С ростом α осевая грузоподъемность подшипника растет, а радиальная снижается. Подшипники выполняются с углами α = 12, 26 и 36°. Для восприятия осевых сил обоих направлений **радиально-упорные подшипники устанавливают по два в опоре по схемам** (рис. 17.4, а, *б*).

Подшипник с разъемным внутренним кольцом (см. рис. 17.1, *г)* в зависимости от формы дорожек качения имеет трехточечный или четырехточечный контакт шарика с кольцами и воспринимает радиальную и двухстороннюю осевую силы.

Роликовый радиально-упорный конический подшипник (см. рис. 17.2, *г)* воспринимает радиальную и одностороннюю осевую силы. Обычно угол конуса наружного кольца α =10...17°. Подшипники с большими углами конуса α = 25...30° применяют в опоре для восприятия больших осевых сил. *Грузоподъемность радиально-упорных роликоподшипников выше, чем у радиально-упорных шариковых подшипников, но предельная частота и точность вращения ниже.*

Упорно-радиальные подшипники. **Шариковый (см. рис. 17.1, *д*) и роликовый упорно-радиальные подшипники** предназначены для восприятия значительной осевой и небольшой радиальной силы. Этот тип подшипников постепенно приходит на смену упорным подшипникам, прежде всего в быстроходных машинах.

Упорные подшипники. Упорный шариковый одинарный подшипник (см. рис. 17.1, *е)* воспринимает осевые силы только в одном направлении. Частоты вращения ограничены центробежными силами и гироскопическими моментами, действующими на шарики. Допустимый перекос колец до 2'.

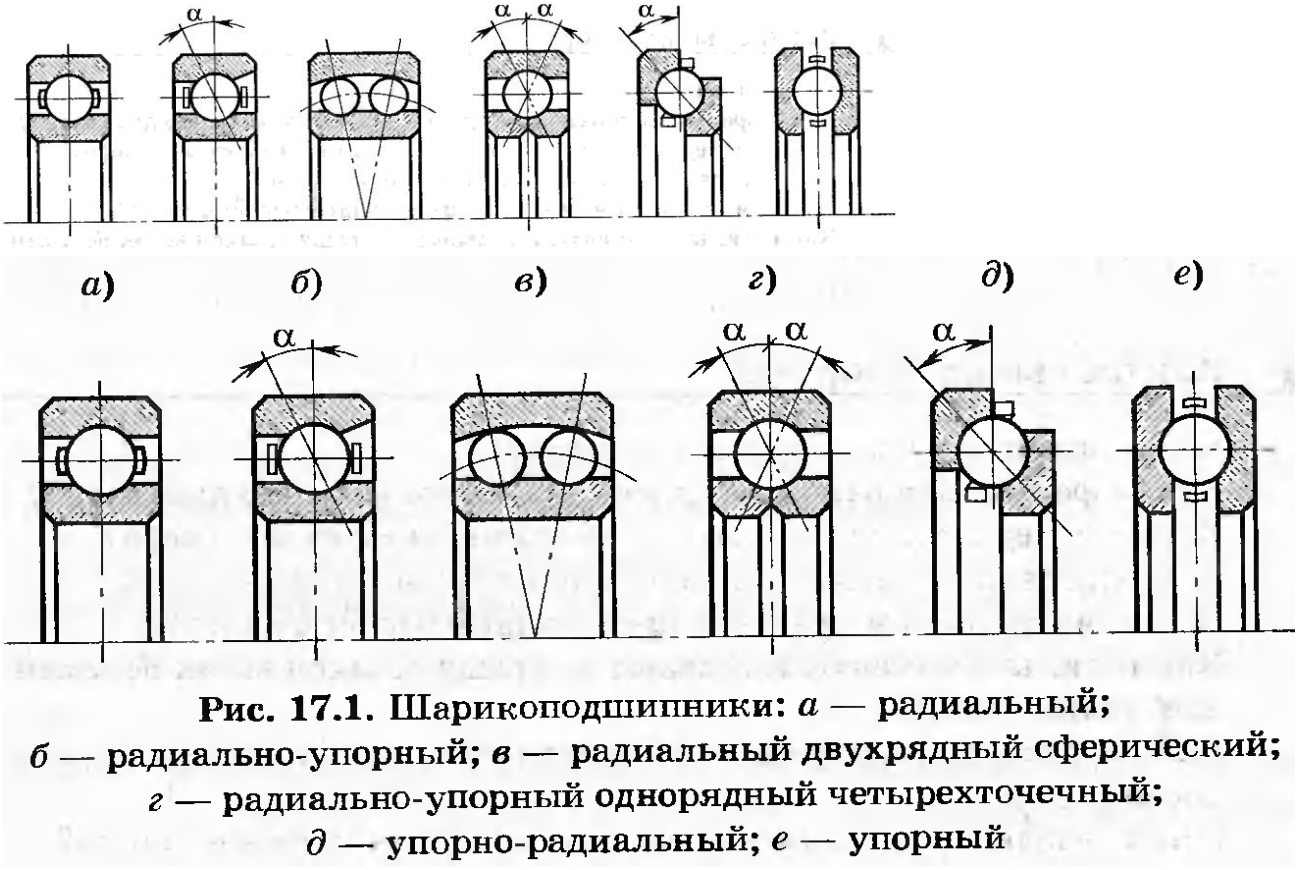


Рис. 17.1. Шарикоподшипники: *а* — радиальный; *б* — радиально-упорный; *в* — радиальный двухрядный сферический; *г* — радиально-упорный однорядный четырехточечный; *д* — упорно-радиальный; *е* — упорный

Рис. 17.1. Шарикоподшипники: а — радиальный; б — радиально-упорный; в — радиальный двухрядный сферический; г — радиально-упорный однорядный четырехточечный; д — упорно-радиальный; е — упорный

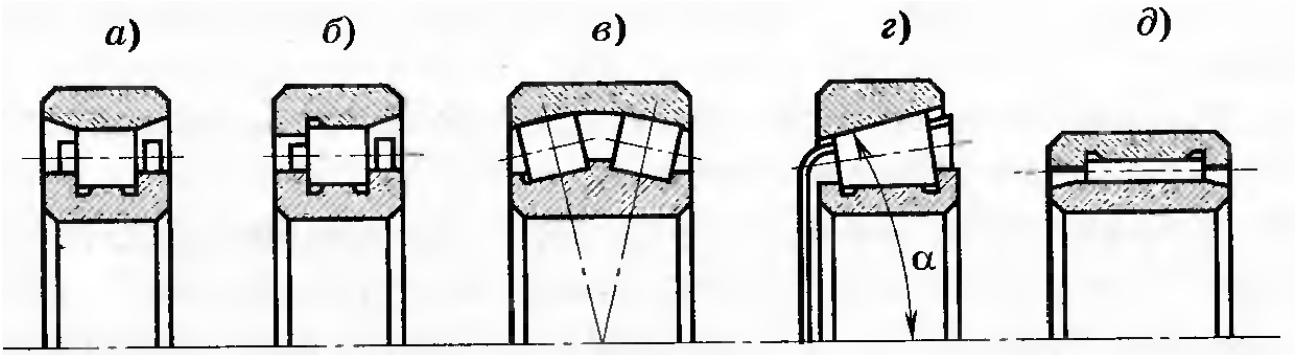


Рис. 17.2. Роликоподшипники: *а—б* — радиальные с короткими цилиндрическими роликами; *в* — радиальный сферический двухрядный; *г* — конический; *д* — игольчатый

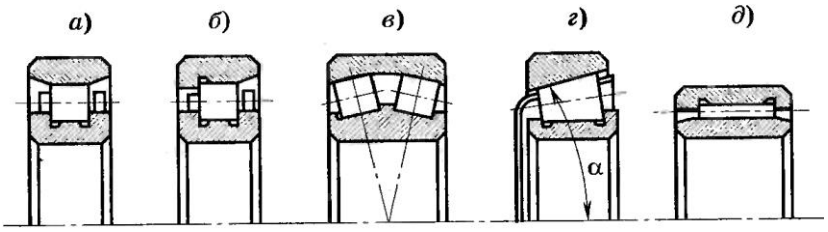


Рис. 17.2. Роликоподшипники: а—б — радиальные с короткими цилиндрическими роликами; в — радиальный сферический двухрядный; г — конический; д — игольчатый

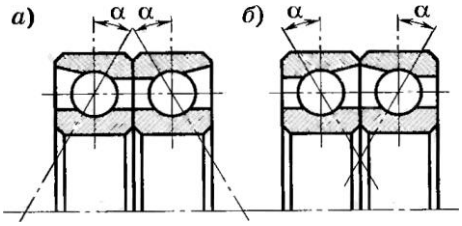


Рис. 17.4. Сдвоенные шариковые радиально-упорные подшипники

11.1.4. Понятие о размерной серии подшипника качения.

11.1.6. Опишите размерные серии подшипников качения (рис. 11.6).

Система условных обозначений

Условное обозначение подшипника наносят чаще всего на торец кольца.

Основное условное обозначение может быть составлено из семи цифр, условно обозначающих *внутренний диаметр подшипника, размерную серию, тип и конструктивные особенности.* Нули, стоящие левее последней значащей цифры, не проставляют. В этом случае число цифр в условном обозначении меньше семи, например 7208.

Две первые цифры справа образуют **число, которое обозначает диаметр *d* отверстия внутреннего кольца подшипника.** Для подшипников с d = 20...495 мм внутренний диаметр определяют умножением этого числа на 5. Так, подшипник 7208 имеет d = 40 мм.

Обозначения внутренних диаметров, не входящих в этот диапазон, см. ГОСТ 3189-89 "***Подшипники шариковые и роликовые. Система условных обозначений***".

Третья цифра справа обозначает **серию диаметров** и ***совместно с седьмой цифрой,*** обозначающей **серию ширин**, *определяет размерную серию подшипника* (рис.). В порядке увеличения наружного диаметра подшипника (при одном и том же диаметре отверстия) *серии бывают: особолегкая - 1, легкая - 2, средняя - 3, тяжелая - 4 и др.*

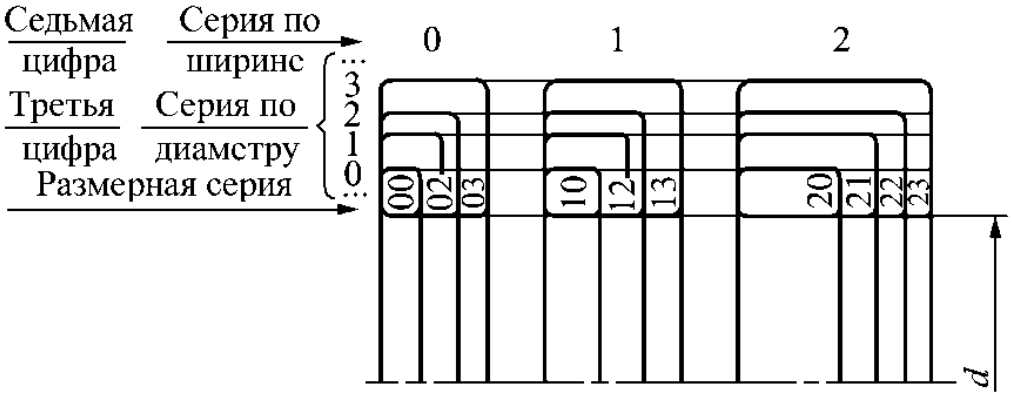


рис. 27. 3

Так, подшипник 7208 - серии диаметров 2.

Четвертая цифра справа обозначает **тип подшипника**:

Шариковый радиальный однорядный 0

Шариковый радиальный сферический двухрядный 1

Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами 2

Роликовый радиальный сферический двухрядный . 3

Шариковый радиально-упорный однорядный 6

Роликовый конический 7

Шариковый упорный, шариковый упорно-радиальный 8

Приведенный для примера подшипник 7208 является *роликовым коническим*.

Пятая* или *пятая* и *шестая цифры справа обозначают **конструктивную разновидность подшипников** (значение номинального угла контакта в радиально-упорных подшипниках, наличие уплотнений, защитных шайб или канавки на наружном кольце под упорное кольцо и др.).

Пятая и шестая цифры в обозначении подшипника 7208 отсутствуют: подшипник основного конструктивного исполнения (базовый типоразмер).

Седьмая цифра справа обозначает **серию по ширине и совместно с третьей цифрой, обозначающей серию диаметров, определяет размерную серию подшипника**. В порядке увеличения ширины подшипника (при одних и тех же наружном диаметре и диаметре отверстия) *серии ширин бывают: 0, 1, 2, 3 и др.* (см. рис. 27. 3).

Подшипники разных типов и серий имеют отличающиеся размеры, массу *m,* грузоподъемность C_r и предельную частоту вращения [n] (рис. 27.4).

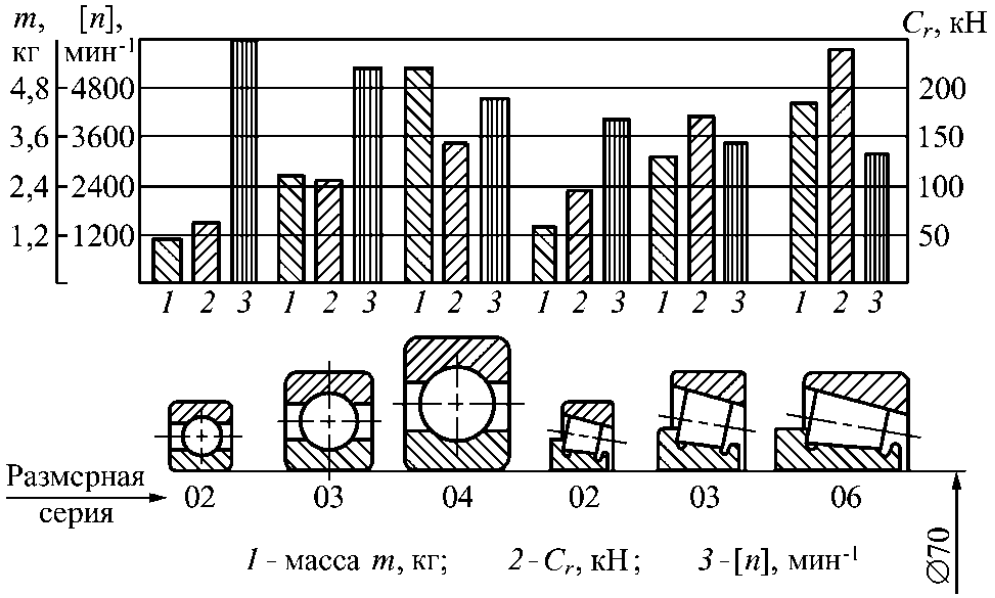


Рис. 27.4

Наиболее быстроходными из представленных являются радиальные *шарикоподшипники* размерной серии (02). Подшипники размерной серии (04) менее быстроходны, но грузоподъемность их выше. *Роликовые конические подшипники* характеризует большая, чем у шарикоподшипников равных размеров, грузоподъемность и меньшая предельная частота вращения.

Кроме цифр основного обозначения слева и справа от него могут быть ***дополнительные буквенные или цифровые знаки****, характеризующие специальные условия изготовления данного подшипника.*

Слева от основного обозначения проставляют знаки, определяющие ***класс точности*** (в порядке повышения точности): (8, 7, 0, 6X, 6, 5, 4, 2, T), ***группу радиального зазора*** (0, 1, 2, ..., 9; для радиально-упорных шариковых подшипников обозначают степень предварительного натяга: 1, 2, 3), ***ряд момента трения*** (1, 2, ..., 9) и ***категорию подшипника*** (A, B, C).

ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ. **ОБЩИЕ ТЕХНИЧЕСКИЕ УСЛОВИЯ. ГОСТ 520-89**

Установлены следующие классы точности подшипников, указанные в порядке повышения точности:

0, 6, 5, 4, 2, Т - для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников;

0, 6, 5, 4, 2 - для упорных и упорно-радиальных подшипников:

0, 6X, 6, 5, 4, 2 - для роликовых конических подшипников.

Установлены дополнительные классы точности подшипников - 8 и 7 - ниже класса точности 0 для применения по заказу потребителей в неответственных узлах.

Классы точности подшипников характеризуются значениями, предельных отклонений размеров, формы, положения поверхностей подшипников.

Классы точности перечислены в порядке повышения точности. В общем машиностроении применяют подшипники **нормального класса точности 0 и 6**. В изделиях высокой точности или работающих с высокой частотой вращения (шпиндельные узлы скоростных станков, высокооборотные электродвигатели и др.) применяют подшипники **классов 5 и 4**. Подшипники класса точности 2 используют в гироскопических приборах.

Знаки располагают в порядке перечисления справа налево от основного обозначения подшипника и отделяют от него знаком тире: *А125-3000205, где 3000205 - основное обозначение, 5 - класс точности, 2 - группа радиального зазора; 1 - ряд момента трения; А - категория подшипника.*

В примере подшипник 7208 - класса точности 0.

В зависимости от наличия дополнительных требований к уровню вибраций, отклонениям формы и расположения поверхностей качения, моменту трения и др. установлены ***три категории подшипников***: *А - повышенные регламентированные нормы; В - регламентированные нормы; С - без дополнительных требований*.

Возможные знаки справа от основного обозначения: *А - подшипник повышенной грузоподъемности; Е - сепаратор выполнен из пластических материалов (полимеры, текстолит); Р - детали подшипника из теплопрочных сталей; С1...С28 - подшипник закрытого типа при заполнении смазочным материалом; Т, Т1, Т5 - требования к температуре отпуска деталей подшипника и др.*

Пример условного обозначения подшипника с дополнительными знаками: А75-3180206ЕТ2С2 - подшипник шариковый радиальный однорядный (0) с двусторонним уплотнением (18) и диаметром отверстия 30 мм (06), серии диаметров 2, серии ширин 3, класса точности 5, радиальный зазор по группе 7, при отсутствии требований по моменту трения, категории А, с сепаратором из пластического материала (Е) , температура стабилизирующего отпуска колец 250 °С (Т2), заполнен на заводе-изготовителе смазочным материалом ЦИАТИМ-221 (С2) .

11.1.5. Установочные размеры для подшипников качения

При конструировании подшипниковых узлов необходимо обеспечить: надежное базирование подшипников по торцовым поверхностям колец для минимизации искажений дорожек качения и лучшего восприятия осевых нагрузок; достаточные зазоры между деталями подшипника и поверхностями деталей, контакт с которыми не предусмотрен; возможность регулирования и демонтажа подшипников.

Стандартами установлены установочные размеры подшипников качения в значимости от их размеров

ГОСТ 20226-82 - Подшипники качения. Заплечики для установки подшипников качения. Размеры

ВЫБОР ТИПОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

На выбор типа подшипника качения влияют следующие факторы:

а) нагрузка (ее величина и направление);

б) способ осевого фиксирования вала;

в) расположение подшипников в одном или разных корпусах;

г) упрощение конструкции и унификация опор.

Рассмотрим выбор типа подшипника, устанавливаемого в одном корпусе (редуктор, коробка скоростей и т.д.).

Для прямозубых передач, когда на опоры действует только радиальная нагрузка F_r, а также для косозубых передач, у которых совместно с силой F_r действует небольшая осевая нагрузка F_a (при этом $F_a < 0{,}3\ F_r$), ориентируются на радиальные шариковые однорядные подшипники.

Для косозубых передач при $F_a > 0{,}3\ F_r$, а также для конических передач рекомендуется использование в опорах радиально-упорных подшипников: конических роликовых при частоте вращения вала $n < 3000$ мин $^{-1}$ или шариковых при $n \approx 3000$ мин $^{-1}$.

В опорах плавающего вала шевронной передачи, а также сдвоенной косозубой передачи (образующей шеврон) применяют радиальные подшипники: с короткими цилиндрическими роликами, шариковые однорядные или двухрядные сферические. Выбор типа радиального подшипника в данном случае определяется конструктивной схемой установки плавающего вала.

Следует, однако, отметить, что с целью унификации подшипников в редукторе иногда устанавливают однотипные подшипники во всех опорах, даже если условия нагрузки ряда опор и не требуют этого

Из всех серий выпускаемых подшипников наибольшее распространение получили легкая и средняя серии

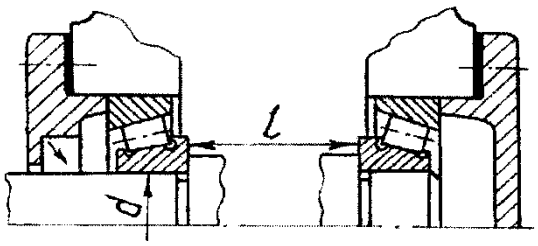
СХЕМЫ УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

выделить две группы валов:

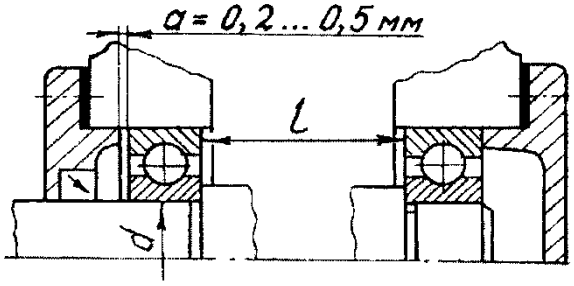
1-я группа - фиксированные в осевом направлении (рис. 4.1, схемы 1…3);

2-я группа - самоустанавливающиеся в осевом направлении (рис. 4.1, схема 4).

Схема 1 («враспор»)

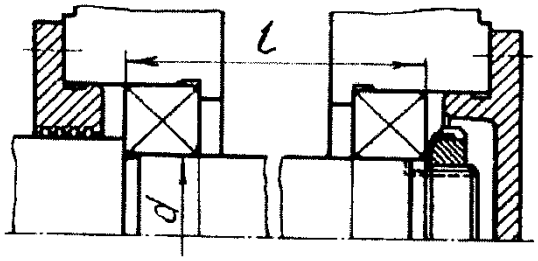


Вариант 1.1

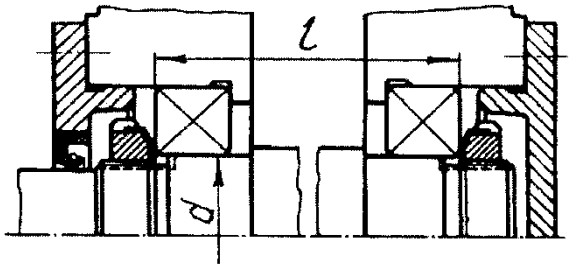


Вариант1.2

Схема 2 («врастяжку»)

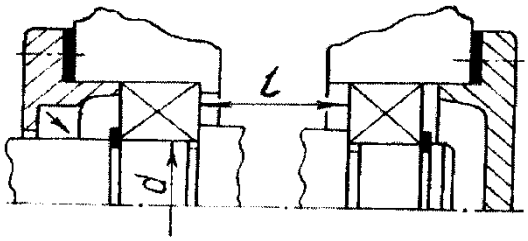


Вариант 2.1

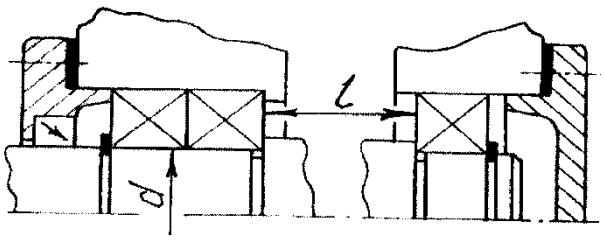


Вариант2.2

Схема 3 (одна опора фиксирующая, вторая плавающая)

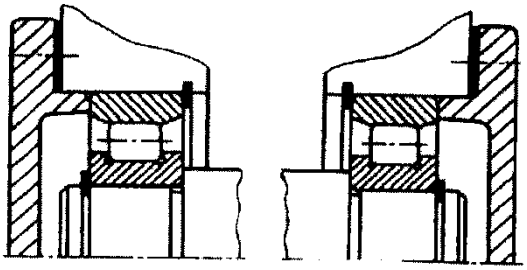


Вариант 3.1

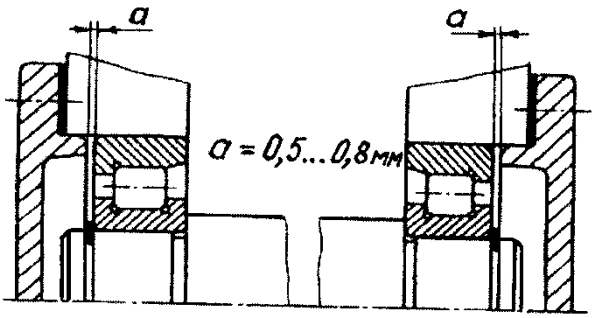


Вариант 3.2

Схема 4 (плавающий вал)



Вариант 4.1



Вариант 4.2

11.1.6. Характер и причины отказов подшипников качения.

11.1.7. Критерии работоспособности подшипников качения.

Укажите характер и причины отказов подшипников качения. Запишите их критерии работоспособности.

Характер и причины отказов подшипников качения

1. **Усталостное выкрашивание** *рабочих поверхностей колец и тел качения в виде раковин или отслаивания под действием переменных контактных напряжений*. К основным источникам зарождения трещин относятся неметаллические включения в стали, глубокие шлифовальные риски, микронеровности. **Усталостное выкрашивание является основным видом разрушения подшипников** при хорошем смазывании и защите от попадания абразивных частиц. Его обычно наблюдают после длительной работы.

2. **Смятие** *рабочих поверхностей дорожек и тел качения* (образование лунок и вмятин) вследствие местных пластических деформаций под действием вибрационных, ударных или значительных статических нагрузок.

3. **Абразивное изнашивание** вследствие плохой защиты подшипника от попадания абразивных частиц (строительные, дорожные, сельскохозяйственные машины, ткацкие станки). Применение совершенных конструкций уплотнений подшипниковых узлов уменьшает изнашивание рабочих поверхностей подшипника.

4**. Разрушение сепараторов** *от действия центробежных сил и воздействия на сепаратор разноразмерных тел качения.* Этот вид разрушения - основная причина потери работоспособности быстроходных подшипников.

5. **Разрушение колец и тел качения** *вследствие перекосов колец или вследствие перегрузок ударного характера* (скалывание бортов, раскалывание колец и др.). При качественном монтаже и правильной эксплуатации разрушение элементов подшипников не должно иметь места.

Внешними признаками нарушения работоспособности подшипников являются: *потеря точности вращения*, *повышенный шум и вибрации*, *повышение сопротивления вращению и температуры*.

Критерии работоспособности. *Основными критериями работоспособности подшипников качения являются сопротивление контактной усталости и статическая контактная прочность*.

Современный **расчет подшипников качения** базируется только на двух критериях:

1) **Расчет на статическую грузопо**дъемность по остаточным деформациям

2) **Расчет на ресурс (долговечность)** по усталостному выкрашиванию

11.1.8. Испытание подшипников качения на ресурс.

Выведите формулу для определения расчетного ресурса подшипника качения, которую получают на основании испытаний подшипников на ресурс (рис. 11.19, б-11.20,б). Поясните величины, входящие в эту формулу.

Ресурс - *продолжительность работы подшипника до появления первых признаков усталости материала тел качения или колец*. Принято ресурс подшипника обозначать буквой **L (Life)** и выражать *числом миллионов оборотов одного кольца относительно другого* L_n *или часами работы* L_h.

$$L_h = \frac{10^6 L_n}{60n}$$

n *– частота вращения внутреннего или наружного кольца подшипника, мин*$^{-1}$

Основные расчетные зависимости для подбора подшипников получены на основе экспериментального исследования образцов и натурных подшипников. Закономерности образования усталостных трещин, приводящих к выкрашиванию, у образцов и подшипников одинаковы.

На рис. приведена **кривая усталости для образцов**, изготовленных по стандартной для подшипниковой промышленности технологии. По оси ординат отложены контактные напряжения σ_{H}, рассчитанные по теории Герца; по оси абсцисс - ресурс, выраженный числом N циклов перемен напряжения до разрушения. Из приведенной зависимости следует, что чем выше напряжения в контакте тел качения и колец подшипника, тем раньше начинается процесс усталостного разрушения.

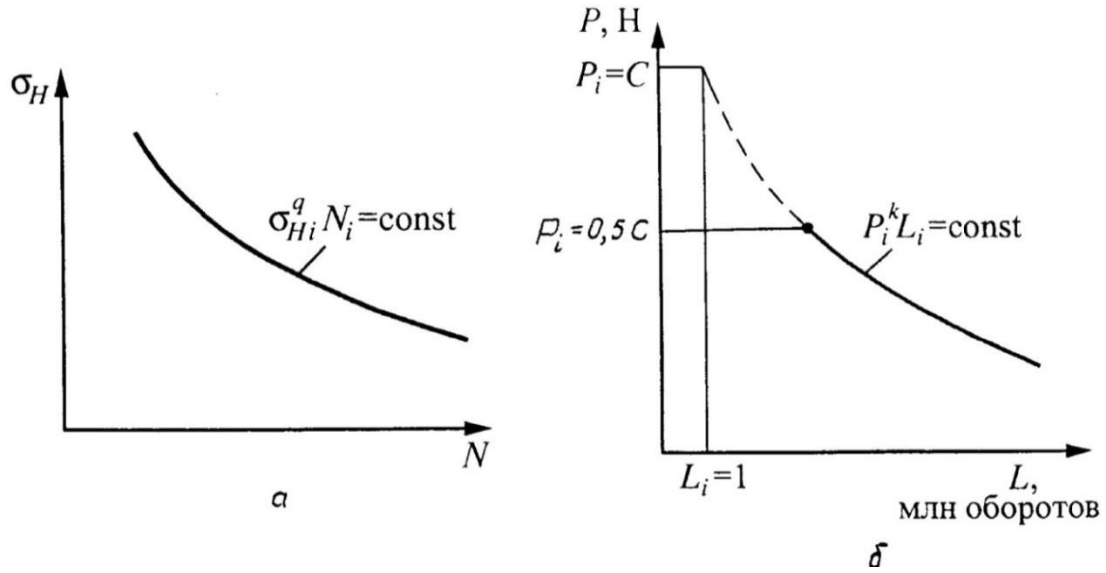


Рисунок 11.19. Кривая усталости для стандартных образцов (а) и натурных подшипников

По результатам испытаний 20...30 образцов при одном и том же уровне напряжений ресурс имеет значительное рассеяние. Максимальное значение может отличаться от минимального в 50...100 раз.

Рассеяние результатов испытаний возникает вследствие статистической природы процесса усталостного разрушения, обусловливаемой микроструктурной неоднородностью металла: разными размерами, формой и ориентировкой зерен металла, наличием различных структурных фаз, неметаллических включений, различной ориентацией кристаллической решетки, а также случайными изменениями в микрогеометрии и структуре поверхностного слоя и т.д.

В отличие от образцов подшипник представляет собой сложную систему, состоящую из нескольких контактирующих тел (тела качения, наружное и внутреннее кольца). Долговечность деталей подшипника зависит от характеристик сопротивления усталости материала, значения контактных напряжений, конструкции подшипника.

Нагрузку P на образец или подшипник определяют по контактным напряжениям σ_{H}: для точечного контакта P пропорциональна σ_{H}^3 , для линейного P пропорциональна σ_{H}^2 .

На основе экспериментальных исследований установлена следующая зависимость между действующей на подшипник нагрузкой P и его ресурсом L :

$$P_i^k L_i = const$$

где k - показатель степени кривой усталости (k = 3 для шариковых и k = 10/3 для роликовых подшипников).

Теоретически кривую усталости, полученную опытным путем, можно экстраполировать в область больших нагрузок - штриховой участок на рис.. Принимая ресурс подшипника L_i = 1 млн оборотов и обозначая нагрузку P_i , соответствующую этому ресурсу, через С, в соответствии с уравнением кривой усталости можно записать

$$P_i^k L_i = C^k \cdot 1$$

Опустив индекс i, получают формулу для вычисления ресурса L (млн оборотов) в зависимости от действующей на подшипник нагрузки P (Н) в общем виде:

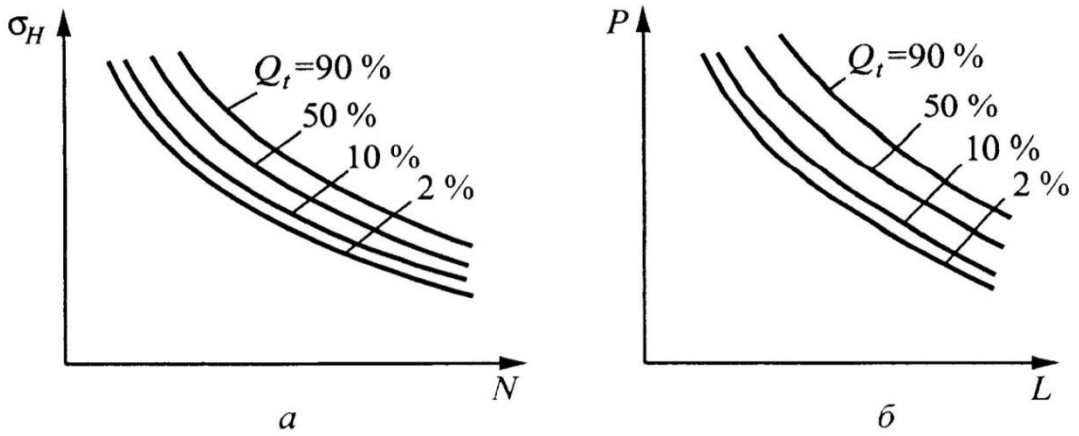
$$L = \left({}^{C}/_{P}\right)^{k}$$

Нагрузку С (Н) называют **базовой динамической грузоподъемностью подшипника**.

При L=1 млн оборотов контактные напряжения превышают допустимые, поэтому зависимость справедлива при $P \leq 0.5C$.

Ввиду значительного рассеяния характеристик сопротивления усталости результаты испытаний обрабатывают методами математической статистики. Распределение отказов подшипников описывают распределением Вейбулла.

На основании статистической обработки строят полную вероятностную диаграмму усталости, отображающую зависимость между действующим напряжением $\sigma_{\text{Н}}$ (нагрузкой P), числом N циклов до разрушения (ресурсом L) и вероятностью Qt разрушения (рис. а, б).



Полная вероятностная диаграмма усталости для стандартных образцов (а) и натурных подшипников (б) (Q_t – вероятность отказа по усталостному разрушению)

При оценке результатов испытаний подшипников используют значения L_{10}- ресурса, соответствующего вероятности Q_t = 10 % отказа подшипников по усталостному разрушению. (90% вероятность безотказной работы)

Базовая динамическая грузоподъемность С—это такая постоянная сила, которую подшипник может воспринимать в течение 1 млн. оборотов без появления признаков усталости не менее чем у 90% из определенного числа подшипников, подвергающихся испытаниям.

Значения базовой динамической грузоподъемности для всех типоразмеров стандартных подшипников приведены в каталогах

Для радиальных и радиально-упорных подшипников под С понимают базовую динамическую радиальную грузоподъемность C_r.

Для упорных и упорно-радиальных подшипников расчет ведут по базовой динамической осевой грузоподъемности C_a . Комплект сдвоенных подшипников рассчитывают как один двухрядный. В случае выхода из строя одного подшипника заменяют весь комплект.

Для сдвоенных радиально-упорных шариковых подшипников суммарная базовая динамическая грузоподъемность

$$C_{r\Sigma} = 1.625C_r$$

для конических роликоподшипников

$$C_{r\Sigma} = 1.714C_r$$

(здесь C_r — базовая динамическая грузоподъемность одного подшипника).

11.1.9. Расчет подшипников качения на заданный ресурс. Эквивалентная динамическая нагрузка для радиальных, радиально-упорных и упорных подшипников качения.

Предварительно выбранные подшипники качения подлежат **проверке на динамическую грузоподъемность (на заданный ресурс или долговечность)**, а при низкой частоте вращения – **на статическую грузоподъёмность**.

Проверочный расчет подшипников по динамической грузоподъёмности (долговечности) для предупреждения усталостного выкрашивания выполняют при частоте вращения кольца $n \geq 10$ мин$^{-1}$.

Если подшипники воспринимают внешнюю нагрузку в неподвижном состоянии или вращаясь с частотой $n < 10$ мин$^{-1}$, то их проверяют по статической грузоподъёмности на предотвращение возникновения пластических деформаций.

Расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности (на заданный ресурс или долговечность) регламентирует ГОСТ 18855-93, по статической грузоподъемности – ГОСТ 18854-93.

Проверочный расчет подшипников по динамической грузоподъемности (на заданный ресурс или долговечность)

Пригодность предварительно выбранного подшипника при частоте вращения $n \geq 10$ мин$^{-1}$ определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности $C_{расч}$ с базовой C или базовой долговечности (расчетного ресурса) при 90%-ой надежности L_{10h} с требуемой L_h:

$$C_{\text{расч}} \leq C$$

$$L_{10h} \geq L_h$$

Для радиальных и радиально-упорных подшипников условие имеет вид:

$$C_{r\,\text{расч}} = P_r \sqrt[p]{\frac{60nL_hK_{HE}}{10^6 a_{23}}} \leq C_r$$

$$L_{10h} = a_{23}\frac{10^6}{60nK_{HE}}\left(\frac{C_r}{P_r}\right)^p \geq L_h$$

Для упорных и упорно-радиальных подшипников условие записывают следующим образом:

$$C_{a\ \text{расч}} = P_a \sqrt[p]{\frac{60nL_hK_{HE}}{10^6 a_{23}}} \le C_a$$

$$L_{10h} = a_{23}\frac{10^6}{60nK_{HE}}\left(\frac{C_a}{P_a}\right)^p \ge L_h$$

$C_{r\ \text{расч}}$, $C_{a\ \text{расч}}$ - расчетные радиальная и осевая динамические грузоподъемности, Н; P_r, P_a - радиальная и осевая эквивалентные динамические нагрузки, Н; p = 3 – для шариковых и p = 10/3 ≈3,33 - для роликовых подшипников; n – частота вращения одного из колец подшипника, мин$^{-1}$; L_h - требуемая долговечность (ресурс) подшипника, ч; K_{HE} - коэффициент режима нагрузки; a_{23} - коэффициент, характеризующий совместное влияние на ресурс подшипника качества металла колец, тел качения и условий эксплуатации; C_r, C_a - базовые радиальная и осевая динамические грузоподъемности подшипника (Н)

Эквивалентная динамическая нагрузка *P*:

а) для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$P_r = (VXR_r + YR_a)K_\text{Б}K_T$$

б) для упорных подшипников

$$P_a = R_aK_\text{Б}K_T$$

в) для упорно-радиальных подшипников

$$P_r = (XR_r + YR_a)K_\text{Б}K_T$$

R_r, R_a - радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник, Н; *X*, *Y* – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок; *V* – коэффициент вращения, зависящий от того, какое кольцо подшипника вращается (при вращении внутреннего кольца *V* = 1, наружного – *V* = 1,2); $K_\text{Б}$ - коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (для редукторов всех типов $K_\text{Б}$ = 1,3…1,5); K_T - температурный коэффициент (при рабочей температуре подшипника t ≤ 100 ºС K_T = 1).

Рассмотрим более подробно определение радиальной R_r и осевой R_a сил, нагружающих подшипник.

При проверочном расчете подшипников качения радиальная сила R_r - суммарная радиальная реакция соответствующей опоры (для опоры А – $R_{r\text{A}}$, для опоры В – $R_{r\text{B}}$).

11.1.10. Особенности определения осевых сил, нагружающих радиальные подшипники, при осевом фиксировании вала по схеме «враспор» и «врастяжку», а также по схеме «одна опора фиксирующая, вторая – плавающая».

Относительно осевой силы R_a необходимо отметить следующее.

При установке вала на **шариковых радиальных подшипниках** осевая сила R_a, нагружающая подшипник, равна внешней осевой силе F_a, действующей на вал (более точно F_a - это результирующая внешняя сила для вала, на котором установлено несколько зубчатых колес с осевыми усилиями в зацеплении). При этом считают, что осевую силу F_a воспринимает подшипник, ограничивающий осевое перемещение вала под действием этой силы.

Например, при установке вала на **шариковых радиальных подшипниках по схеме “враспор**” (рис. а) для случая, когда внешняя сила F_a направлена в сторону левой опоры А имеем :

$$R_{a\text{A}} = F_a$$
$$R_{a\text{B}} = 0$$

При изменении направления F_a в сторону правой опоры В получим: $R_{a\text{A}}$ = 0; $R_{a\text{B}} = F_a$.

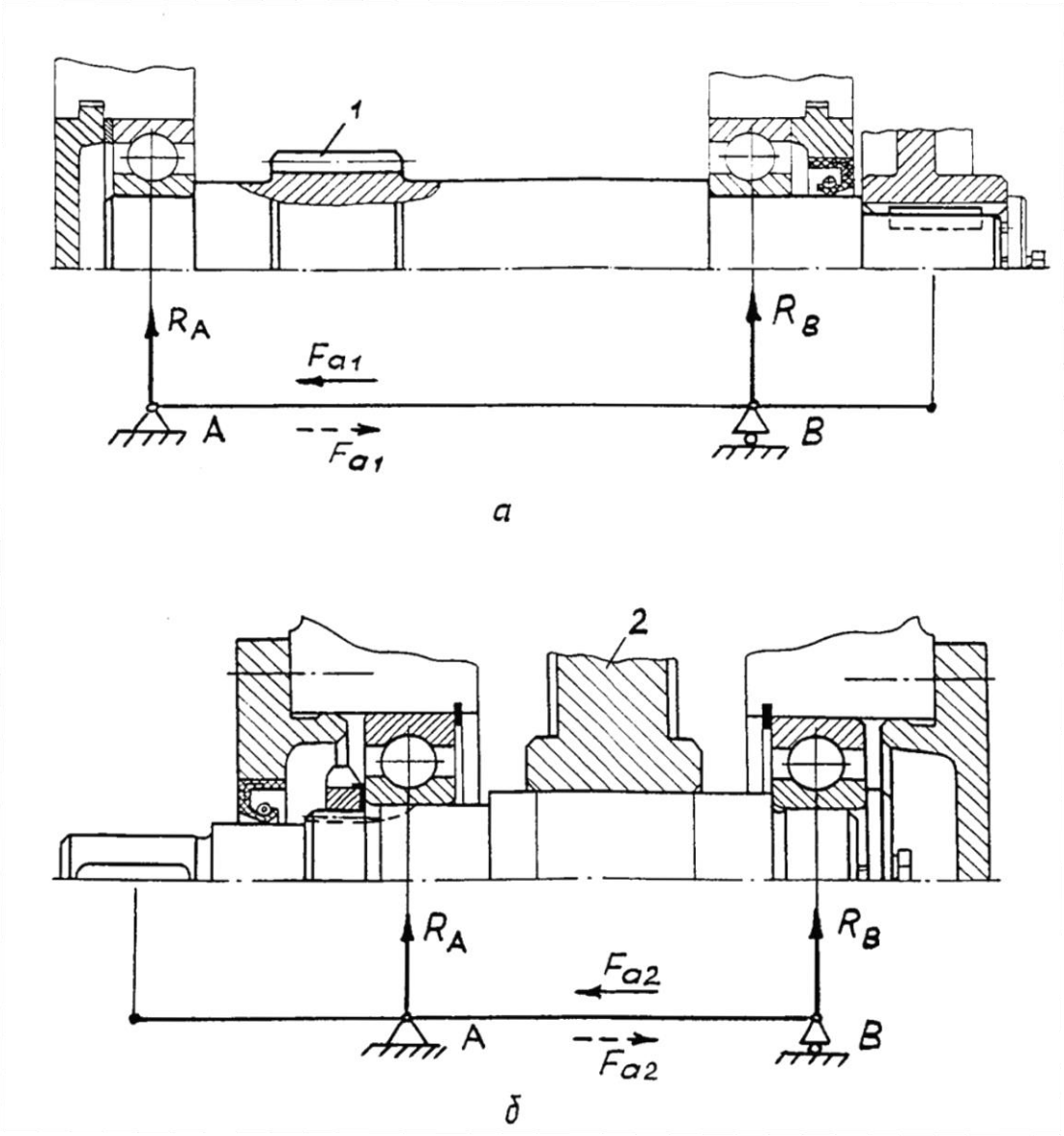


Рис. Осевое фиксирование вала по схеме "враспор"(а) и "врастяжку" (б) при применении в опорах радиальных подшипников

При установке вала на **шариковых радиальных подшипниках по схеме “врастяжку”** (рис. б) для случая, когда внешняя сила F_a направлена в сторону левой опоры А имеем :

$$R_{a\text{A}} = 0;$$
$$R_{a\text{B}} = F_a.$$

При изменении направления F_a в сторону правой опоры В получим:

$$R_{a\text{A}} = F_a$$
$$R_{a\text{B}} = 0$$

Если эти же подшипники установлены по схеме «**одна опора фиксирующая, вторая плавающая»** (например, **левая опора А фиксирующая, правая В – плавающая,** см. рис. 4.1) и вал нагружен осевой силой F_a, направленной в сторону левой фиксирующей опоры А, тогда :

$$R_{a\mathrm{A}} = F_a$$
$$R_{a\mathrm{B}} = 0$$

При изменении направления силы F_a (будет направлена в сторону плавающей правой опоры В) имеем:

$$R_{a\mathrm{A}} = F_a$$
$$R_{a\mathrm{B}} = 0$$

Если F_a = 0 (для прямозубых зубчатых колес), то для опор А и В :

$$R_{a\mathrm{A}} = 0$$
$$R_{a\mathrm{B}} = 0$$

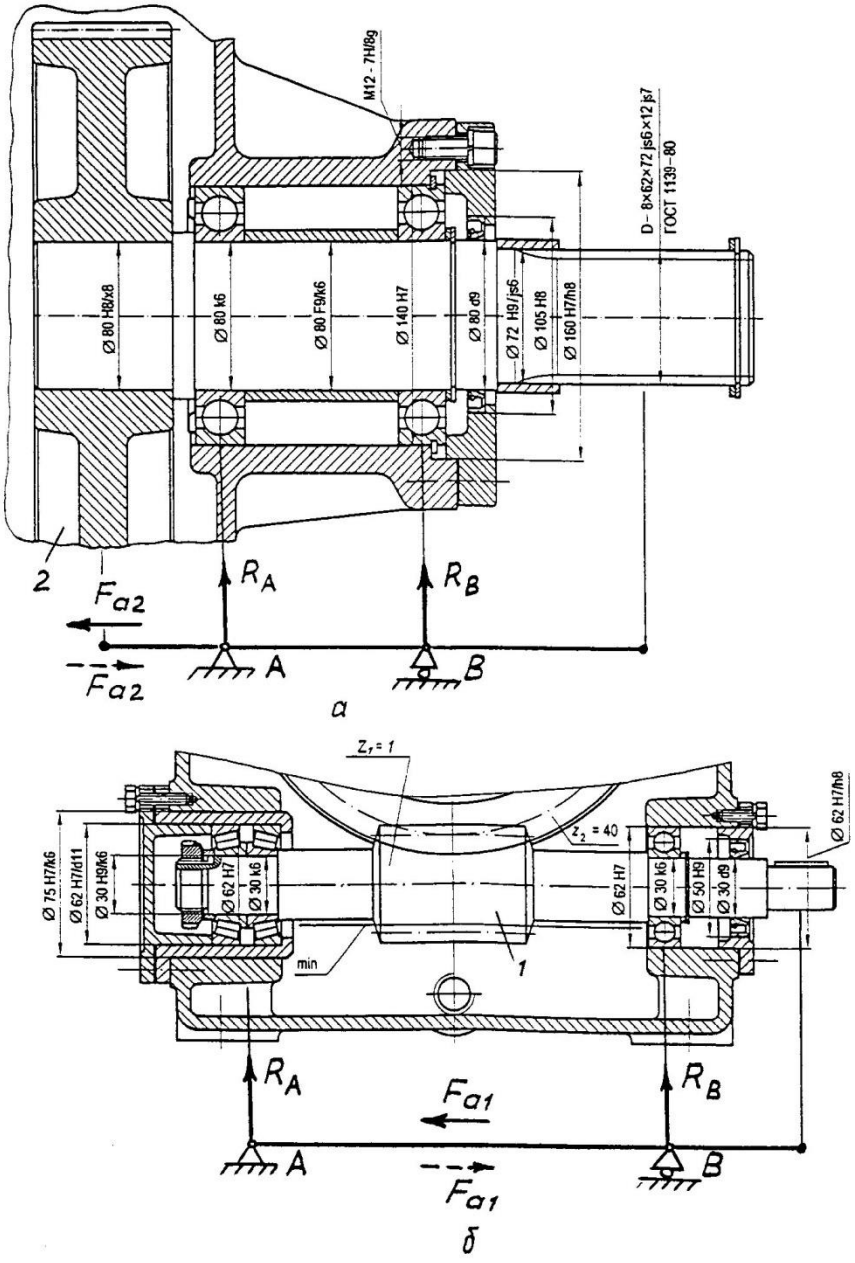


Рисунок 11.22. Осевое фиксирование вала по схеме "одна опора фиксирующая, вторая плавающая

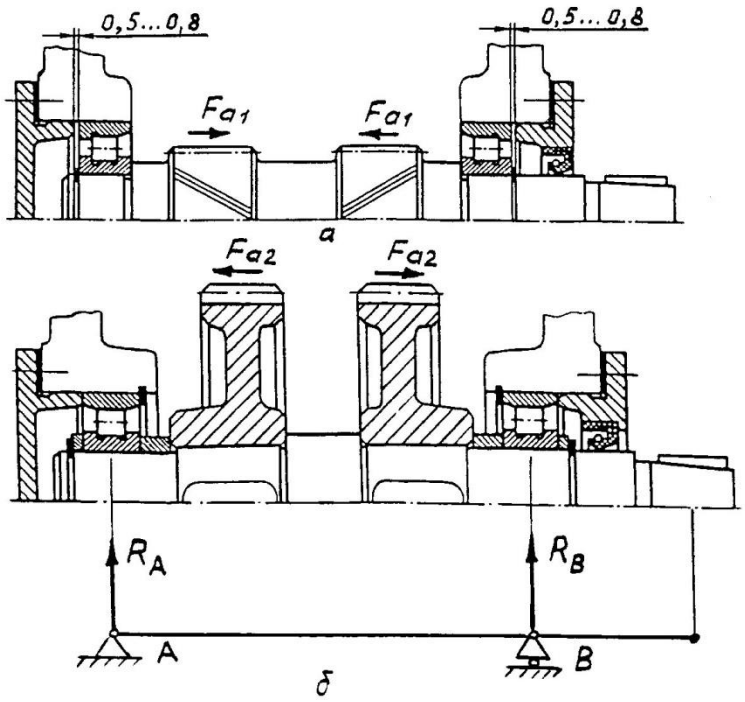


Рисунок 11.23. Установка вала по схеме "плавающий вал"

11.1.11. Особенности определения осевых сил, нагружающих радиально-упорные подшипники, при осевом фиксировании вала по схеме «враспор» и «врастяжку».

Более сложным является определение осевых сил R_a , нагружающих подшипники, при установке вала на **радиально-упорных подшипниках (шариковых или роликовых).** *В данном случае осевые силы R_a находят с учетом **осевых составляющих R_S от действия радиальных нагрузок R_r.***

Появление осевых составляющих R_S в радиально-упорных подшипниках связано с наклоном контактных линий, причем, значение этих сил зависит от типа используемого подшипника и угла контакта α.

Следует отметить, что на величину R_S оказывают влияние также условия сборки подшипникового узла и принятая схема установки подшипников.

Рассмотрим определение осевых составляющих R_S для радиально-упорных подшипников.

Для шариковых радиально-упорных подшипников

$$R_S = e \cdot R_r$$

где e – коэффициент осевого нагружения, принимаемый в зависимости от отношения iR_a/C_{or} (i –число рядов тел качения, C_{or} - базовая статическая радиальная грузоподъемность данного подшипника)

Для конических роликоподшипников

$$R_S = 0{,}83e \cdot R_r$$

где коэффициент осевого нагружения e

Осевые составляющие R_S от действия радиальных нагрузок R_r стремятся раздвинуть кольца подшипников в осевом направлении. Этому препятствуют упорные буртики вала и корпуса с соответствующими реакциями R_{a1} и R_{a2} (см. табл. 10.4).

Условие нераздвигания колец, что обеспечивает нормальную работу радиально-упорных подшипников:

$$R_{a1} \geq R_{s1}$$
$$R_{a2} \geq R_{s2}$$

В табл. приведены формулы для определения осевых сил R_{a1} и R_{a2} в отдельных частных случаях.

Осевые нагрузки R_{a1} и R_{a2} для радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников

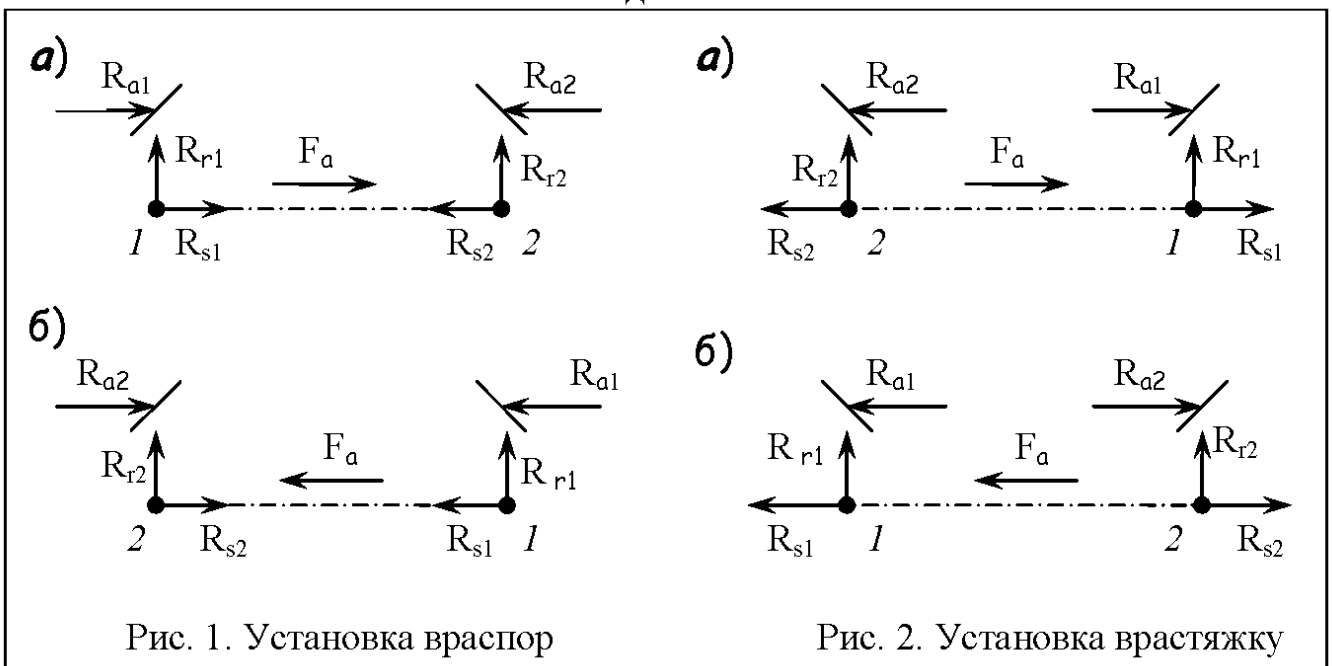


Рис. 1. Установка враспор

Рис. 2. Установка врастяжку

Соотношение сил	Осевая нагрузка
$R_{s1} \geq R_{s2}$; $F_a \geq 0$	$R_{a1} = R_{s1}$; $R_{a2} = R_{a1} + F_a$
$R_{s1} < R_{s2}$; $F_a \geq R_{s2} - R_{s1}$	
$R_{s1} < R_{s2}$; $F_a < R_{s2} - R_{s1}$	$R_{a2} = R_{s2}$; $R_{a1} = R_{a2} - F_a$

Примечания: 1.Цифрой 2 обозначен подшипник, воспринимающий осевую результирующую внешнюю силу F_a. 2. На рассматриваемых рисунках и схемах суммарные радиальные реакции R_{r1} и R_{r2}, а также их осевые составляющие R_{s1} и R_{s2} приведены к оси вала. 3. По стандарту нагрузки R_r и R_a обозначены соответственно F_r и F_a.

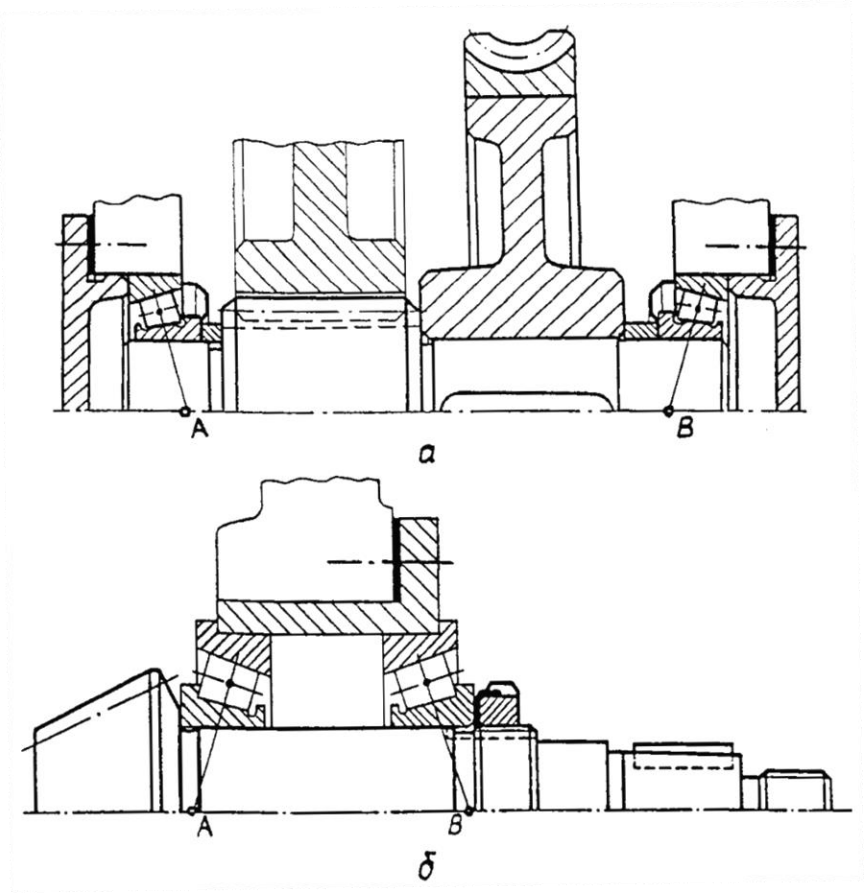


Рисунок 11.24. Осевое фиксирование вала по схеме "враспор" (а) и "врастяжку" (б) при применении в опорах радиально-упорных подшипников

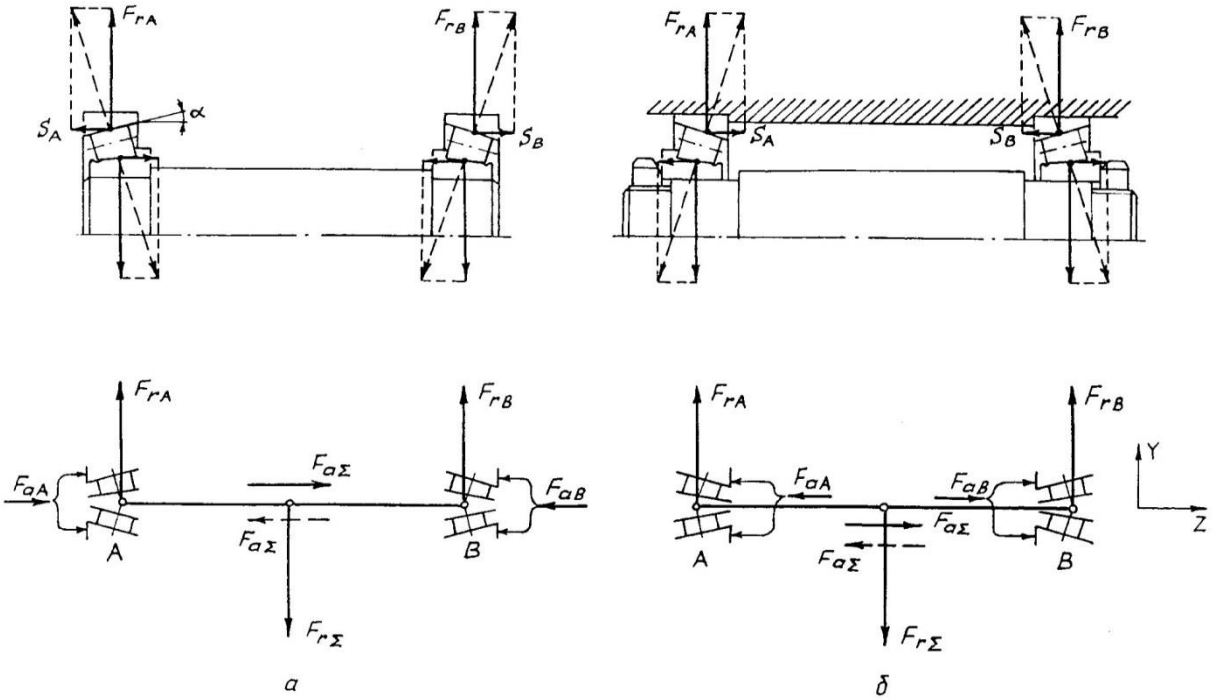


Рисунок 11.25. К расчету осевых сил, нагружающих радиально-упорные подшипники опор вала при его осевом фиксировании по схеме "враспор" (а) и "врастяжку"

11.1.12. Проверка и подбор подшипников качения по статической грузоподъемности.

Базовая статическая грузоподъемность подшипников C_0 — это такая статическая сила, которой соответствует общая остаточная деформация тел качения и колец в наиболее нагруженной точке контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения.

При этом под C_0 понимают радиальную силу для радиальных и радиально-упорных подшипников, осевую силу для упорных и упорно-радиальных.

Статическую грузоподъемность для радиальных и радиально-упорных подшипников обозначают $C_{0г}$, для упорных и упорно-радиальных — C_{0a} и указывают в каталогах.

Проверочный расчет подшипников по статической грузоподъемности

Проверяют (и подбирают) подшипники по статической грузоподъемности при малых частотах вращения n < 10 мин $^{-1}$, когда число циклов нагружений мало и не вызывает усталостных разрушений.

Условие проверки и подбора

$$P_0 \leq C_0$$

P_0 – эквивалентная статическая нагрузка, C_0 – статическая грузоподъемность

Условие проверки и подбора **радиальных и радиально-упорных подшипников**

$$P_{or} \leq C_{or},$$

где P_{or} – *эквивалентная радиальная статическая нагрузка*, Н; C_{or} – базовая радиальная статическая грузоподъемность, Н

Для радиальных и радиально-упорных подшипников P_{or} определяют по формуле

$$P_{or} = (X_0 R_r + Y_0 R_a) \geq R_r,$$

где R_r, R_a – радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник, Н;

X_0,Y_0 – коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок

Если получилось $P_{or} < R_r$, то принимают $P_{or} = R_r$.

Для упорно-радиальных и упорных подшипников *эквивалентная осевая статическая нагрузка*

$$P_{0a} = X_0 R_r + Y_0 R_a$$

Выбор посадок подшипников качения

Различают три случая нагружения колец подшипников:

циркуляционное - кольцо вращается относительно постоянной по направлению нагрузки;

местное - кольцо неподвижно относительно постоянной по направлению нагрузки;

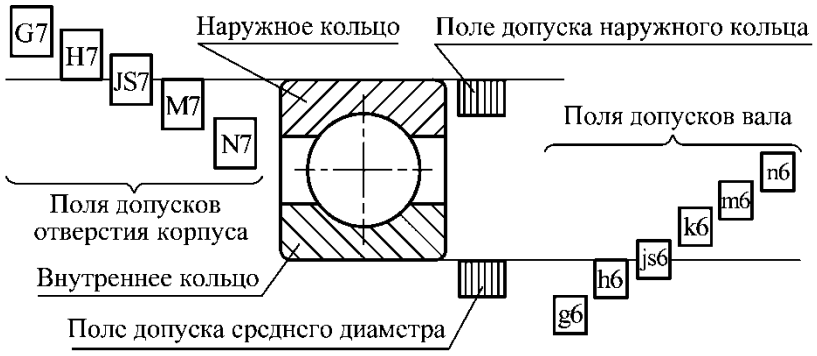
колебательное - кольцо не совершает полного оборота относительно постоянной по направлению нагрузки.

При циркуляционном нагружении соединение колец с валом или корпусом должно быть выполнено обязательно ***с натягом,*** исключающим проворачивание и обкатывание кольцом сопряженной детали. При недостаточном натяге и циркуляционном нагружении между кольцом и посадочной поверхностью может появиться зазор в разгруженной зоне, что приводит к обкатыванию кольцом сопряженной поверхности, ее развальцовке, контактной коррозии, истиранию, снижению точности вращения и разбалансировке.

При местном нагружении применяют посадки, допускающие небольшой ***зазор.***

Обкатывания кольцами сопряженных деталей при таком нагружении не происходит, а нерегулярное проворачивание невращающегося кольца полезно, так как меняется положение его зоны нагружения, что способствует повышению ресурса подшипника. Кроме того, такое сопряжение облегчает осевые перемещения колец при монтаже, при регулировании зазоров в подшипниках и при температурных деформациях.

Посадки подшипников отличаются от обычных расположением и значением полей допусков на посадочные поверхности колец. Подшипник является основным комплектующим изделием, не подлежащим в процессе сборки дополнительной доводке. Требуемые посадки в соединении колец получают назначением соответствующих полей допусков на диаметры вала или отверстия в корпусе (рис.). Особенностью является то, что в подшипниках качения поле допуска на средний диаметр отверстия внутреннего кольца располагают не вверх от нулевой линии (не "в плюс"), а вниз ("в минус"). Этим гарантируют получение натягов в соединениях внутреннего кольца с валами, имеющими поля допусков ***k, m*** **и n.** Поле допуска на диаметр наружного кольца располагают как обычно - "в минус" или "в тело детали" (рис.).



Интенсивность нагружения подшипникового узла оценивают отношением эквивалентной нагрузки *P* к базовой динамической грузоподъемности С.

В соответствии с этим различают **режимы нагружения**:

легкий - *P/C* $\leq$0,07;

нормальный - 0,07 < P/C $\leq$ 0,15;

тяжелый - *P/C* > 0,15.

Режимам с большими значениями отношения P/C должны соответствовать более плотные посадки. Роликовые подшипники работают, как правило, при больших нагрузках, поэтому и посадки роликоподшипников более плотные, чем шарикоподшипников.

Для подшипников класса точности 0 выбор полей допусков вала и отверстия корпуса можно производить по табл.10.6 и 10.7.

Поле допуска вала

Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы подшипника	Поля допуска вала при установке подшипников	
		шариковых	роликовых

Местное	Требуется перемещение внутреннего кольца на валу	g6	$g6$
	Не требуется перемещение внутреннего кольца на валу	h6	h6
Циркуляционное	$P_r \leq 0{,}15C_r$	k6; js6	k6; m6
	$P_r > 0{,}15C_r$	m6	n6
Примечание. P_r – эквивалентная динамическая нагрузка; C_r – базовая радиальная динамическая грузоподъемность подшипника по каталогу.			

Поле допуска отверстия корпуса

Вид нагружения наружного кольца	Режим работы подшипника	Поле допуска отверстия корпуса
Местное	Наружное кольцо имеет возможность перемещения в осевом направлении	$H7$
Циркуляционное	Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	$N7$

ТЕМА 12. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

1.ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЯХ

Резьбовые соединения - это соединения деталей машин с помощью резьбы. Эти соединения относят к разъемным, так как они легко и быстро обеспечивают сборку и разборку соединяемых деталей.

Основной элемент резьбового соединения – резьба, расположенная по винтовой линии на поверхности детали. Винтовую линию образует гипотенуза прямоугольного треугольника при навертывании его на прямой круговой цилиндр (рис. 1, а). Если по винтовой линии перемещать контур какой-либо фигуры (треугольника, трапеции и т.п.), лежащей в плоскости, проходящей через ось цилиндра, то эта фигура образует резьбу соответствующего профиля (рис. 1,б).

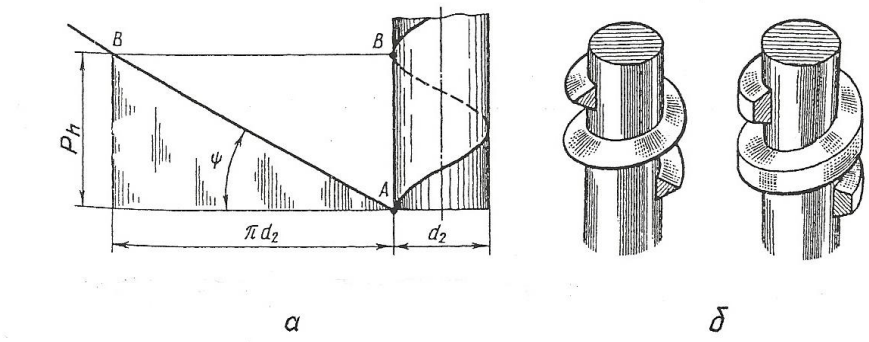


Рис. 1. Образование винтовой линии (а) и резьбы (б)

Классификация резьб. В зависимости от *формы поверхности*, на которой образуется резьба, различают *цилиндрическую* и *коническую* резьбы. Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническая резьба применяется в основном для плотных соединений масленок, пробок и т.п.

В зависимости от *формы профиля* различают резьбу:

треугольную (рис. 2, а);

упорную (рис. 2,б);

трапецеидальную (рис. 2,в);

прямоугольную (рис. 2, г);

круглую (рис. 2, д).

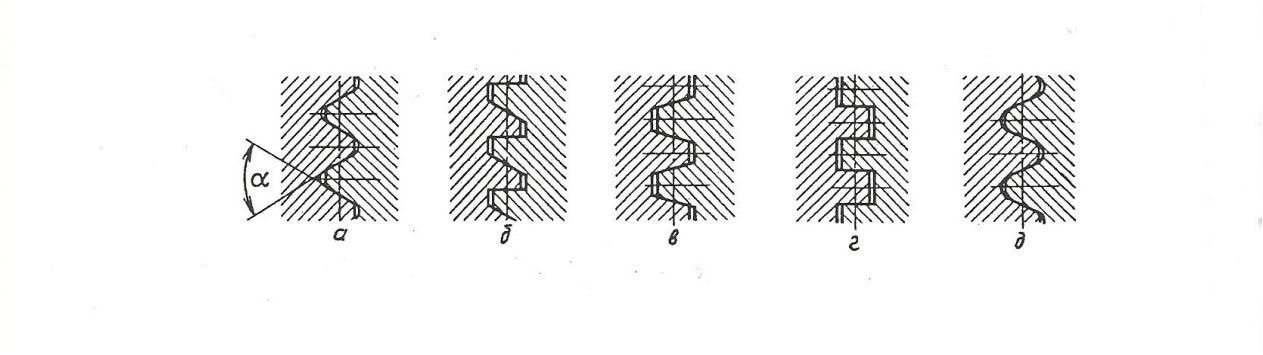


Рис. 2. Профили резьб

В зависимости от *направления винтовой линии* резьбы бывают *правые* (рис. 3, а) и *левые* (рис. 3, б). У правой резьбы винтовая линия поднимается слева вверх направо, у левой – справа вверх налево. Наиболее распространена правая резьба. Левая резьба имеет ограниченное применение.

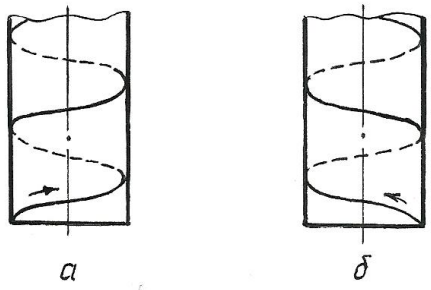


Рис. 3. Правая (а) и левая (б) резьбы

В зависимости от *числа заходов* резьбы делят на *однозаходные* (рис. 4, а), *двухзаходные* (рис. 4, б) и т.д. *Многозаходные* резьбы получаются при перемещении по винтовым линиям нескольких (n) профилей, равномерно расположенных по окружности основания цилиндра. Заходность резьбы обычно определяют по числу витков, сбегающих с торца резьбового стержня.

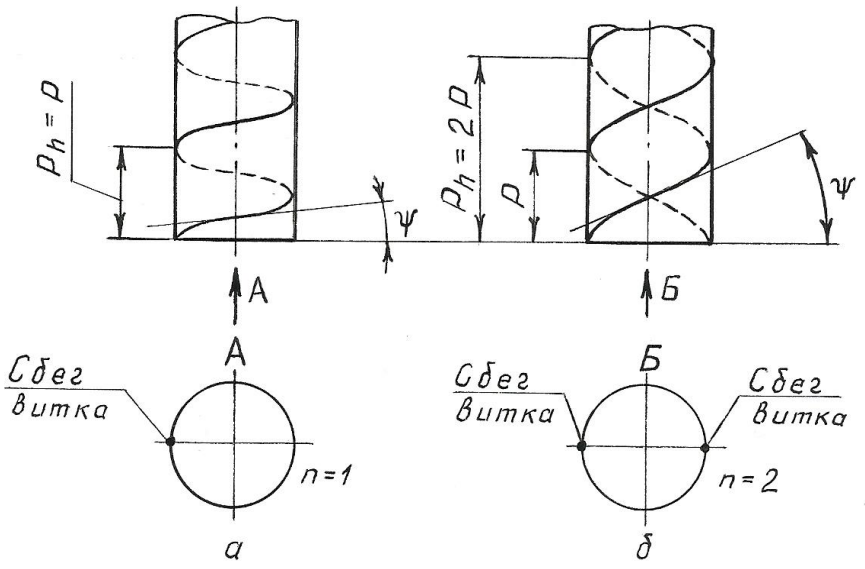


Рис. 4. Примеры правых однозаходной (а) и двухзаходной (б) резьб

По *назначению* резьбы разделяют на следующие группы [2] :

1. *Крепежные резьбы*. Предназначены в основном для скрепления деталей. Крепежные резьбы выполняют только однозаходными, как правило треугольного профиля. Этот профиль резьбы характеризуется повышенным трением, обеспечивающим меньшую опасность ослабления затянутой резьбы, а так же высокой прочностью и технологичностью. В однозаходной резьбе наименьший угол подъема витка, что также способствует предохранению резьбы от самоотвинчивания, особенно при переменных нагрузках и вибрациях.

2. *Крепежно – уплотняющие резьбы*. Применяют в основном в соединениях, требующих герметичности (в соединениях трубопроводов и в арматуре). Эти резьбы также выполняют однозаходными треугольного профиля, но без радиальных зазоров во избежание вытекания жидкости и с плавными закруглениями.

3. *Резьбы для передачи движения*. Применяют в грузовых и ходовых винтах. Для уменьшения трения эти резьбы выполняют трапецеидальными с симметричным профилем и несимметричным профилем (упорные). Иногда (но значительно реже) эти резьбы выполняют прямоугольного профиля.

Трапецеидальная резьба с симметричным профилем является основной для реверсивной передачи винт-гайка. Используют в этой передаче и многозаходные резьбы. Число заходов больше трех применяют редко.

Упорные резьбы предназначены для восприятия больших осевых сил, действующих в одном направлении (резьбовые хвостовики грузовых крюков, винты прессов, домкратов и т.д.).

Однако, как указывает проф. Д.Н. Решетов [2], приведенное выше деление резьб по назначению не является строгим. Так, например, для особо точных ходовых винтов с малым шагом используют резьбу треугольного профиля, а в качестве крепежной – упорную резьбу.

Методы изготовления резьбы:

1. Нарезками вручную метчиками или плашками (при ремонте машин и в индивидуальном производстве).
2. Нарезкой на токарно-винторезных станках.
3. Фрезерованием на специальных резьбофрезерных станках (для винтов больших диаметров с повышенными требованиями к точности резьбы: резьбы на валах; винты резьбовых передач и т.п.).
4. Накаткой на специальных резьбонакатных станках – автоматах (большинство резьб стандартных крепежных деталей: болты, винты и шпильки; накатка существенно упрочняет резьбовые детали).
5. Выдавливанием (на тонкостенных деталях из жести или пластмассы).
6. Литьем (на деталях из стекла, пластмассы или металлокерамики).

Достоинства резьбовых соединений:

1. Высокая нагрузочная способность и надежность.
2. Обеспечение многократной сборки – разборки.
3. При небольшой силе на ключе создание значительной осевой силы затяжки вследствие клинового действия резьбы (например, для винта М12 при силе на ключе 180 Н осевая сила затяжки составляет ≈ 12000 Н).
4. Обеспечение не только соединения деталей, но и регулирование их осевого положения.
5. Малая стоимость, обусловленная стандартизацией и высокопроизводительными процессами изготовления.

Недостатки. Главный недостаток резьбовых соединений – сравнительно большие размеры фланцев для размещения гаек или головок болтов. Кроме того, резьба создает повышенную концентрацию напряжений на поверхности резьбовой детали, что снижает ее сопротивление усталости при переменных напряжениях.

2. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ РЕЗЬБЫ

Рассмотрим геометрические параметры цилиндрической резьбы (рис. 5), где термин «наружная резьба» относится к болту, винту и шпильке, а также к любой цилиндрической поверхности с наружной резьбой, а термин «внутренняя резьба» - к гайке или корпусу:

d – наружный диаметр наружной резьбы (номинальный диаметр резьбы);

D – наружный диаметр внутренней резьбы ($D=d$);

d_1 – внутренний диаметр наружной резьбы;

D_1 – внутренний диаметр внутренней резьбы ($D_1 = d_1$);

d_2 – средний диаметр наружной резьбы, т.е. диаметр воображаемого цилиндра, на котором толщина витка резьбы равна ширине впадины;

D_2 – средний диаметр внутренней резьбы ($D_2 = d_2$);

P – шаг резьбы, т.е. расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков в осевом направлении (рис. 4);

P_h – ход резьбы, т.е. расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении (см. рис. 4, б); для однозаходной резьбы $P_h = P$; для многозаходных резьб $P_h = nP$, где n – число заходов (на рис. 4, б n=2 и $P_h = 2P$); ход P_h равен осевому перемещению винта при повороте на один оборот в неподвижной гайке;

α – угол профиля резьбы, т.е. угол между смежными боковыми сторонами резьбы в плоскости осевого сечения;

ψ – угол подъема резьбы (см. рис. 1, а), т.е. угол, образованный винтовой линией по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной оси винта:

$$tg\psi = \frac{P_h}{\pi d_2}. \qquad (1)$$

Из формулы (1) следует, что угол ψ возрастает с увеличением заходности резьбы.

Профиль резьбы характеризуется так же:

а) высотой исходного треугольника резьбы H, т.е. треугольника, вершины которого образуются точками пересечения продолженных боковых сторон профиля резьбы;

б) рабочей высотой профиля резьбы H_1, равной длине проекции участка взаимного перекрытия профилей сопрягаемых наружной и внутренней резьб на перпендикуляр к оси резьбы.

3. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ РЕЗЬБ

3.1. РЕЗЬБЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ

Метрическая резьба (рис. 5). Широко используется для большинства реьбовых соединений как крепежная, а также для точных винтовых пар измерительных инструментов. Все ее размеры измеряются в миллиметрах (отсюда ее название – метрическая). Имеет профиль в виде равностороннего треугольника (α=60º). Изготовляется по стандарту.

Вершины профиля наружной резьбы срезаны по прямой на расстоянии $H/8$, а вершины профиля внутренней резьбы – на расстоянии $H/4$ от вершин исходного треугольника резьбы.

Профиль впадин у наружной и внутренней резьбы не регламентируется, но у наружной резьбы предпочтительно закругление дна впадины радиусом $R = H/6 \approx 0{,}144P$.

Высота исходного треугольника резьбы

$$H = \frac{P}{2} ctg30^\circ \approx 0{,}866P.$$

Рабочая высота профиля

$$H_1 = H - \frac{H}{8} - \frac{H}{4} = 0{,}625H \approx 0{,}541P.$$

Так как основные размеры профиля метрической резьбы определяют в долях от шага P, то с изменением шага резьбы изменяются и размеры профиля по геометрическому подобию.

Стандартом предусмотрены метрические резьбы с различными шагами (крупным и мелким) при одинаковом наружном диаметре d резьбы (рис. 5, б). Так, для резьбы М16 крупный шаг – 2 мм, мелкие шаги – 1,5; 1; 0,75; 0,5 мм. Меньшему шагу соответствует больший внутренний диаметр d_3.

Для крепежных деталей основной является резьба с крупным шагом. Статическая несущая способность этой резьбы выше, чем резьбы с мелким шагом. Она также менее чувствительная к изнашиванию и неточностям изготовления.

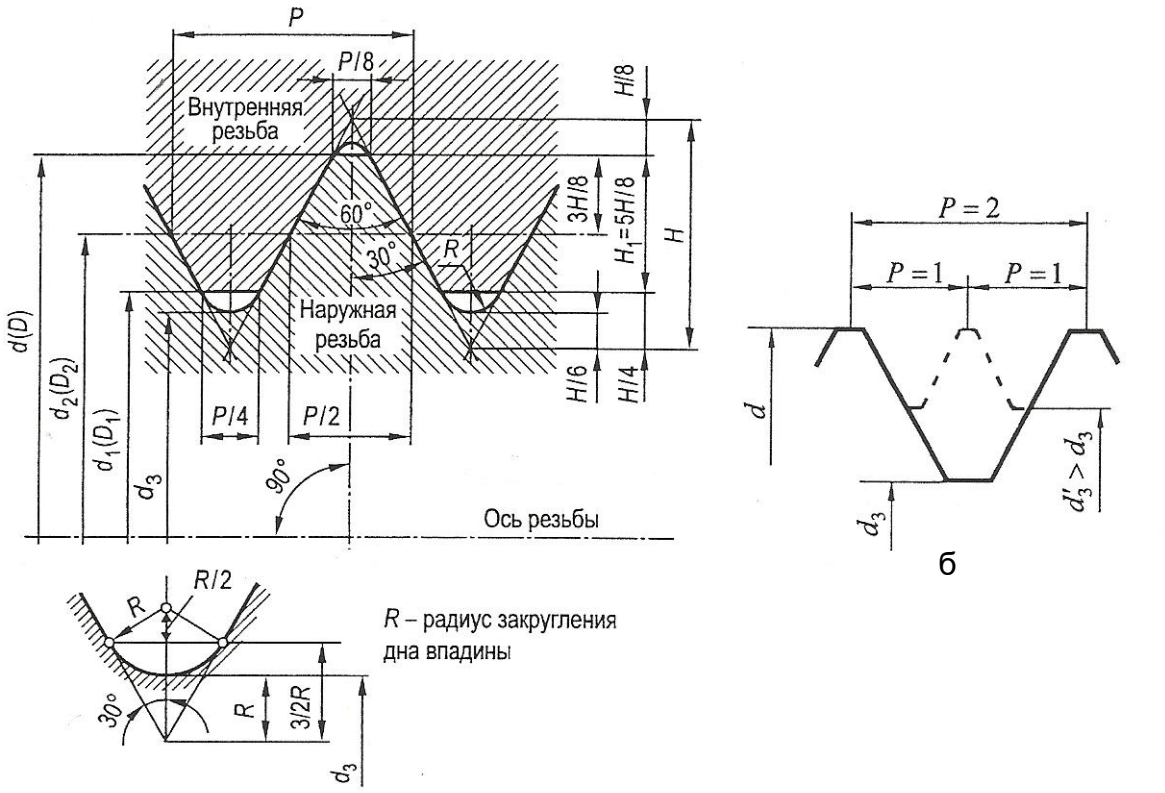


Рис.5. Метрическая цилиндрическая резьба [7]: а – элементы метрической резьбы ($H \approx 0{,}866P$; $H_1 \approx 0{,}541P$); б – резьба с крупным и мелким шагом

Резьбы с мелким шагом меньше ослабляют деталь и отличаются повышенным самоторможением (при малом шаге P угол подъема винтовой линии ψ мал). Области применения метрической резьбы с мелкими шагами: резьбовые соединения, подверженные действию переменных нагрузок (крепление колеса автомобиля, свечи зажигания ДВС); полые тонкостенные детали; регулировочные устройства (приборы, точная механика).

Следует отметить, что радиальные зазоры в соединении наружной и внутренней метрических резьб делают это соединение негерметичным.

Метрическую резьбу с крупным шагом обозначают буквой М и числом, выражающим наружный диаметр d резьбы в миллиметрах, например М16, а для метрической резьбы с мелкими шагами дополнительно указывают шаг в миллиметрах, например М16 × 1,5.

Трубная резьба (рис.6). Трубную цилиндрическую резьбу используют в цилиндрических резьбовых соединениях труб и арматуры трубопроводов, а также в соединениях внутренней цилиндрической резьбы с наружной конической резьбой.

Трубная резьба имеет симметричный треугольный профиль с углом профиля α=55°. Закругленные вершины и впадины и отсутствие зазора по ним обеспечивают герметичность соединения.

Трубная цилиндрическая резьба стандартизована (ГОСТ 6357 – 81). По данному стандарту (а также по международному стандарту) обозначение трубной резьбы задают в дюймах (1 дюйм=25,44 мм) по внутреннему диаметру трубы с наружной резьбой (от 1/16" до 6"). В стандарте указывается число шагов z на длине 25,44 мм (от 28 до 11).

В указанном диапазоне внутреннего диаметра трубы шаг резьбы P= 0,907…2,309 мм, наружный диаметр (d=D) = 7,723…163,830 мм. Диаметры d_2 (D_2) и d_1 (D_1) в стандарте также указаны в мм. Таким образом, трубная цилиндрическая резьба – это резьба с мелким шагом.

Деталь с внутренней трубной цилиндрической резьбой, используемая для соединения труб с наружной трубной цилиндрической резьбой, называется муфтой.

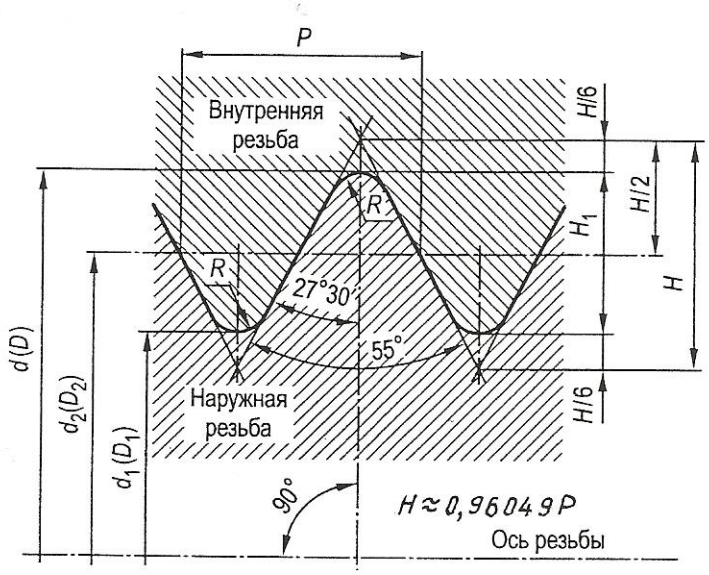


Рис.6. Трубная цилиндрическая резьба [7]

Трапецеидальная резьба (рис.7). Это основная резьба для механизмов, передающих усилие в обоих направлениях (ходовые винты, винты суппортов станков и др.). Она имеет профиль симметричной трапеции с углом профиля α=30°. Характеризуется меньшими потерями на трение, чем треугольная резьба, удобна в изготовлении и более прочна, чем прямоугольная резьба.

Трапецеидальная резьба стандартизована в диапазоне номинальных диаметров *d*=8…640 мм. Изготовляется однозаходной и многозаходной. Предусмотрена возможность применения резьб с мелкими, средними и крупными шагами.

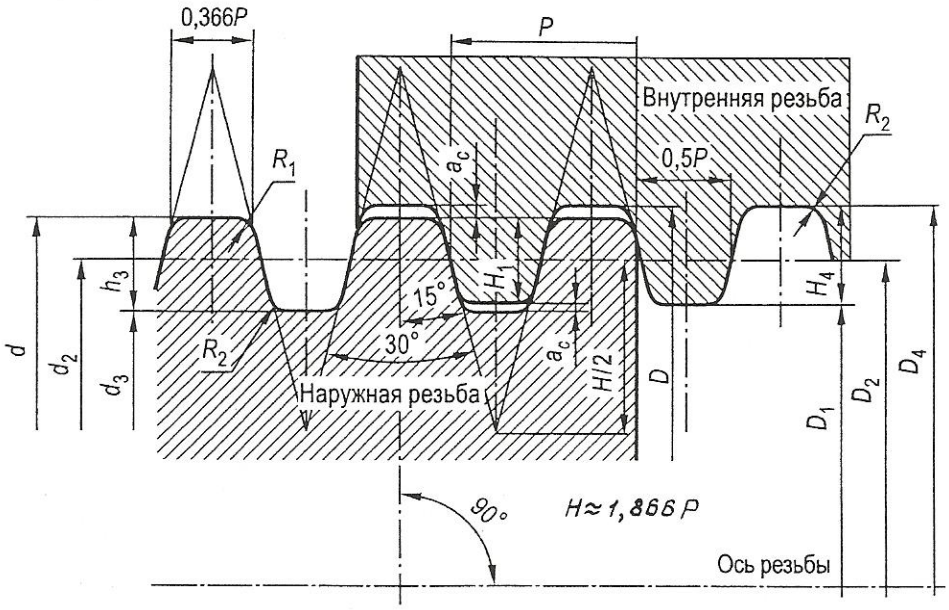


Рис.7. Трапецеидальная резьба [7]: H_1=0,5*P*; d_2= *d* - 0,5*P*; d_3= *d* - 2 h_3

D_1=*d* – *P*; D_2=d_2 ; D_4=0,5*P*

Упорная резьба (рис.8). Имеет профиль неравнобочной трапеции с углом α=27˚ . Для возможности изготовления резьбы фрезерованием и повышения КПД рабочая сторона профиля имеет угол наклона 3˚ (резьба с углом наклона профиля 0˚ неудобна в изготовлении). Угол наклона нерабочей стороны 30˚ . Предусмотрен значительный радиус *R* закругления впадины, что повышает сопротивление усталости винта. Резьба стандартизована. Используется в передаче винт – гайка при больших односторонних осевых нагрузках (винты прессов, домкратов, нажимные устройства прокатных станов, резьбовые хвостовики грузовых крюков и т.д). Изготовляется однозаходной и многозаходной.

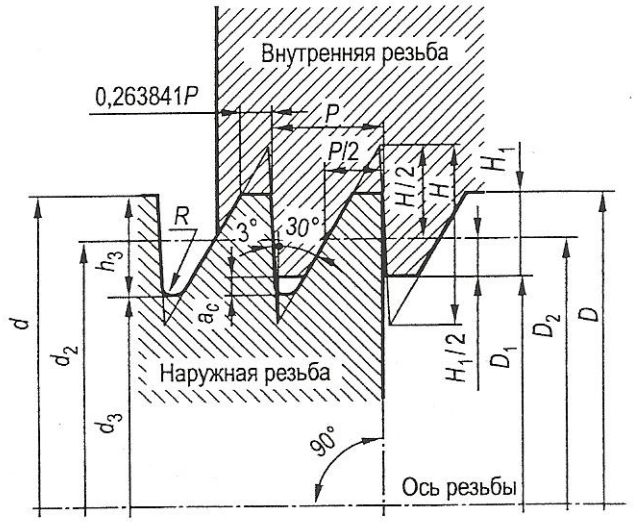


Рис.8. Упорная резьба [7]: H=1,587911P; H_1=0,75P; a_c= 0,117767P; h_3= H_1+ a_c=0,867767P; R=0,124271P

Прямоугольная резьба (рис.9). Ранее широко применялась в передаче винт-гайка. В настоящее время не стандартизована и почти вытеснена трапецеидальной резьбой, как более технологичной.

Профиль прямоугольной резьбы – квадрат. Изготовляют ее резцами на токарно-винторезные станках. Этот способ имеет низкую производительность. Изготовить данную резьбу более производительным способом на резьбофрезерных станках невозможно, так как для образования чистой поверхности резьбы у фрезы должны быть режущими не только передние, но и боковые грани [1].

Круглая резьба (рис.10). Профиль резьбы состоит из дуг, сопряженных короткими прямыми линиями. Угол профиля α=30° . Резьба стандартизирована. Применяется для винтов, подверженным большим динамическим напряжениям, а также часто завинчиваемых и отвинчиваемых в загрязненной среде (вагонные стяжки, пожарная арматура). Большие радиусы закруглений исключают значительную концентрацию напряжений. Загрязняющие частицы, попадающие в круглую резьбу, выжимаются в ее радиальные зазоры.

Технологична при изготовлении отливкой, накаткой и выдавливанием на тонкостенных металлических и пластмассовых деталях.

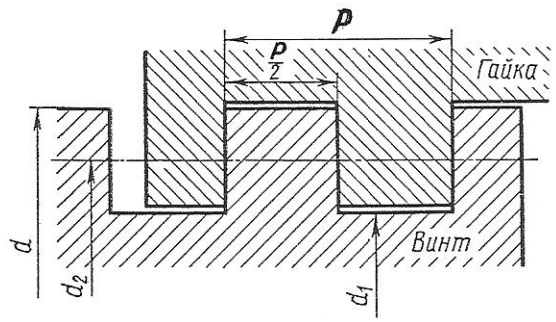


Рис.9. Прямоугольная цилиндрическая резьба

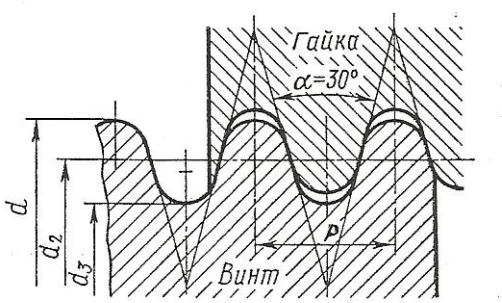


Рис.10. Круглая цилиндрическая резьба

3.2. РЕЗЬБЫ КОНИЧЕСКИЕ

Профили и размеры конических резьб представлены на рис.11…13. Конические резьбы обеспечивают непроницаемость без специальных уплотнений. Их применяют для соединения труб, установки пробок, масленок и т.п. Отсутствие радиальных зазоров в резьбе и плотное прилегание профилей по вершинам обеспечивают герметичность соединения. Эти резьбы обеспечивают быстрое завинчивание и отвинчивание.

Стандартизованы три конические резьбы с конусностью 1:16 [$2\mathrm{tg}(\varphi/2) = 1:16$ и угол конуса $\varphi = 3^\circ\ 34'\ 48''$; $\varphi/2$ – угол наклона] – метрическая с углом профиля 60º (рис.11); трубная с углом профиля 55º (рис.12) и дюймовая с углом профиля 60º (рис.13).

Все эти резьбы допускают свинчивание с внутренними цилиндрическими резьбами (рис.14), и поэтому их нарезают с биссектрисой угла профиля, перпендикулярной оси резьбы.

За наружный диаметр (или *D*) конической резьбы принимают диаметр в основной плоскости (см. рис. 15), равный наружному диаметру цилиндрической трубной резьбы (ГОСТ 6357 – 81) того же размера [7]. Шаг конической резьбы измеряют вдоль оси резьбы.

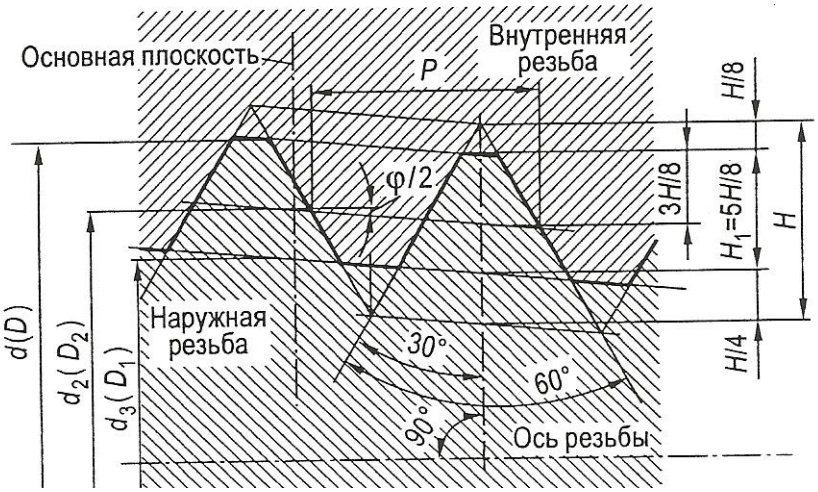


Рис.11. Метрическая коническая резьба [7]

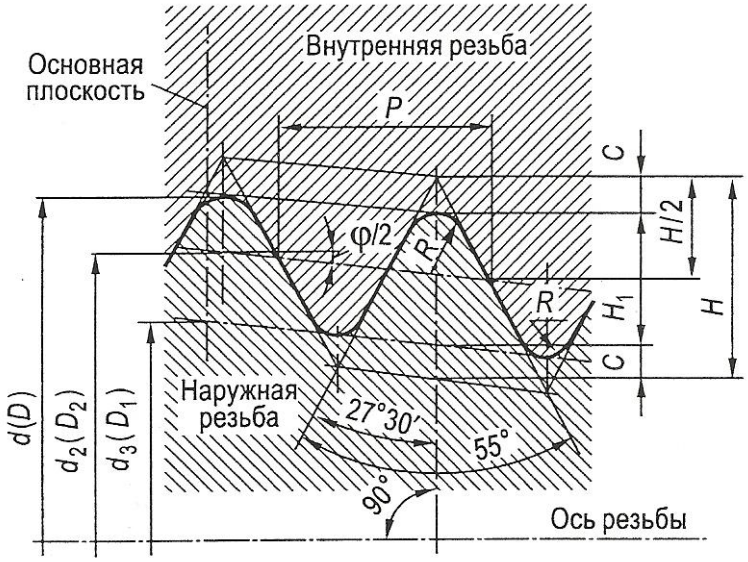


Рис.12. Трубная коническая резьба

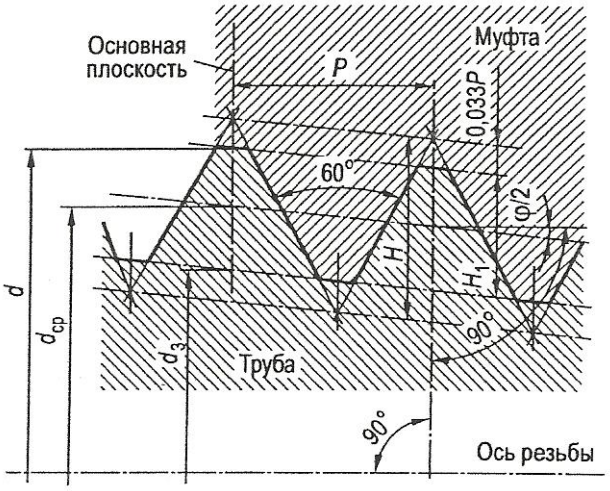


Рис. 13. Дюймовая коническая резьба [7]

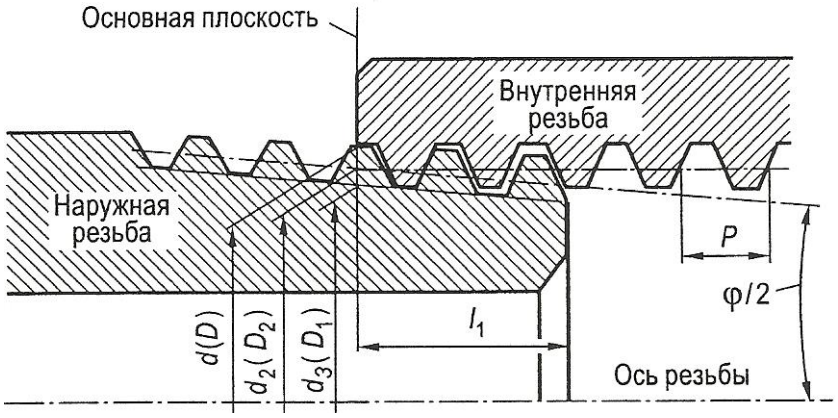


Рис.14. Соединение наружной конической резьбы с внутренней цилиндрической резьбой [7]

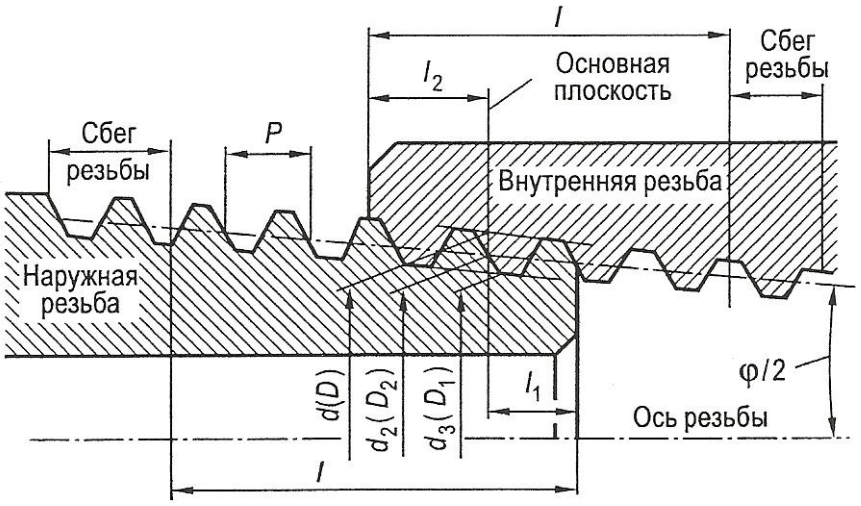


Рис.15. Расположение основной плоскости в соединении конических резьб [7]

4. ВИДЫ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Основными резьбовыми соединениями, применяемыми в машиностроении, являются соединения с ввертными болтами с шестигранной головкой (без гайки) (рис.16, а), ввертными винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ (рис.16, б…г), болтами с навертной гайкой (рис.16, д) и шпилькой с навертной гайкой (рис.16, е).

Соединения ввертными болтами с шестигранной головкой (без гайки) и ввертными винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ, ввинчиваемыми в одну из скрепляемых деталей, применяют при отсутствии места для расположения гайки. Однако при этом должна быть достаточная прочность материала детали и возможность нарезания резьбы достаточной глубины *H* [в стальных деталях $H = d$, в чугунных $H = (1{,}25…1{,}5)d$, в деталях из сплавов на основе алюминия $H = (1{,}7…2{,}0)d$].

Соединения болтами с навертной гайкой применяют при наличии места для расположения головки болта и гайки. Эти соединения наиболее простые и дешевые, так как не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях. Применяют для скрепления деталей, материал который не обеспечивает достаточной прочности и долговечности резьбы.

Соединения шпильками с навертной гайкой применяют вместо соединения ввертными болтами и болтами, когда прочность материала детали с резьбой недостаточна (например, сплавы на основе алюминия), а также при частых сборках и разборках соединения. В этом случае шпилька завинчивается в деталь один раз на весь срок работы соединения, а при сборке и разборке работает более прочная резьба шпильки на участке свинчивания с гайкой.

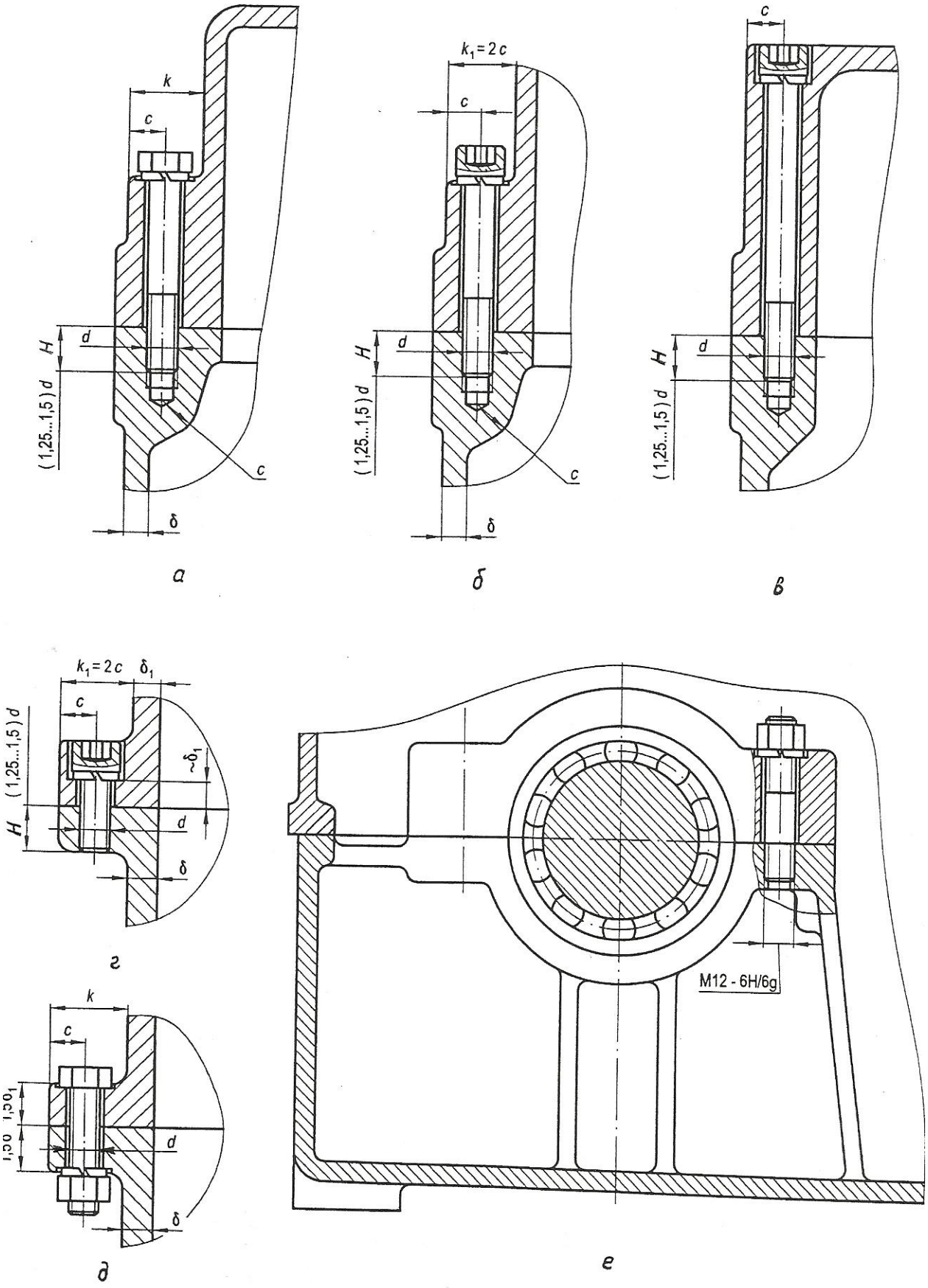


Рис.16. Примеры установки болтов, винтов и шпилек в корпусах узлов [7]: δ – толщина стенки корпуса; δ_1 – толщина крышки корпуса; c = (1,1…1,2)d ; k=2,7d; k_1= 2c (глубина нарезания резьбы H=(1,25…1,5)d указана для корпуса из чугуна)

При конструировании резьбового соединения рекомендуется минимальное расстояние с от оси болта, винта и шпильки до плоского края (рис.16):

а) для болта с шестигранной головкой и шпильки с шестигранной гайкой

$$c \approx 1{,}1\,d;$$

б) для винта с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ

$$c \approx 1{,}05\,d;$$

Соответственно ширина фланца (опорной поверхности) k для шестигранных головки болта и гайки будет больше ширины фланца k_1 для цилиндрической головки винта (см. рис.16).

Для удобства завинчивания и отвинчивания гаек и винтов расстояние между ними должно быть не менее величины $5d$ при пользовании накладными ключами и не менее $3d$ при использовании торцовыми ключами (здесь d – номинальный диаметр резьбы).

5. СТАНДАРТНЫЕ КРЕПЕЖНЫЕ ДЕТАЛИ

Болты. Наибольшее распространение в машиностроении получили болты с шестигранной головкой под ключ (см. рис. 17,а), как более надежные (по усилию затяжки) и удобные в эксплуатации. Для затяжки их нужен относительно небольшой поворот ключа (на 1/6 оборота) до перехвата на следующие грани.

Выпускают болты с нормальной и уменьшенной шестигранной головкой. Например, для болта М12 класса точности В высота головки k, ширина e и размер под ключ *S* (см. рис. 17,а) составляют: а) для болта с нормальной головкой: *k* = 8 мм; *e* = 19,9 мм; *S* = 18 мм; б) для болта с уменьшенной головкой *k* = 7 мм; *e* = 18,7 мм; *S* = 17 мм.

Уменьшенная головка позволяет некоторое уменьшение ширины фланцев (опорной поверхности), что в свою очередь снижает массу конструкции. Болты с уменьшенной шестигранной головкой получили в настоящее время широкое применение.

Необходимая длина болта *l* (рис.17, а) устанавливается при разработке конструкции соединения и округляется до ближайшей стандартной. Для каждого болта с номинальным диаметром резьбы *d* в стандарте указывается длина резьбы *b*. При $l \le b$ болты изготовляют с резьбой по всей длине стержня.

Болты с нормальным стержнем и шестигранной головкой (рис.17, а) применяют в резьбовых соединениях как с навертной гайкой, так и в качестве ввертных (без гайки). Их устанавливают с зазором в гладкие отверстия диаметром d_0 , где $d_0 = d +$ (1…3) мм. Величина зазора зависит от точности сборки и назначения соединения.

При больших поперечных (сдвигающих) нагрузках в целях уменьшения габаритов соединения и повышения его надежности применяют болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А для отверстий из- под развертки (см.рис.17, б). Их устанавливают в отверстия деталей по одной из переходных посадок (обычно H7/k6), обеспечивающих небольшой натяг по диаметру d_1 , а на резьбовой конец навинчивают гайку. Такая установка болта в отверстие соединяемых деталей обеспечивает восприятие внешней нагрузки стержнем болта диаметром d_1 и обеспечивает центрирование этих деталей.

Кроме рассмотренных форм стержней, изготовляют болты с подголовком (рис.17, в), а также со стержнем уменьшенного диаметра ненарезанной части для повышения упругой податливости и сопротивления усталости болта при переменных

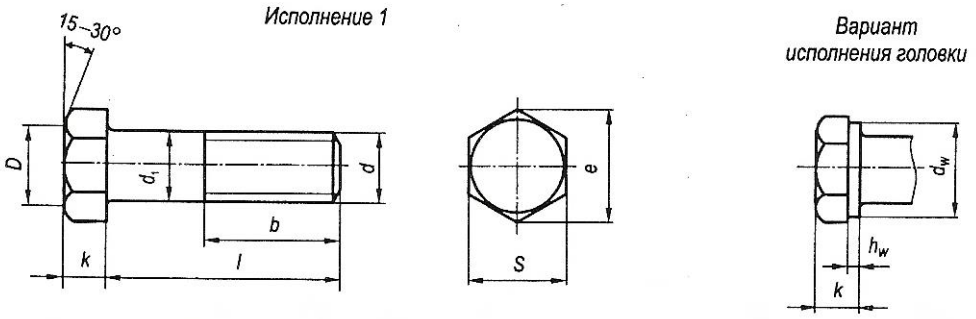
и ударных нагрузках (рис.17, г). На ненарезанной части болта иногда предусматривают поясок для центрирования.

К специальным болтам относят конические болты и грузовые, называемые рым – болтами.

Конические (призонные) болты (рис.17, д) представляют собой конические штифты, предназначенные для предотвращения сдвига соединяемых деталей. Их устанавливают в конические отверстия и затягивают с помощью резьбы.

Рым – болты (рис.17, е) имеют вместо головки кольцо для захвата и служат для поднятия узлов машин.

Кроме рассмотренных, существует большое количество и других специальных болтов различных конструкций и назначения.

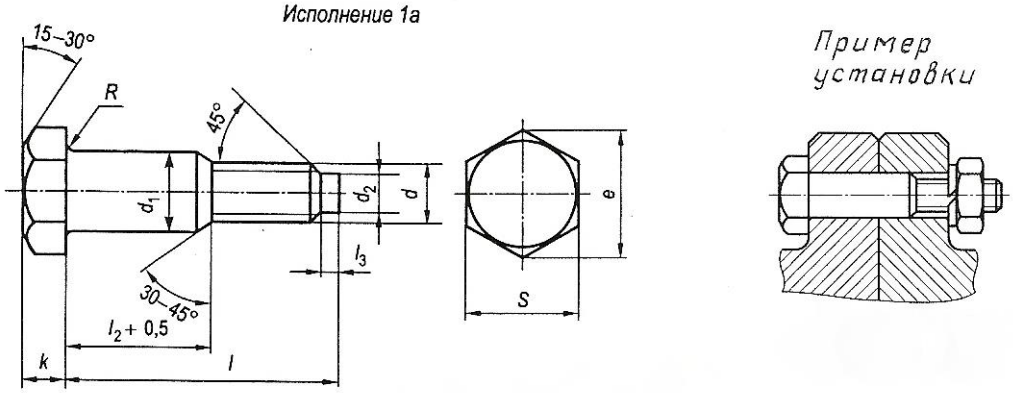


Пример условного обозначения

Болт исполнения 1 с диаметром резьбы d = 12 мм,
с крупным шагом и полем допуска 6g, длиной l = 60 мм,
класса прочности 5.8, без покрытия:

Болт М12–6g×60. 58 ГОСТ 7798–70

а



Примеры условного обозначения

. Болт исполнения 1*а* с диаметром резьбы d = 12 мм,
крупным шагом и полем допуска 6g, длиной l = 60 мм,
пасса прочности 5.8, без покрытия:

Болт М12–6g×60. 58 ГОСТ 7817–80

2. То же с мелким шагом резьбы и полем допуска 6g,
длиной l = 60 мм, класса прочности 10.9, из стали марки 40Х
с покрытием 01 толщиной 9 мкм:

Болт М12×1,25–6g×60.109.40Х.019 ГОСТ 7817–80

б

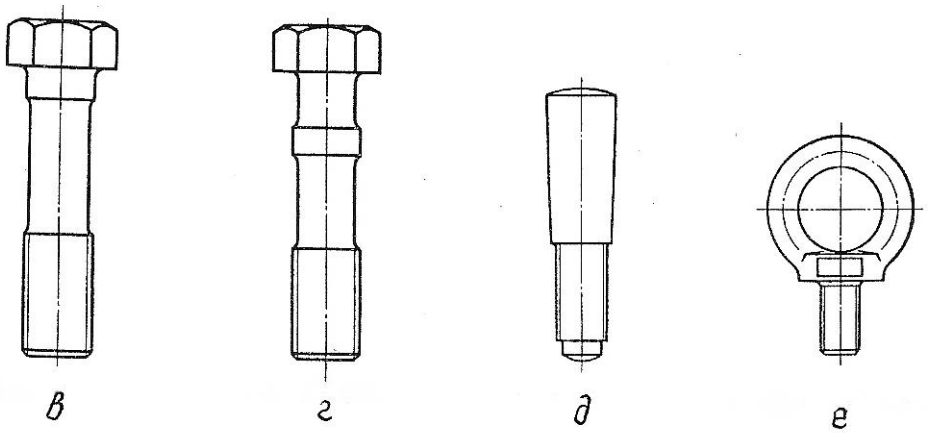


Рис.17. Конструктивные формы болтов: а - болт с шестигранной головкой под ключ; б - болт с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А для отверстий из-под развертки; в - болт с подголовком; г-болт с повышенной податливостью; д - конический (призонный) болт; е - грузовой болт (рым-болт)

Винты. Из ***крепежных*** винтов наибольшее распространение получили *винты с цилиндрической головкой и внутренним шестигранником под ключ* (рис.18, а). Они позволяют уменьшить размеры фланца (опорной поверхности), удобны для частичного или полного углубления цилиндрической головки в тело детали. Особенно преимущества такой конструкции головки винта проявляются тогда, когда на плоскости требуется размещение других деталей (установка винта «впотай»), или в целях улучшения внешнего вида изделия. Для этих винтов применяют ключи в виде шестигранного прутка, изогнутого под углом 90º.

При $l \leq b$ (см.рис. 18, а) винты изготовляют с резьбой по всей длине стержня. Размеры винтов: $k = d_1 = d$; для d = 10, 12, 14 и 16 мм размер под ключ S соответственно равен 8, 10, 12 и 14 мм.

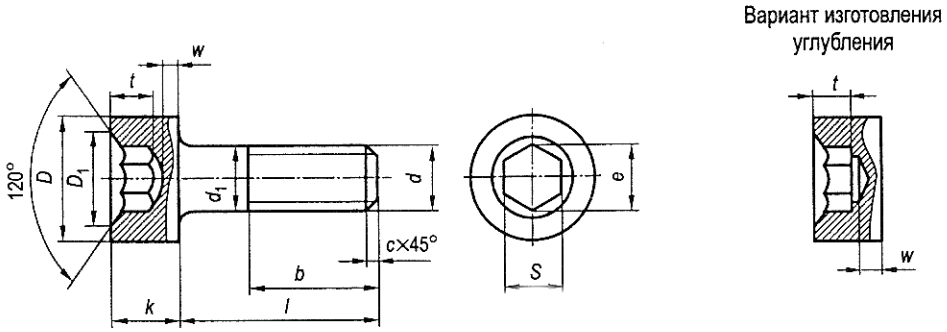
Головки винтов с внутренним шестигранником выполнят высадкой.

Крепежные винты с головкой под отвертку (рис. 18, б…е) обладают теми же преимуществами, что и винты с цилиндрической головкой и внутренним шестигранником под ключ (габариты, внешний вид и др.). Однако отверткой невозможно обеспечить хорошую затяжку, что является недостатком этих винтов. Сильную затяжку можно обеспечить установкой навертной гайки на концевом резьбовом участке винта. В таком случае затяжку производят за гайку обычным ключом, а отвертку используют для задержки винта от проворачивания. Однако данный способ применим только при наличии места для расположения гайки и ключа для ее завинчивания.

На рис. 18, б…е представлены основные типы крепежных винтов с головкой под отвертку: с цилиндрической (б), цилиндрической скругленной (в), полукруглой (г), полупотайной (д) и потайной (е) головками.

Головки по обычную отвертку (с одним пазом, называемым шлицем) применяют для малых сил затяжки. Крестообразные пазы под отвертку обеспечивают затягивание винтов с большим усилием, обеспечивают устойчивость инструмента при завинчивании, что облегчает как ручное, так и механизированное завертывание винтов.

Крепежные винты с головкой под отвертку изготовляют с номинальным диаметром резьбы d = 1…20 мм и длиной от 2 до 120 мм.



Пример условного обозначения

Винт с диаметром резьбы d = 12 мм с крупным шагом и полем допуска 6g, длиной l = 40 мм, класса прочности 6.8, без покрытия:

Винт М12–6g×40.68 ГОСТ 11738–84

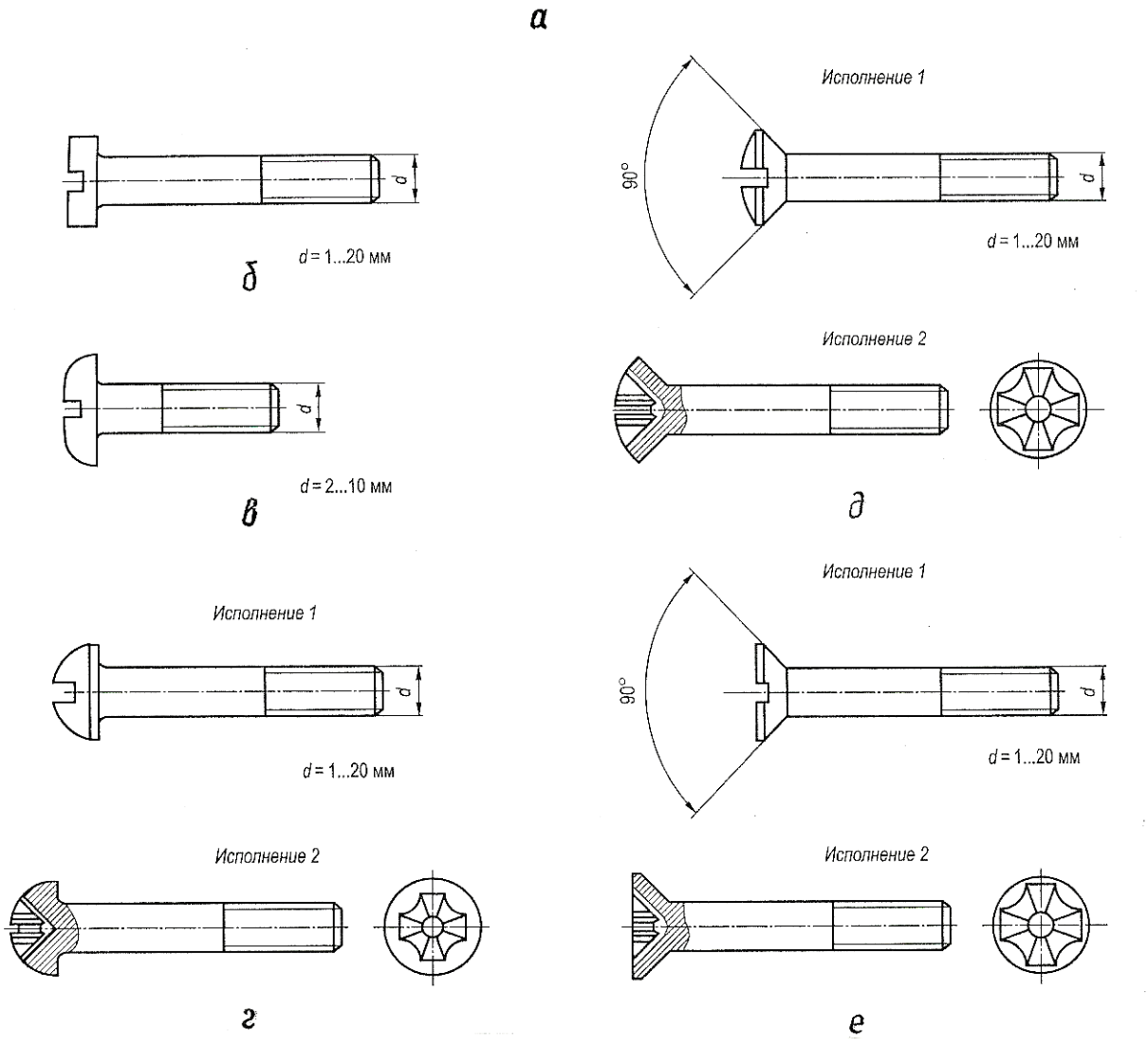


Рис.18. Крепежные винты [7]: а – винт с цилиндрической головкой и внутренним шестигранником под ключ; б…е – винты с головкой под отвертку (б – с цилиндрической головкой; в – с цилиндрической скругленной головкой; г – с полукруглой головкой; д – с полупотайной головкой; е – с потайной головкой

Установочные винты применяют для фиксации положения деталей. В соединениях установочные винты выполняют вспомогательную роль: они служат для устранения сдвига деталей при действии случайных и рабочих нагрузок.

Наиболее распространены установочные винты с коническим концом (рис. 19, а, в) и цилиндрическим (рис. 19, б, г). Их выполняют с прямым шлицем (рис. 19, а, б) и шестигранным углублением под ключ (рис. 19, в, г). Углубляясь в специальные отверстия вала (рис. 19, д), они могут воспринимать значительные усилия. Однако следует иметь ввиду, что эти отверстия на валу сверлят в процессе сборки деталей, что может засорить изделие металлическими стружками. Поэтому нежелательно применение установочных винтов для закрепления на валу деталей , расположенных внутри корпуса и, особенно, над масляной ванной.

Все это ограничивает применение установочных винтов в крупносерийном и массовом производстве. В мелкосерийном и индивидуальном производстве установочные винты используют для закрепления на валу полумуфт, шкивов, звездочек и т.п. (рис. 19, е).

Широко применяют установочные винты с коническим концом для фиксации наружного кольца подшипника фиксирующей опоры вала в различных узлах машин (рис. 19, ж).

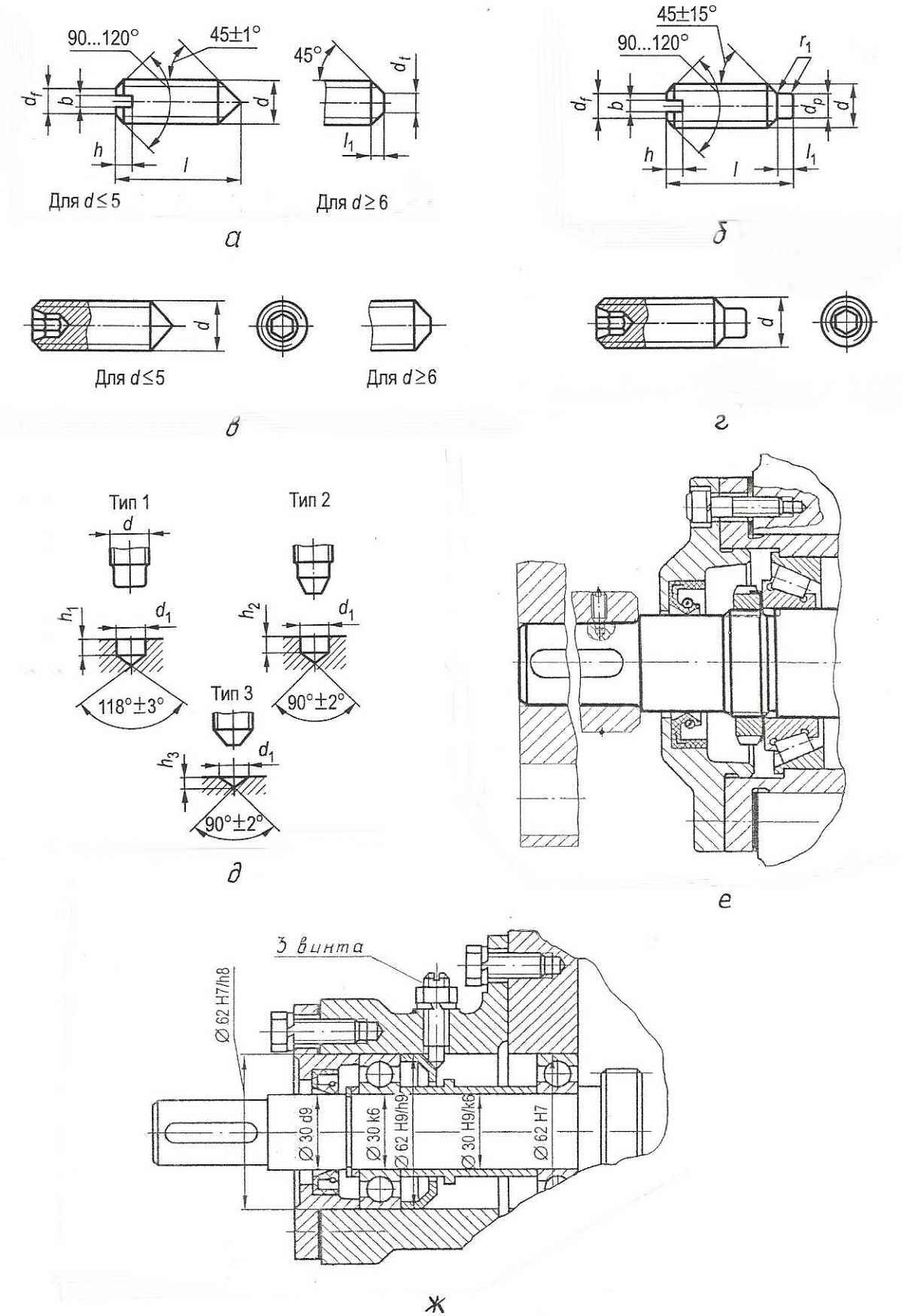


Рис.19.Установочные винты: а, в – с коническим концом; б, г – с цилиндрическим концом (а, б – с прямым шлицем; в, г – с шестигранным углублением под ключ); д – формы отверстий в деталях для углублений концов винтов; е, ж – примеры применения установочных винтов

Шпильки. На рис. 20 приведены основные конструкции шпилек. На рис. 20, а показана шпилька общего назначения. Шпильку ввинчивают в деталь концом с резьбой длиной b_1 , конец шпильки с резьбовым концом длиной b предназначен для навинчивания гайки. Для этих шпилек стандартами установлены следующие длины b_1 [7]:

b₁=d – для отверстий в стальных, бронзовых и латунных деталях с относительным удлинением ≥ 8%, а также в деталях из титановых сплавов;

b₁*=1,25*d*, *b₁*=1,6*d – для отверстий в деталях из ковкого и серого чугуна, допускается применять в деталях из стали и бронзы с относительным удлинением <8%;

b₁*=2*d*, *b₁*=2,5*d – для отверстий в деталях из легких сплавов, а также в тех случаях, когда по условиям эксплуатации соединения шпильки многократно ввинчивают в деталь и вывинчивают из нее.

Шпильки общего назначения выпускают нормального В и повышенного А классов точности. Материал, термическую обработку и покрытие выбирают так же, как для болтов и винтов.

На практике, особенно при переменной внешней нагрузке, широко применяют облегченные шпильки повышенной податливости (рис. 20, б). В средней части такой шпильки диаметр стержня, на котором отсутствует резьба, уменьшают до внутреннего диаметра резьбы или иногда принимают равным 0,6…0,8 наружного диаметра резьбы *d*. Переходы между участками стержня выполнены плавной галтелью. Применение шпилек повышенной податливости является хорошей защитой их от усталостного разрушения.

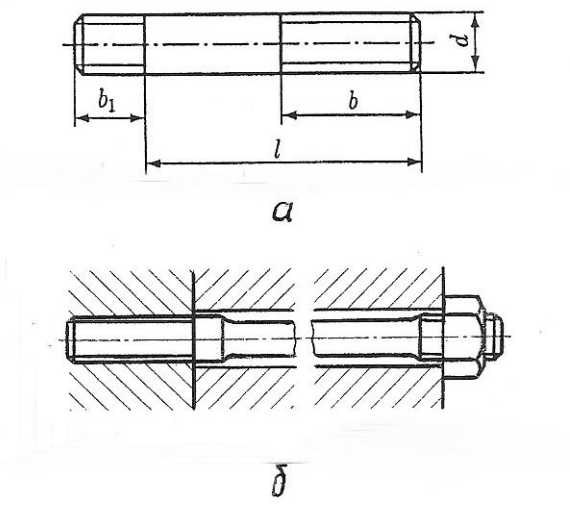


Рис.20. Шпильки

Соединение на шпильках расширяет свободу формообразования (рис.21). Применение шпилек позволяет сохранить фланцевую форму (рис.21, а) или при тех же координатах расположения шпильки сделать большими размеры одной из деталей (рис.21, б…д) с целью увеличения ее жесткости.

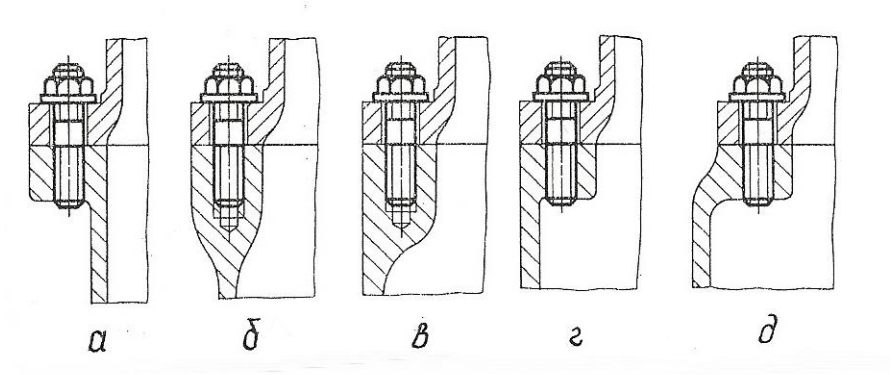


Рис.21. Формоизменение корпусной детали, допускаемое применением шпилек

Гайки. Различают гайки *общего и специального назначения* (см. табл. 1). Основным типом гаек так же, как и головок болтов, являются *шестигранные гайки общего назначения* классов точности A,B,C.

По высоте *m* эти гайки бывают нормальные **(*m*=0,8*d*),** низкие **[*m*=(0,5…0,6)*d*],** высокие **(*m*=1,2*d*)** и особо высокие **(*m*=1,6*d*).**

Наибольшее применение имеют нормальные гайки классов точности B и A. Для них приблизительно соблюдается условие равнопрочности гайки и резьбового стержня.

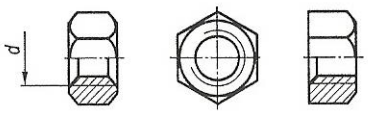
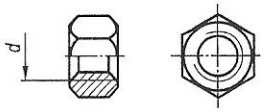
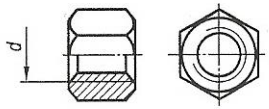
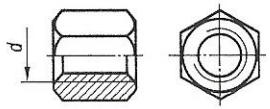
Низкие гайки применяют в тех случаях, когда стержень болта (винта, шпильки) оказывается недогруженным осевой силой (болты для отверстий из-под развертки или работающие на срез и т.д.), а также в качестве контргаек.

Высокие и особо высокие гайки применяют в часто разбираемых соединениях, например в приспособлениях. Это связано с тем, что при частых разборках и сборках наблюдается износ резьбы и обмятие граней ключом.

При недостатке места под ключ шестигранные гайки выполняют с уменьшенным размером под ключ.

Прорезные и корончатые гайки используют при необходимости стопорения гаек шплинтами (см. далее рис. 26, а).

Таблица 1. Гайки общего и специального назначения [7]

Наименование	Эскиз	d, мм
Гайки шестигранные класса точности В (ГОСТ 5915–70)	Исполнение 1 Исполнение 2 	1,6–48
Гайки шестигранные низкие класса точности В (ГОСТ 5916–70)	Исполнение 1 Исполнение 2 	1–48
Гайки шестигранные с уменьшенным размером под ключ класса точности В (ГОСТ 15521–70)		8–48
Гайки шестигранные низкие с уменьшенным размером под ключ класса точности В (ГОСТ 15522–70)	Исполнение 1 Исполнение 2 	8–48
Гайки шестигранные высокие класса точности В (ГОСТ 15523–70)		3–48
Гайки шестигранные особо высокие класса точности В (ГОСТ 15525–70)		8–48

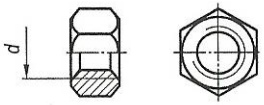
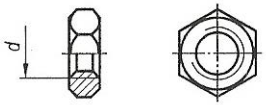
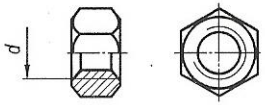
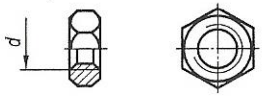
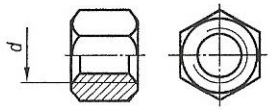
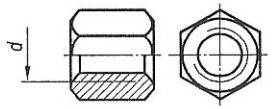
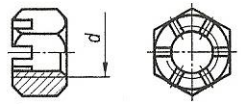
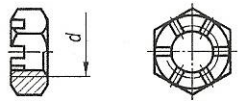
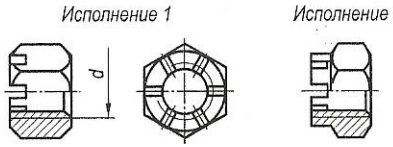
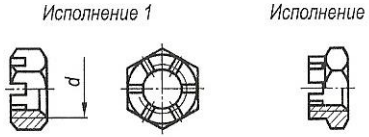
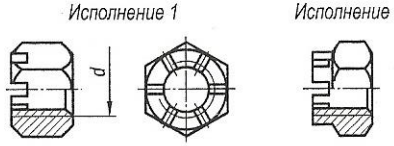
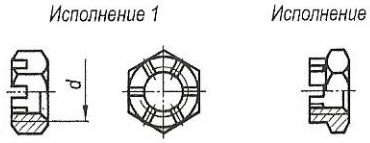
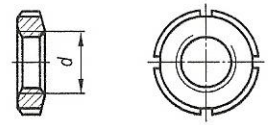
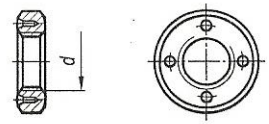
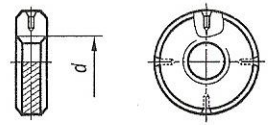
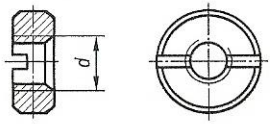
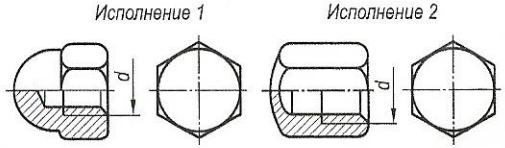
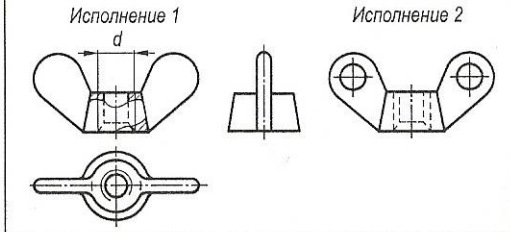
Наименование	Эскиз	d, мм
Гайки шестигранные класса точности С (ГОСТ 15526–70)	Исполнение 1 Исполнение 2 	5–48
Гайки шестигранные класса точности А (ГОСТ 5927–70)		1–48
Гайки шестигранные низкие класса точности А (ГОСТ 5929–70)		1–48
Гайки шестигранные с уменьшенным размером под ключ класса точности А (ГОСТ 2524–70)		8–48
Гайки шестигранные низкие с уменьшенным размером под ключ класса точности А (ГОСТ 2526–70)		8–48
Гайки шестигранные высокие класса точности А (ГОСТ 15524–70)		3–48
Гайки шестигранные особо высокие класса точности А (ГОСТ 5931–70)		8–48

Таблица 1. Гайки общего и специального назначения (окончание)

Наименование	Эскиз	d, мм
Гайки шестигранные прорезные с уменьшенным размером под ключ класса точности А (ГОСТ 2528–73)		8–48
Гайки шестигранные прорезные низкие с уменьшенным размером под ключ класса точности А (ГОСТ 5935–73)		8–48
Гайки шестигранные прорезные и корончатые класса точности А (ГОСТ 5932–73)		4–48
Гайки шестигранные прорезные и корончатые низкие класса точности А (ГОСТ 5933–73)		6–48
Гайки шестигранные прорезные и корончатые класса точности В (ГОСТ 5918–73)		4–48
Гайки шестигранные прорезные и корончатые низкие класса точности В (ГОСТ 5919–73)		6–48

Наименование	Эскиз	d, мм
Гайки шлицевые класса точности А (ГОСТ 11871–88)		8–120
Гайки круглые с отверстиями на торце под ключ (ГОСТ 6393–73)		8–120
Гайки круглые с радиально расположенными отверстиями (ГОСТ 8381–73)		2–20
Гайки круглые со шлицем на торце (ГОСТ 10657–80)		2,5–20
Гайки колпачковые класса точности А (ГОСТ 11860–92)		3–24
Гайки-барашки (ГОСТ 3032–76)		3–24

К гайкам *специального назначения* относятся *круглые гайки, колпачковые и гайки барашки*.

Из круглых гаек наиболее широко применяются *шлицевые гайки* класса точности А. Их устанавливают обычно с многолапчатой стопорной шайбой (см. рис.22, з), используя для крепления деталей на валах, смещения внутренних колец подшипников при их регулировании и т.д.

Колпачковые гайки повышают безопасность их эксплуатации, позволяют улучшить внешний вид конструкции, в отдельных случаях способствуют предотвращению утечки жидкости, смазочных материалов и т.д. [7].

Гайки – барашки используют при частом завинчивании и отвинчивании, когда потребная сила затяжки невелика. Их выполняют с двумя ушками и применяют при завинчивании вручную.

Шайбы. В резьбовых соединениях шайбы обычно подкладывают под гайку или головку винта.

Для предохранения деталей от задиров и увеличения опорной поверхности применяют плоские шайбы (см. рис. 22, а). Они бывают точеные (рис. 22, б) и штампованные (рис. 22, в). Для предохранения резьбовых соединений от самоотвинчивания применяют стопорные шайбы: пружинные шайбы или шайбы Гровера (рис. 22, г), шайбы стопорные с внутренними зубьями (рис. 22, д), шайбы стопорные с наружными зубьями (рис. 22, е), шайбы стопорные с наружными зубьями под винты с потайной или полупотайной головкой (рис. 22, ж), а так же шайбы многолапчатые (рис. 22, з) для круглых шлицевых гаек.

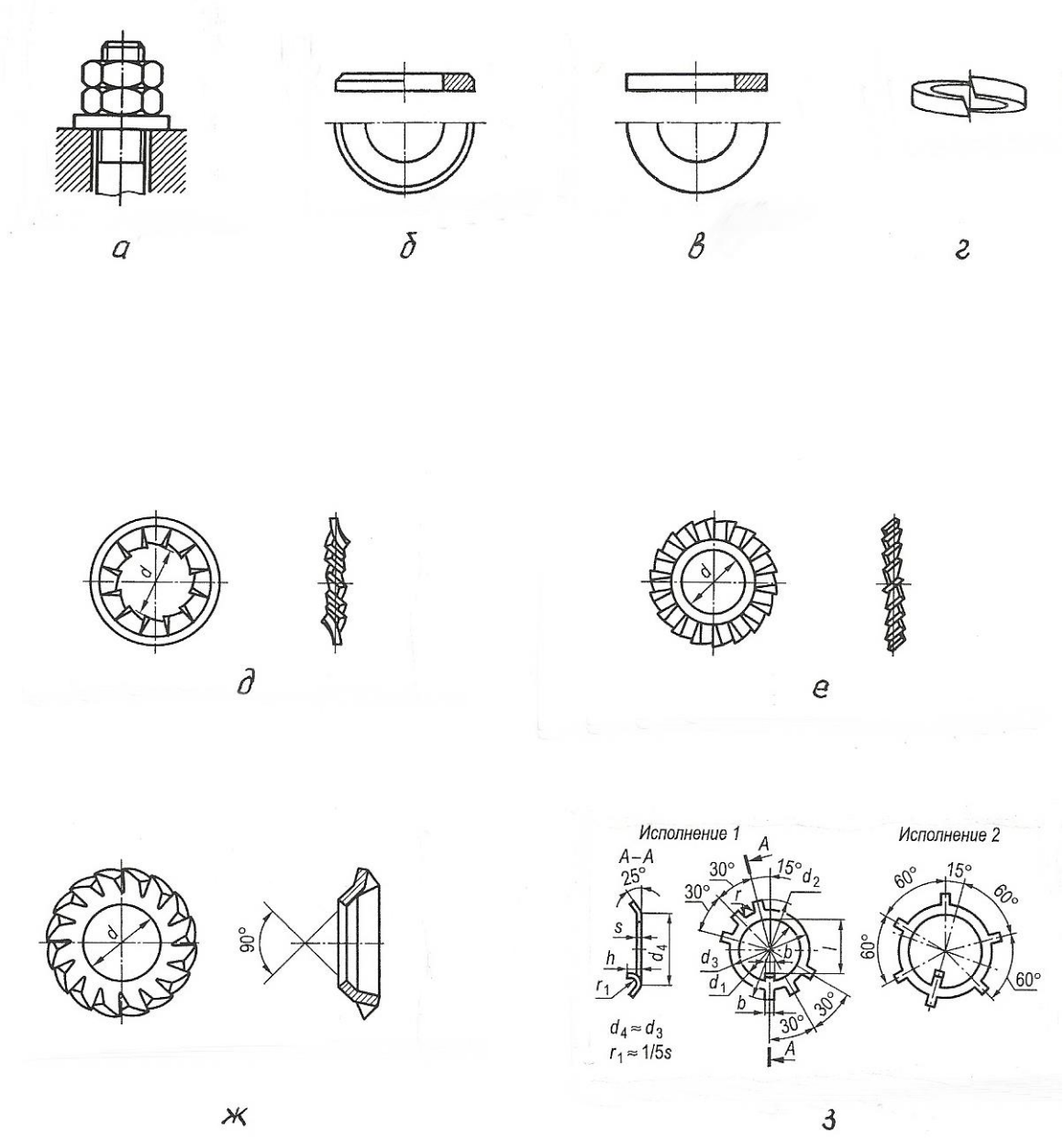


Рис.21. Шайбы [7]:

а – шайба плоская (пример установки); б – шайба плоская точеная; в – шайба плоская штампованная; г – шайба пружинная (шайба Гровера); д – шайба стопорная с внутренними зубьями; е – шайба стопорная с наружными зубьями; ж – шайба стопорная с наружными зубьями под винты с потайной или полупотайной головкой; з – шайбы стопорные многолапчатые для круглых шлицевых гаек

6. СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Все стандартные крепежные резьбы удовлетворяют условию самоторможения, так как их угол подъема резьбы ψ значительно меньше угла трения φ. Однако, как показывает опыт эксплуатации различных машин и механизмов, при вибрациях, а также при переменной и ударной нагрузке наблюдается ослабление затянутых резьбовых соединений и происходит самоотвинчивание гаек и винтов. Поэтому в конструкциях машин редко используют резьбовые соединения без специальных средств стопорения.

Основными способами стопорения резьбовых соединений в настоящее время являются:

1. **Стопорение дополнительным трением с помощью упругих шайб (пружинных и стопорных).**

Наибольшее применение получили пружинные шайбы (Гровера) (см. рис.23), обеспечивающие вследствие упругости шайбы постоянство сил трения при колебаниях осевой нагрузки. Благодаря врезанию острых срезов шайбы в торец гайки и плоскость детали эти шайбы повышают сцепление между гайкой, шайбой и деталью. Недостаток пружинных шайб – некоторое смещение нагрузки. Этого недостатка лишены осесимметричные стопорные шайбы с зубьями, равномерно расположенными по окружности (рис.24).

Следует отметить, что стопорение упругими шайбами не относится к высоконадежным.

2. **Стопорение с помощью деформируемых шайб** (рис.25) является весьма надежным и рекомендуется для закрепления деталей на вращающихся валах. Наиболее широко используется стопорение с помощью многолапчатой стопорной шайбы (рис.25, е, ж). Для ее применения на резьбовом стержне (или валу) делают узкий паз (типа шпоночного), в который вводят отогнутый внутренний выступ шайбы. Один из наружных выступов входит при его отгибе в паз круглой шлицевой гайки после завинчивания.

3. **Стопорение с помощью шплинтов** (рис.26, а), благодаря своей надежности, имеет широкое распространение в ответственных конструкциях. Шплинты представляют собой стержни, согнутые из проволоки полукруглого сечения и контактирующие плоскими сторонами. Они предназначены для стопорения прорезных и корончатых гаек. Выпадению шплинта из отверстия препятствует петля на сгибе, в другую сторону – разведенные концы.

4. Стопорение проволокой (рис.26, б) возможно для одного или группы болтов. Проволоку протягивают через просверленные в головках болтов отверстия таким образом, чтобы исключить возможность самоотвинчивания болтов (отвинчивание болтов вызывает увеличение натяжения проволоки).

5. Стопорение с помощью герметиков (рис.27) получает в последнее время все большее распространение. Герметики представляют собой маловязкие пасты, обладающие хорошей проникающей способностья и адгезией. Они устойчивы к воздействию влаги, масла, температуры и динамических нагрузок. По составу герметики отличаются большим разнообразием. Для резьбовых соединений широко используют герметик Анатерм – 117В, который позволяет их демонтаж с помощью обычных гаечных ключей. Повторный монтаж резьбовых соединений, собранных на герметике, требует удаления его остатков, что составляет определенные неудобства [7].

Кроме перечисленных способов стопорения резьбовых соединений существуют и другие менее распространенные.

Наиболее старым средством стопорения резьбы является применение контргайки (рис.22, а). Однако в настоящее время данный способ стопорения используют крайне редко из-за двойного расхода гаек и недостаточной надежности соединения.

Если соединение совсем не требует разборки в эксплуатации, применяют стопорение пластическим деформированием (наприме, кернением) или приваркой. Однако в данном случае резьбовое соединение превращается в неразъемное.

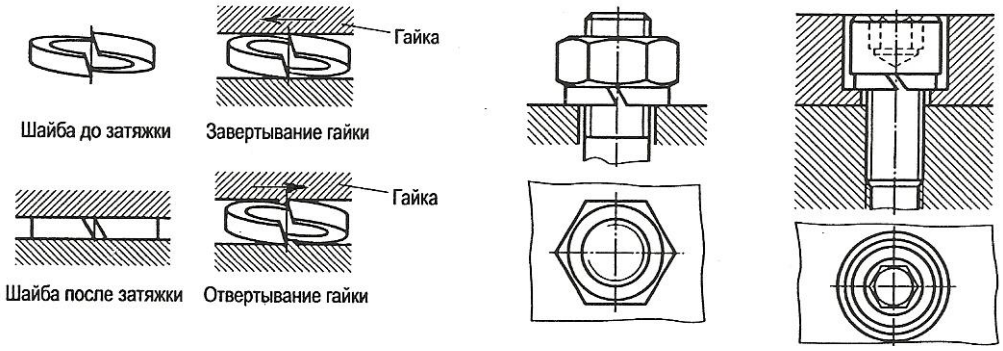


Рис.23. Стопорение с помощью пружинной шайбы [7]

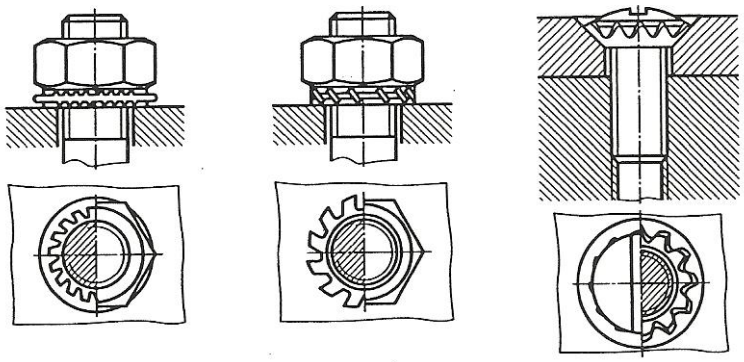


Рис.24. Стопорение с помощью осесимметричных стопорных шайб [7]

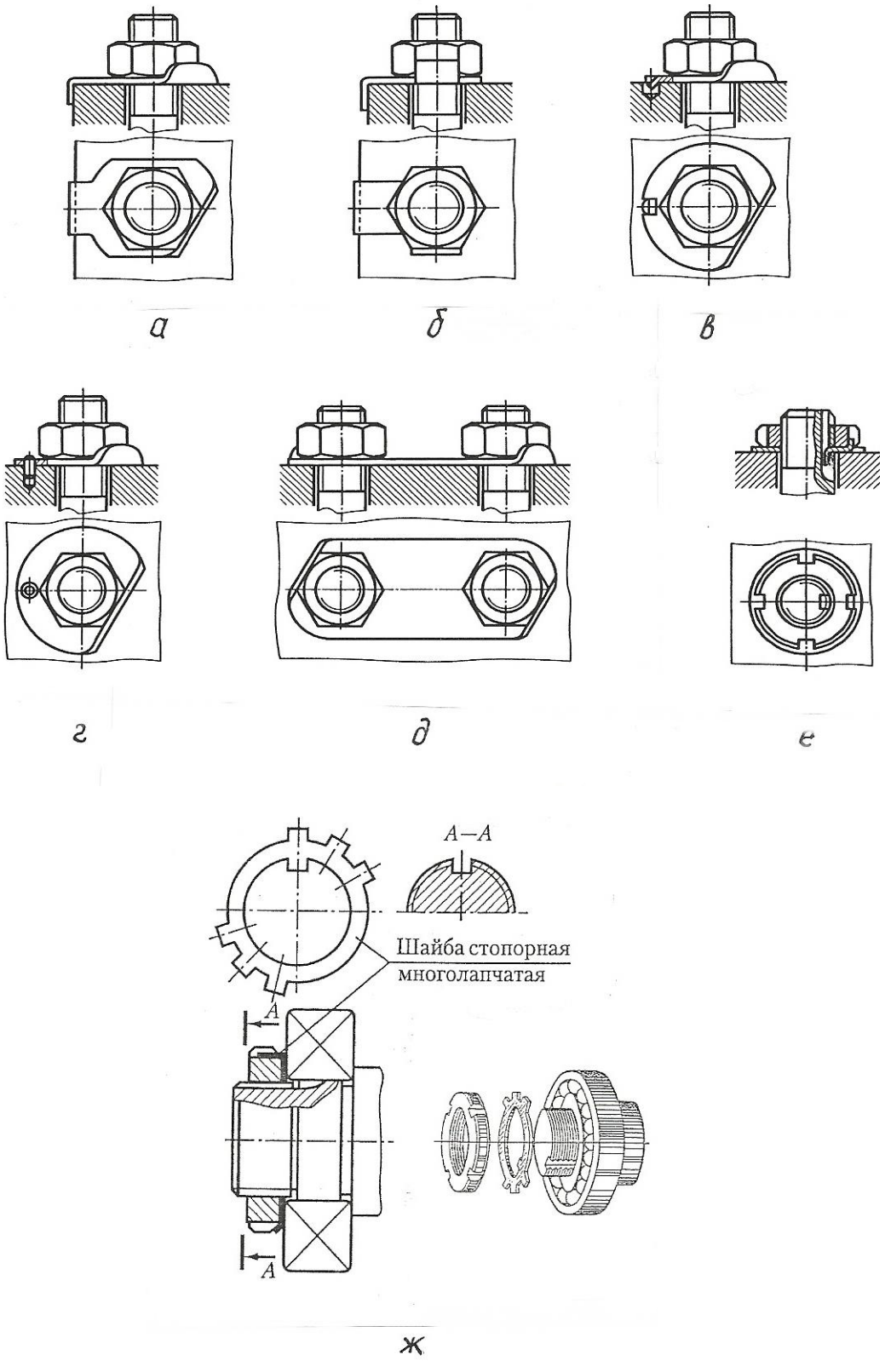


Рис.25. Стопорение с помощью деформируемых шайб [7,9]

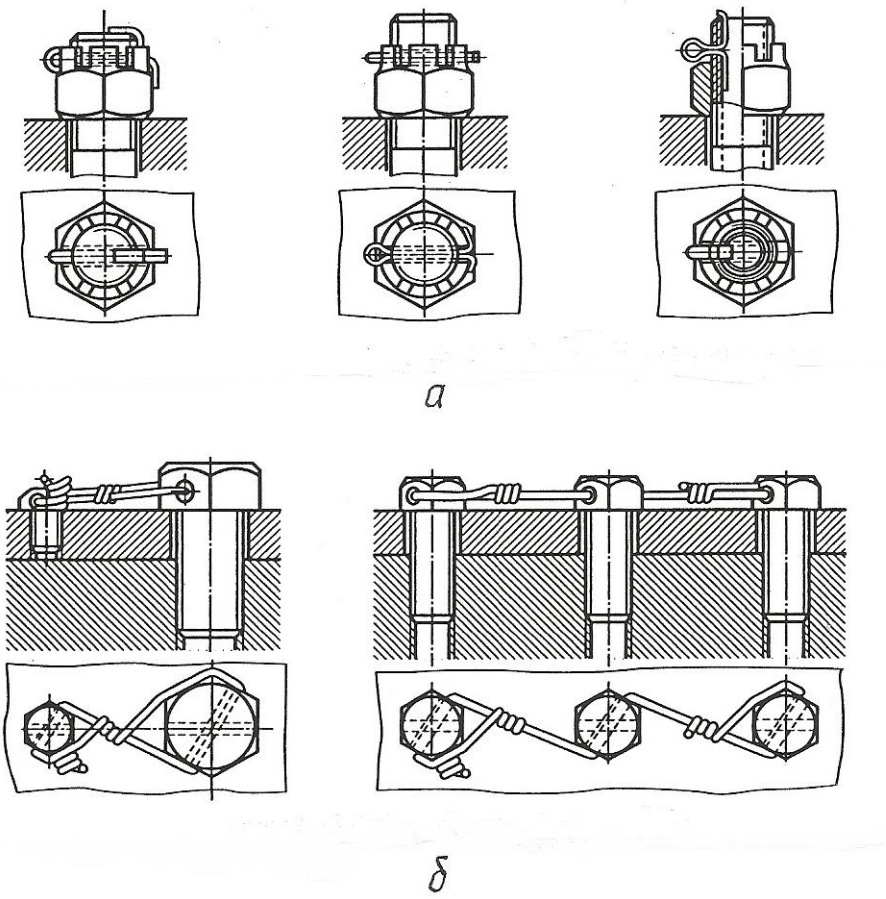


Рис.26.Стопорение шплинтами (а) и проволокой (б) [7]

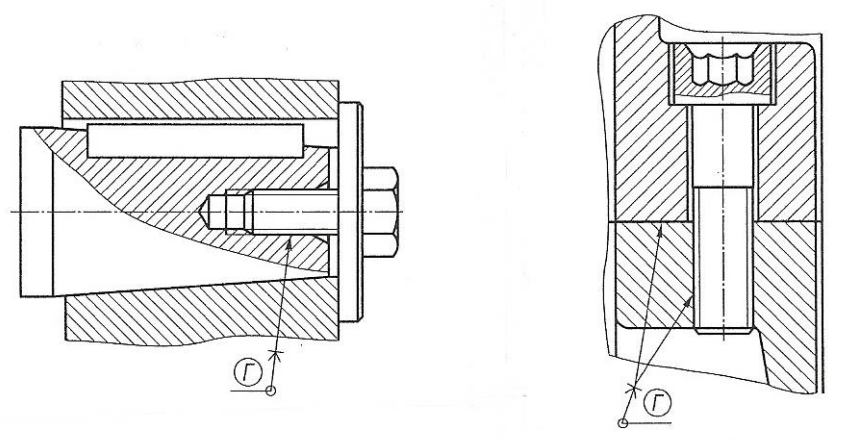


Рис.27. Стопорение резьбовых соединений с помощью герметика [7]

7. ТЕОРИЯ ВИНТОВОЙ ПАРЫ

7.1. Влияние профиля резьбы на силу трения в резьбе. Приведенный коэффициент трения в остроугольной резьбе

Влияние профиля резьбы на силу трения в винтовой паре можно установить, если предположить, что витки резьбы перпендикулярны оси резьбового стержня, т.е. угол подъема витка ψ=0.

В качестве примера рассмотрим прямоугольную резьбу и одну из остроугольных резьб, например, треугольную с углом профиля витка резьбы α (см. рис. 28).

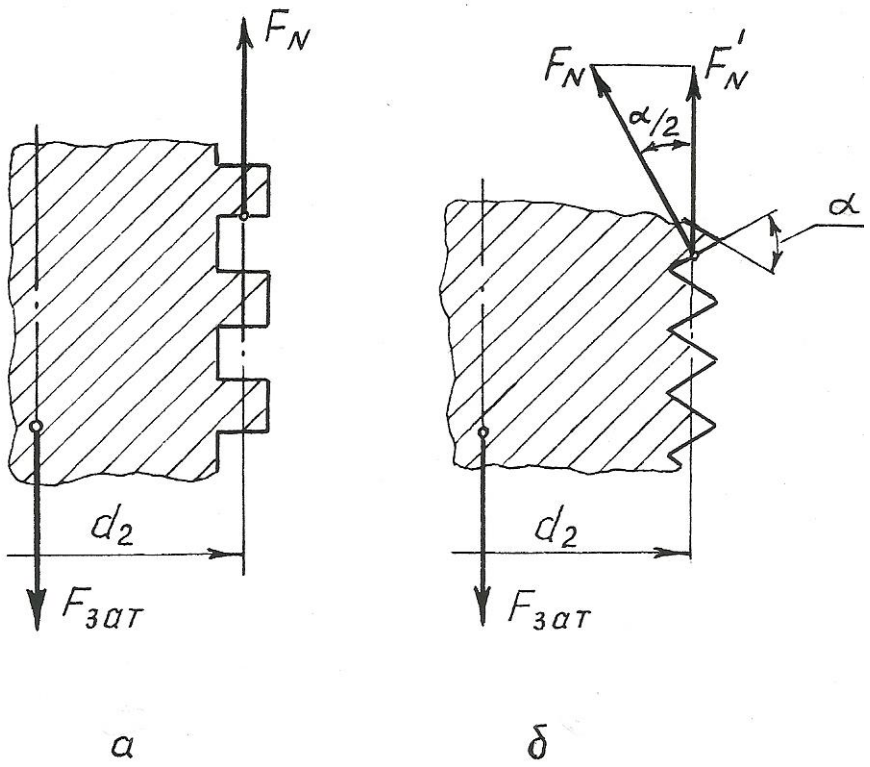


Рис.28. Схемы сил на витках прямоугольной (а) и треугольной (б) резьб при угле подъема витка ψ=0

Осевая статическая сила $F_{зат}$, действующая на резьбовой стержень и называемая силой затяжки, уравновешивается реакцией гайки, распределенной по виткам резьбы. Эту реакцию условно заменим сосредоточенной силой F_N , нормальной к линии профиля витка, т.е. к его рабочей грани.

Тогда для прямоугольной резьбы

$$F_N = F_{зат}\ .$$

Для треугольной резьбы при при $F'_N = F_{зат}$:

$$F_N = \frac{F'_N}{\cos(\alpha/2)} = \frac{F_{зат}}{\cos(\alpha/2)},$$

где $\alpha/2$ – угол наклона рабочей грани витка.

Сила трения $F_{тр}$:

а) в прямоугольной резьбе

$$F_{тр.прямоуг} = F_N f = F_{зат} f \,, \qquad (2)$$

где f – коэффициент трения фрикционной пары материалов резьбового стержня и гайки;

б) в треугольной резьбе

$$F_{тр.треуг} = F_N f = \frac{F_{зат}}{\cos(\alpha/2)} f = F_{зат} f_{пр} \,, \qquad (3)$$

где $f_{пр} = f/\cos(\alpha/2)$ - фиктивный или приведенный коэффициент трения в треугольной резьбе, учитывающий влияние угла профиля; $f_{пр} > f$.

Для метрической резьбы ***(α=60º)*** $f_{пр} = 1{,}15f$; для трапецеидальной резьбы ***(α=30º)*** $f_{пр} = 1{,}04f$**;** для упорной резьбы рабочая грань витка наклонена под углом $\alpha/2=3^º$ **и** $f_{пр} \approx f$**;** для прямоугольной резьбы $f_{пр} = f$**.**

Таким образом, при статических нагрузках наименьшая сила трения F_{TP} наблюдается в прямоугольной резьбе, наибольшая в треугольной метрической резьбе (на 15% больше, чем в прямоугольной). Учитывая это обстоятельство, на практике все крепежные резьбы выполняют с треугольным профилем, а резьбы, применяемые в передаче винт – гайка – с профилем, близким к прямоугольному (в основном с трапецеидальным).

7.2. Силовые соотношения в винтовой паре

Под винтовой парой будем подразумевать болт с гайкой, винт и шпильку. Предположим гайка, нагруженная осевой силой $F_{зат}$, называемой силой затяжки, равномерно вращается под действием движущей окружной силы F_t , приложенной по касательной к окружности среднего диаметра d_2 резьбы (см. рис.29, а).

Гайку будем рассматривать как ползун, движущийся по виткам резьбы, как по наклонной плоскости. Рассмотрим два случая: завинчивание и отвинчивание гайки.

Случай 1. Завинчивание гайки (рис.29, б).

Процесс завинчивания гайки условно будет представлять движение ползуна по наклонной плоскости вверх.

При равномерном перемещении ползун будет находится в состоянии равновесия по действием системы сил $F_{зат}$ **,**F_t**,** F_N **и** $F_{тр}$, из которых F_N – нормальная реакция наклонной плоскости, а $F_{тр} = f_{пр} F_N$ - сила трения (здесь $f_{пр}$ - приведенный коэффициент трения в резьбе).

Сила трения $F_{тр}$ отклоняет силу F_N на угол трения φ, образуя силу F_R**.**

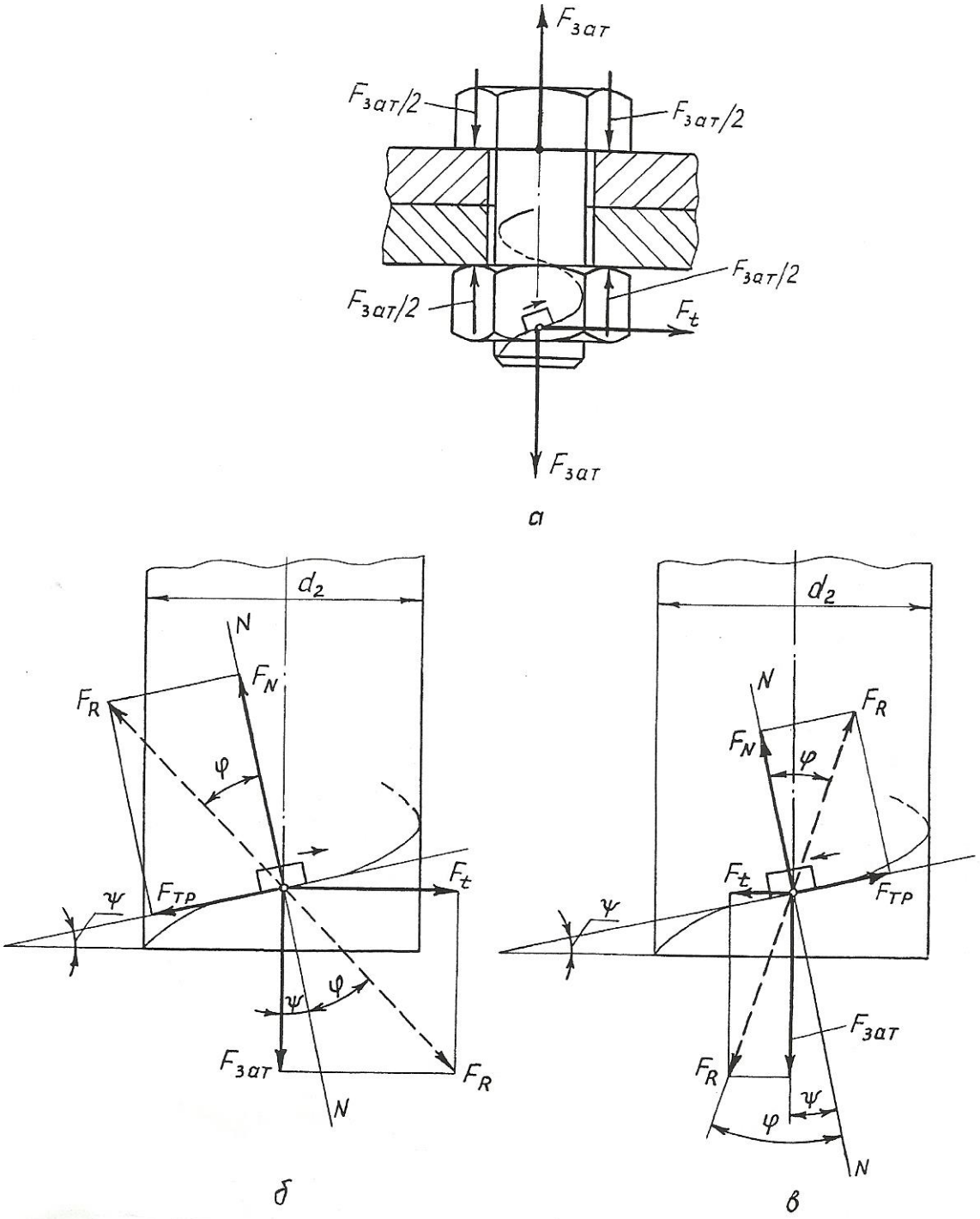


Рис.29. Схемы сил в винтовой паре: а,б – при завинчивании гайки; в – при отвинчивании гайки

Угол трения $\boldsymbol{\varphi}$ является приведенным углом трения и определяется следующим образом:

Из схемы сил следует, что

$$\boldsymbol{tg\varphi = \frac{F_{тр}}{F_N} = \frac{F_N f_{пр}}{F_N} = f_{пр}};$$

$\varphi = arc \cdot tgf_{пр}$.

$$F_t = F_{зат} tg(\varphi + \psi). \quad (4)$$

Момент в резьбе от окружной силы F_t , приложенной по касательной к окружности среднего диаметра d_2 резьбы:

$$T_p = F_t \frac{d_2}{2} = F_{зат} \frac{d_2}{2} tg(\varphi + \psi). \quad (5)$$

При равномерном движении завинчиваемой гайки момент T_p уравновешивает момент сил трения в резьбе. При завинчивании гайки момент T_p скручивает резьбовой стержень (создает касательные напряжения).

Случай 2. Отвинчивание гайки (рис. 2, в).

Гайку при отвинчивании представим в виде ползуна, перемещающегося равномерно по наклонной плоскости вниз. В данном случае окружная сила F_t , приложенная к гайке и сила трения F_{mp} , меняют направление.

Из схемы сил следует, что

$$F_t = F_{зат} tg(\varphi - \psi). \quad (6)$$

Самоотвинчивание гайки под действием осевой статической нагрузки $F_{зат}$ будет отсутствовать (т.е. ползун не будет двигаться вниз по наклонной плоскости под действием силы $F_{зат}$), если для схемы на рис. 29, в

$$F_t > 0.$$

Или

$$tg(\varphi - \psi) > 0;$$

$$\varphi > \psi. \quad (7)$$

Условие (7) обеспечивает самоторможение винтовой пары. Для крепежных резьб $\psi \approx 2\ldots3^{\circ}$, $\varphi \approx 6\ldots16^{\circ}$. Таким образом, все крепежные резьбы – самотормозящиеся. В передаче винт – гайка резьбы выполняют как самотормозящими, так и несамотормозящими.

Приведенные выше величины угла трения φ, свидетельствующие о значительных запасах самоторможения, справедливы только при статических нагрузках. При переменных нагрузках и, особенно при вибрациях вследствие взаимных микросмещений поверхностей трения приведенный коэффициент трения $f_{пр}$ существенно снижается (с 0,3 до 0,02 и ниже). Соответственно снижается и приведенный угол трения φ, достигая при $f_{пр}$ =0,02 значения $\varphi \approx 1^{\circ}$. Условие самоторможения (7) нарушается и происходит самоотвинчивание. По этой причине

элементы резьбовых соединений узлов машин подлежат стопорению (основные способы стопорения приведены в п.6).

7.3. Момент завинчивания при сборке резьбового соединения

При завинчивании гайки или винта к ключу прикладывают момент завинчивания $T_{зав}$ (см. рис. 30):

$$T_{зав} = F_{кл} l_{кл} = T_T + T_p, \qquad (8)$$

где $F_{кл}$ – сила на конце ключа; $l_{кл}$ – расчетная длина ключа; T_T – момент сил трения на опорном торце гайки или головки винта; T_p – момент сил трения в резьбе, определяемый по формуле (5).

Опорный торец гайки представляет собой кольцо с наружным диаметром D, соответствующим границе фаски на опорной поверхности гайки, и внутренним диаметром $d_{отв}$, равным диаметру отверстия под резьбовой стержень.

Приближенно момент T_T трения на торце гайки определяют как произведение силы трения на торце гайки $F_{тр} = F_{зат} f_T$ на средний радиус $R_{ср} = (d_{отв} + D)/4$ кольцевой опорной поверхности:

$$T_T = F_{тр.т} R_{ср} = F_{зат} f_T (d_{отв} + D)/4, \qquad (9)$$

где f_T – коэффициент трения на торце гайки.

Подставляя (5) и (9) в формулу (8) , найдем искомую зависимость:

$$T_{зав} = F_{кл} l_{кл} = F_{зат}\left[\frac{f_T (d_{отв} + D)}{4} + \frac{d_2}{2} tg(\varphi + \psi)\right]. \qquad (10)$$

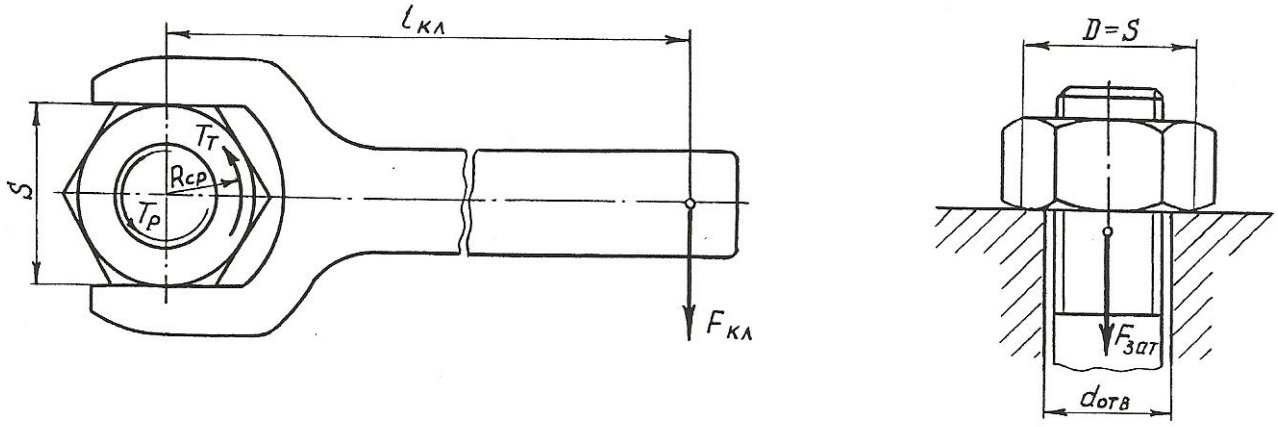


Рис.30. Схема для определения момента завинчивания

Анализ полученных зависимостей:

1. По формуле (10) можно подсчитать отношение осевой силы затяжки $F_{зат}$ резьбового стержня (винта) к силе $F_{кл}$, приложенной к концевому участку ключа, т.е. $F_{зат} / F_{кл}$, которое дает выигрыш в силе. Для стандартных метрических резьб при стандартной длине ключа $\boldsymbol{l_{кл} \approx 15d}$ **и** $\boldsymbol{f_T \approx 0{,}15}$ $\boldsymbol{F_{зат} / F_{кл} = 70…80.}$

2. Резьбовой стержень не только растягивается силой $F_{зат}$, но и закручивается моментом $T_р$.

7.4. КПД винтовой пары

КПД винтовой пары представляет интерес главным образом для передачи винт – гайка. КПД винтовой пары η определяется отношением полученной (полезной) работы $A_{пол}$ на винте к затраченной работе $A_{затр}$ за один оборот гайки или винта:

$$\eta = \frac{A_{пол}}{A_{затр}},$$

где

$$A_{пол} = F_{зат} P_h = F_{зат} \pi d_2 tg\psi \ ;$$

$$A_{затр} = F_t \pi d_2 = F_{зат} tg(\varphi + \psi) \pi d_2 ,$$

здесь P_h – ход резьбы (при развертке витка резьбы по среднему диаметру d_2 $P_h = \pi d_2 tg\psi$).

Тогда

$$\eta = \frac{tg\psi}{tg(\varphi + \psi)}. \qquad (11)$$

Из формулы (11) следует, что КПД η возрастает с увеличением угла подъема витка ψ и уменьшением приведенного угла трения φ.

В самотрмозящей винтовой паре, где $\psi < \varphi$, $\eta < 0{,}5$. Для увеличения ψ в передаче винт – гайка применяют многозаходные винты. Однозаходные винты с углом $\psi > 25^{\circ}$ используют редко по причине трудности изготовления (прирост η при $\psi > 25^{\circ}$ незначителен).

Для уменьшения φ, а следовательно и повышения КПД η, используют различные средства, понижающие трение в резьбе: изготавливают гайку из антифрикционных металлов (например, бронзы), применяют смазку, устанавливают подшипники под гайку или упорный торец винта, в винтовой паре устанавливают промежуточные тела качения (шарики или ролики).

7.5. Распределение осевой силы резьбового стержня по виткам резьбы в месте свинчивания с гайкой

Осевая сила *F*, действующая на резьбовой стержень, передается через резьбу гайке и уравновешивается реакцией ее опоры. При этом резьбовой стержень растягивается, а гайка сжимается. Задача о распределении осевой силы *F* по виткам резьбы является статически неопределимой и для ее решения рассматривают условия совместности деформаций тела стержня и гайки. На рис.31 представлен результат решения этой задачи в 1902 году проф. Н.Е. Жуковским для гайки с десятью витками в предположении, что погрешность по шагу резьбы равна нулю. Как видно из рисунка, при сделанных допущениях первый со стороны опорной поверхности виток резьбы передает 34% всей осевой силы, второй – около 23% , а десятый – меньше 1%.

В связи с неравномерным распределением осевой силы *F* по виткам резьбы большое увеличение высоты гайки оказывается бесполезным.

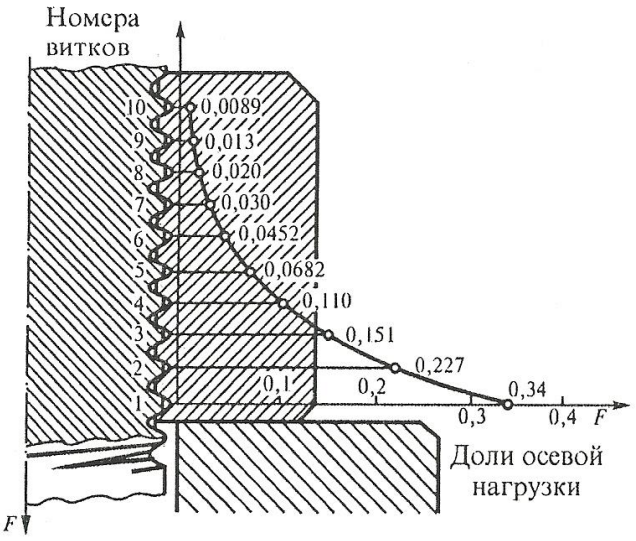


Рис.31. Характер распределения осевой силы *F*, действующей на резьбовой стержень, между витками резьбы (решение Н.Е.Жуковского) [4]

Улучшить характер распределения осевой силы по виткам резьбы можно конструктивным путем, используя так называемые висячие гайки (рис. 32, а…в). Выравнивание нагрузки в резьбе здесь достигается тем, что как резьбовой стержень, так и гайка растягиваются. Кроме того, в наиболее нагруженной нижней зоне висячая гайка тоньше и обладает повышенной податливостью, что так же способствует выравниванию осевой силы по виткам резьбы гайки.

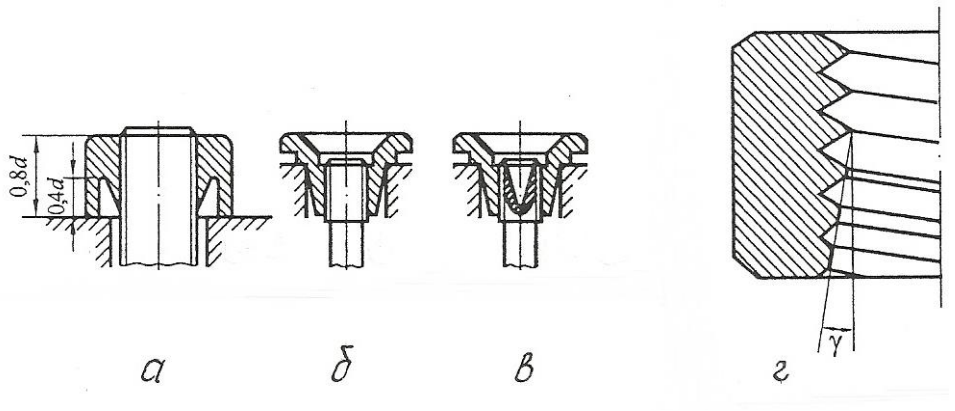


Рис.32. Конструктивные способы повышения равномерности распределения осевой силы *F* по виткам резьбы [4]

Определенный эффект может быть достигнут в случае среза у гайки вершин нижних витков резьбы под углом $\gamma = 15…20^{o}$ (рис. 32, г). При этом увеличивается прогиб нижних витков резьбового стержня, так как они соприкасаются с гайкой не всей поверхностью, а только своими вершинами. Увеличение прогиба витков снижает нагрузку этих витков.

Специальные гайки особенно эффективны в резьбовых соединениях, подвергающихся действию внешних переменных нагрузок. Разрушение таких соединений носит усталостный характер и происходит в зоне наибольшей концентрации напряжений у нижнего (наиболее нагруженного) витка резьбы. Применение гаек специальной конструкции позволяет повысить динамическую прочность резьбовых соединений на 20…30%.

8. КЛАССЫ ПРОЧНОСТИ И МАТЕРИАЛЫ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ

Стальные болты, винты, шпильки и гайки по характеристикам статической прочности разделяют на **классы прочности и группы**.

Для *болтов, винтов и шпилек* из углеродистых нелегированных и легированных сталей предусмотрено 12 классов прочности, которые обозначают двумя числами, разделенными точкой: 3.6, 4.6, 4.8, 5.6, 5.8, 6.6, 6.8, 6.9, 8.8, 10.9, 12.9, 14.9. Первое число, умноженное на 100, указывает минимальное значение временного сопротивления (предела прочности) σ_B в Н/мм^2 (МПа) материала резьбовой детали. Произведение первого и второго чисел, умноженное на 10, определяет минимальное значение предела текучести σ_T (или $\sigma_{0,2}$) материала в Н/мм^2.

Минимальные значения предела текучести σ_{Tmin} (или $\sigma_{0,2min}$) и временного сопротивления σ_{Bmin} равны или больше их номинальных значений.

Рекомендации по назначению классов прочности и марок сталей для болтов, винтов и шпилек приведены в табл.2.

Таблица 2. Рекомендуемые классы прочности и марки сталей для болтов, винтов и шпилек

Характеристика резьбового соединения	Класс прочности	Марка стали
Неответственное	4.6	20
Общего назначения	5.6	30; 35
Средней нагруженности	6.6	45; 40Г
Высокой нагруженности	12.9	30ХГСА

Для определения σ_B при механических испытаниях используют натурные болты. Предел текучести σ_T определяют на образцах, выточенных из крепежных деталей.

Диаметр стержня образца должен быть меньше внутреннего диаметра d_3 резьбы по впадине.

Для *гаек* из углеродистых и легированных сталей с номинальной высотой, равной или более 0,8*d* предусмотрены 7 классов прочности, обозначаемых одним числом: 4, 5, 6, 8, 9, 10, 12. Это число указывает наибольший класс прочности болта или шпильки, с которыми она может сопрягаться в соединении. Например, гайка класса прочности 6 может быть применена в соединении с болтом класса прочности не выше 6.8.

Для низких гаек установлено только два класса прочности: 04 и 05.

Стандарт устанавливает также механические свойства резьбовых деталей в соответствии с их принадлежностью к одной из групп. Обозначения групп материалов: для болтов, винтов, шпилек и гаек из коррозионно–стойких, жаропрочных и жаростойких сталей – 21, 22, …, 26; из цветных металлов и сплавов – 31, 32,…, 35.

Материалы резьбовых деталей. Стандартные резьбовые детали общего назначения изготовляют из низко – и среднеуглеродистых сталей Ст3, 10, 20, 30, 35, 45 и др. Эти стали в условиях массового производства позволяют изготовлять резьбовые детали методом холодной штамповки с последующей накаткой резьбы. Они хорошо обрабатываются резанием. Легированные стали 35Х, 40Х, 30ХГСА и др. применяют для весьма ответственных резьбовых соединений, а также соединений высокой нагруженности.

Для болтов, винтов, шпилек и гаек общемашиностроительного применения стандартом установлены **три класса** точности: А (повышенной точности), В (нормальной точности) и С (грубой точности). Классы точности отличаются полем допуска на резьбу, допуском на размеры (под ключ, высоту и диаметр головки, длину стержня и т.д.), отклонением от формы и расположения поверхностей, а также параметром шероховатости. Например, для наружной и внутренней крепежной резьбы установлены поля допусков соответственно: 6g и 6H для классов точности А, В; 8g и 7H для класса точности С.

Крепежные изделия поставляют без покрытий или с покрытиями. По стандарту в условных обозначениях болтов, винтов, шпилек и гаек **вид покрытия** указывают числами: 01 – цинковое, хроматированное; 02 – кадмиевое, хроматированное; 03 – многослойное медь – никель; 04 – то же медь – никель – хром; 05 – оксидное с пропиткой маслом; 06 – фосфатное с пропиткой маслом; 07 – оловянное; 08 –

медное; 09 – цинковое; 10 – оксидное, наполненное хроматами; 11 – оксидное из кислых растворов; 12 – серебряное; 13 – никелевое.

Толщину покрытия для определенного материала принимают по стандарту.

Класс прочности и покрытие (если оно предусмотрено) указываются в обозначении стандартных резьбовых деталей. При этом точка, разделяющая два числа в обозначении класса прочности в обозначениях болтов, винтов и шпилек не ставится. Например, болт класса точности В по ГОСТ 7798 – 70 исполнения 1 с диаметром резьбы *d* = 12 мм, с крупным шагом и полем допуска 6g, длиной l = 60 мм, класса прочности 6.6, с покрытием 05 обозначают следующим образом:

Болт М12 – 6g × 60. 66. 05 ГОСТ 7798 – 70.

Тоже без покрытия:

Болт М12 – 6g × 60. 66 ГОСТ 7798 – 70.

Гайка шестигранная класса точности В по ГОСТ 5915 – 70 исполнения 1 с диаметром резьбы *d* = 12 мм, с крупным шагом и полем допуска 6Н, класса прочности 8, с покрытием 05 имеет обозначение:

Гайка М12 – 6Н. 8. 05. ГОСТ 5915 – 70 .

9. РАСЧЕТ РЕЗЬБЫ НА ПРОЧНОСТЬ

Основные виды разрушения резьб: *крепежных – срез витков, винтовых механизмов – износ витков. В соответствии с этим основными критериями работоспособности и расчета для крепежных резьб является прочность, связанная с напряжениями среза* $\tau_{ср}$*, а для резьб винтовых механизмов – износостойкость, связанная с напряжениями смятия* $\sigma_{СМ}$*.*

Рассмотрим резьбовой стержень с гайкой, нагруженный осевой силой *F* (рис. 33). Условно этот стержень назовем винт и под этим термином будем подразумевать болт, шпильку или ходовой винт.

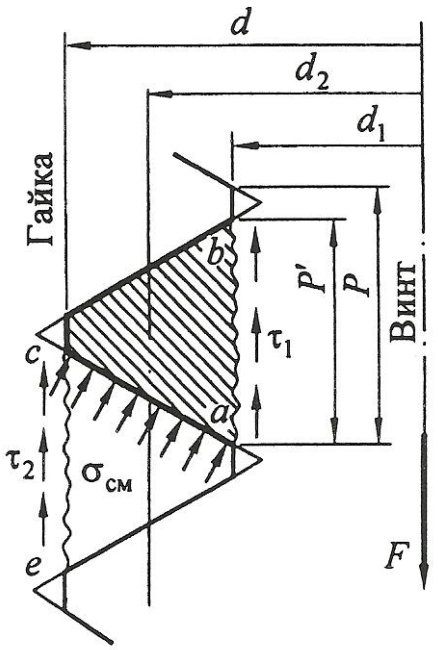


Рис.33. Опасные сечения в витках резьбы и поверхность смятия витка

Срез витков резьбы винта происходит по поверхности диаметром d_1, гайки – по поверхности диаметром *d*. При одинаковой прочности винта и гайки расчет витков на срез производят только для винта по диаметру d_1 как наименьшему. В случае использования гайки меньшей прочности, чем винт, дополнительно проверяют на прочность и резьбу гайки по диаметру *d*.

Таким образом, напряжения среза:

а) для резьбы винта

$$\tau_1 = \frac{F}{\pi d_1 k H k_m} \le \left[\tau_{ср}\right]_1; \qquad (12)$$

б) для резьбы гайки

$$\tau_2 = \frac{F}{\pi d_2 k H k_m} \le \left[\tau_{cp}\right]_2; \qquad (13)$$

где d_1 и d – соответственно внутренний и наружный диаметр резьбы; $k = P'/P$ – коэффициент полноты резьбы (здесь P – шаг резьбы) (для треугольной резьбы k≈0,87, для прямоугольной k≈0,5, для трапецеидальной k≈0,65); H – высота гайки; k_m – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения осевой силы F по виткам (для резьб с крупным шагом k_m = 0,7…0,75, с мелким – k_m = 0,65…0,7);

$[\tau_{cp}] = (0{,}2...0{,}3)\sigma_T$.

При использовании стандартных резьбовых крепежных деталей (болтов, винтов и шпилек) из равнопрочных материалов прочность резьбы на участке свинчивания винта с гайкой выше прочности резьбового стержня на растяжение, поэтому расчет на срез витков резьбы стандартных винтов и гаек не производят.

Условие износостойкости резьбы винтового механизма по напряжениям смятия:

$$\sigma_{CM} = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)k_m z} \le [\sigma_{CM}], \qquad (14)$$

где $z = H/P$ – число витков резьбы гайки; $[\sigma_{CM}]$ – допускаемые напряжения смятия для менее прочной детали резьбовой пары.

Приближенно принимают $[\sigma_{CM}] = (0{,}3…0{,}4)\ \sigma_T$.

Высота гайки и глубина завинчивания. Исходным условием для назначения высоты стандартных гаек является равнопрочность крепежной резьбы на срез и стержня болта (винта, шпильки) на растяжение, которая обеспечивается при

$$H \approx 0{,}8 d_1.$$

В соответствии с этим высоту нормальных стандартных гаек крепежных изделий принимают

$$H \approx 0{,}8 d,$$

что идет в сторону запаса прочности напряжениям среза витков резьбы, так как $d > d_1$.

Следует отметить, что в стандартах высота гаек обозначается m (см. п. 5).

По тем же соображениям устанавливают глубину завинчивания винтов и шпилек в детали: в стальные детали $H = (0{,}9…1)d$, в чугунные $H = (1{,}25…1{,}5)d$, в силуминовые $H = (1{,}7…2)d$.

10.ПРОЧНОСТЬ ЕДИНИЧНОГО БОЛТА (ВИНТА, ШПИЛЬКИ) ПРИ ПОСТОЯННОЙ (СТАТИЧЕСКОЙ) НАГРУЗКЕ

Размеры стандартных резьбовых крепежных деталей из равнопрочных материалов установлены из условия равнопрочности витков резьбы на срез на участке свинчивания с гайкой, разрыва стержня по внутреннему диаметру резьбы и отрыву головки (у болта или винта) (см. рис. 34).

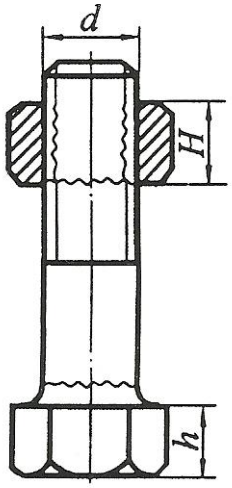


Рис.34.Опасные сечения в болте

Последний вид разрушения встречается крайне редко и связан с нарушением технологии изготовления.

Равнопрочность стандартных болтов, винтов и шпилек по указанным критериям значительно облегчает их расчет. Представляется возможным по заданной нагрузке определить по одному из критериев только один из размеров крепежной детали и на основании его принять по стандарту остальные размеры.

Для болтов, винтов и шпилек, устанавливаемых в соединяемые детали с зазором, и нагруженных осевой статической силой чаще всего из условия прочности на растяжение определяют внутренний диаметр d_1 резьбы стержня и затем по стандарту принимают наружный диаметр d резьбы и шаг P (см. табл. 3).

Для болтов «под развертку», устанавливаемых в отверстия без зазора, из расчета на прочность первоначально определяют диаметр гладкой ненарезанной части стержня, на основании которого производится выбор остальных размеров, в том числе и резьбы.

Длину болта, винта и шпильки выбирают в зависимости от толщины соединяемых деталей. Остальные размеры деталей резьбового соединения (гайки,

шайбы пружинной и др.) принимают по соответствующим стандартам, исходя из диаметра *d* резьбы.

Рассмотрим расчет на прочность единичного болта при различных случаях нагружения статической силой, т.е. при постоянной нагрузке. Для краткости под словом «болт» будем подразумевать и другие резьбовые изделия: винт, шпильку, стержень с резьбой и т.п.

Таблица 3 . Размеры элементов метрической резьбы (ГОСТ 8724–2002) L71

$d(D)$, мм			P, мм	$d_2(D_2)$	$d_1(D_1)$	d_3	A_p, мм^2	ψ
Ряд 1	Ряд 2	Ряд 3		мм				
5	–	–	0,8	4,48	4,134	4,018	12,9	3°15′
5	–	–	0,5	4,675	4,459	4,387	15,11	1°67′
–	–	5,5	0,5	5,175	4,959	4,886	18,74	1°56′
6	–	–	1	5,35	4,918	4,773	17,9	3°24′
6	–	–	0,75	5,513	5,188	5,08	20,26	2°29′
6	–	–	0,5	5,675	5,459	5,387	22,78	1°36′
–	–	7	1	6,35	5,918	5,773	26,162	2°52′
–	–	7	0,75	6,513	6,188	6,08	29,019	2°6′
–	–	7	0,5	6,675	6,459	6,387	32,023	1°22′
8	–	–	1,25	7,188	6,647	6,466	32,08	3°10′
8	–	–	1	7,35	6,918	6,773	36	2°29′
8	–	–	0,75	7,513	7,188	7,08	39,35	1°49′
8	–	–	0,5	7,675	7,459	7,387	42,836	1°11′
–	–	9	(1,25)	8,188	7,647	7,466	43,757	2°47′
–	–	9	1	8,35	7,918	7,773	47,429	2°11′
–	–	9	0,75	8,513	8,188	8,08	51,249	1°36′
–	–	9	0,5	8,675	8,459	8,387	55,218	1°3′
10	–	–	1,5	9,026	8,376	8,16	52,3	3°2′
10	–	–	1,25	9,188	8,647	8,466	56,3	2°29′
10	–	–	1	9,35	8,918	8,773	60,4	1°57′
10	–	–	0,75	9,513	9,188	9,08	64,72	1°26′
10	–	–	0,5	9,675	9,459	9,387	69,17	0°57′
–	–	11	(1,5)	10,026	9,376	9,16	65,866	2°44′
–	–	11	1	10,35	9,918	9,773	74,976	1°46′
–	–	11	0,75	10,513	10,188	10,08	79,76	1°18′
–	–	11	0,5	10,675	10,459	10,387	84,69	0°51′
12	–	–	1,75	10,863	10,106	9,853	76,8	2°56′
12	–	–	1,5	11,026	10,376	10,160	81	2°29′
12	–	–	1,25	11,18	10,647	10,467	86	2°2′
12	–	–	1	11,35	10,918	10,773	91,1	1°36′
–	–	14	2	12,701	11,835	11,546	105	2°52′
–	–	14	1,5	13,026	12,376	12,160	116	2°6′
–	–	14	1,25	13,188	12,647	12,466	122	1°44′
–	–	14	1	13,35	12,918	12,773	128	1°22′
–	–	14	0,75	13,513	13,188	13,08	134,3	1°1′
–	–	14	0,5	13,675	13,459	13,387	140,7	0°40′
–	–	15	1,5	14,026	13,376	13,16	136	1°57′
–	–	15	(1)	14,35	13,918	13,773	149	1°16′
16	–	–	2	14,701	13,835	13,546	144	2°29′
16	–	–	1,5	15,026	14,376	14,16	157	1°49′
16	–	–	1	15,350	14,918	14,773	171	1°11′
16	–	–	0,75	15,513	15,153	15,08	178,5	0°53′
16	–	–	0,5	15,675	15,459	15,387	185,9	0°35′
–	–	17	1,5	16,026	15,376	15,16	180,4	1°42′
–	–	17	(1)	16,35	15,918	15,773	195,3	1°7′
–	18	–	2,5	16,376	15,294	14,933	175	2°47′
–	18	–	2	16,701	15,835	15,546	190	2°11′
–	18	–	1,5	17,026	16,376	16,16	205	1°36′
–	18	–	1	17,35	18,918	16,773	221	1°3′
–	18	–	0,75	17,513	17,188	17,08	229	0°47′
–	18	–	0,5	17,675	17,459	17,387	237,3	0°31′
20	–	–	2,5	18,376	17,294	16,933	225	2°29′
20	–	–	2	19,701	17,835	17,546	142	1°57′
20	–	–	1,5	19,026	18,376	18,16	259	1°26′
20	–	–	1	19,35	18,918	18,773	279	0°57′
20	–	–	0,75	19,513	19,188	19,08	286	0°42′
20	–	–	0,5	19,675	19,459	19,387	295	0°28′
–	–	22	2,5	20,376	19,294	18,933	281	2°18′
–	–	22	2	20,701	19,835	19,546	300	1°46′
–	–	22	1,5	21,026	20,376	20,160	319	1°18′
–	–	22	1	21,350	20,918	20,773	339	0°51′
–	–	22	0,75	21,513	21,188	21,080	349	0°38′
–	–	22	0,5	21,675	21,459	21,387	359	0°25′
24	–	–	3	22,051	20,752	20,319	324	2°29′
24	–	–	2	22,701	21,835	21,546	365	1°36′
24	–	–	1,5	23,026	22,376	22,160	386	1°11′
24	–	–	1	23,350	22,918	23,773	407	0°47′
24	–	–	0,75	23,513	23,188	23,080	418	0°35′
24	–	–	2	23,701	22,835	22,546	399	1°33′
–	–	25	1,5	24,026	23,376	23,160	421	1°8′
–	–	25	1	24,350	23,918	23,773	443,6	0°45′
–	–	(26)	1,5	25,026	24,376	24,160	458	1°6′
	27	–	3	25,051	23,752	23,319	427	2°11′
	27	–	2	25,701	24,835	24,546	473	1°25′
	27	–	1,5	26,026	25,376	25,160	487	1°3′
	27	–	1	26,350	25,918	25,773	522	0°42′
	27	–	0,75	26,513	26,188	26,080	534	0°31′
–	–	(28)	2	26,701	25,835	24,247	461,5	1°22′
–	–	(28)	1,5	27,026	26,376	25,186	498	1°1′
–	–	(28)	1	27,350	26,918	26,123	535,7	0°40′
30	–	–	3,5	27,727	26,211	25,706	519	2°18′
30	–	–	(3)	28,051	26,752	26,319	544	1°57′
30	–	–	2	28,701	27,835	27,546	596	1°16′
30	–	–	1,5	29,026	28,376	28,160	628	0°57′
30	–	–	1	29,350	28,918	28,773	650	0°37′
30	–	–	0,75	29,513	29,188	29,080	664	0°28′

Условное обозначение метрической резьбы состоит из буквы М, наружного диаметра $d(D)$, шага (для резьбы с мелким шагом) и поля допуска среднего и наружного диаметров выступа. Например, метрическая резьба диаметром 24 мм с крупным шагом и полем допуска 6g имеет следующее обозначение: М24 – 6g; то же с мелким шагом: М24×2–6g.

Примечания: 1. При выборе диаметра резьбы следует предпочитать первый ряд второму, а второй – третьему.

2. Площадь расчетного сечения болта вычислена по формуле $A_p = \pi d_3^2/4$.

3. Угол подъема резьбы ψ определен для среднего диаметра $d_2(D_2)$ резьбы.

10.1. Резьбовой стержень нагружен только внешней осевой растягивающей силой F. Предварительная затяжка отсутствует

Такой вид нагружения встречается сравнительно редко. Резьбовой стержень в этом случае обычно находится под действием силы тяжести. Характерным примером данного нагружения может служить резьбовой конец грузового крюка для подвешивания груза (рис. 35).

Опасным здесь является поперечное сечение, ослабленное резьбой. Площадь этого сечения оценивают приближенно по внутреннему диаметру d_1 резьбы.

Условие прочности по напряжениям растяжения в опасном сечении резьбового стержня:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \le [\sigma_p], \qquad (15)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемые напряжения растяжения; $[\sigma_p] = 0{,}6\sigma_T$ – для резьбовых соединений без предварительной затяжки (здесь σ_T – предел текучести материала резьбового стержня).

Формулой (15) пользуются при проверочном расчете резьбового стержня. Из нее вытекает зависимость для проектного расчета этого стержня:

$$d_1 \ge \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}}, \qquad (16)$$

Исходя из d_1 по стандарту применяют наружный диаметр d резьбы.

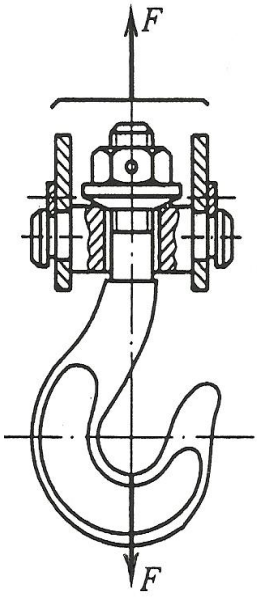


Рис.35.Резьбовое соединение без предварительной затяжки нагружено внешней растягивающей силой F

10.2. Болт предварительно затянут, внешняя нагрузка отсутствует

Примером служат болты для крепления ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин (рис. 36).

В этом случае стержень болта растягивается осевой силой $F_{зат}$, возникающей от затяжки болта, и закручивается моментом сил трения в резьбе T_p [см. формулу (5)].

Напряжения растяжения от силы затяжки $F_{зат}$:

$$\sigma_p = \frac{4F_{зат}}{\pi d_1^2}. \qquad (17)$$

Напряжения кручения от момента T_p:

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{F_{зат}\frac{d_2}{2}tg(\varphi+\psi)}{0{,}2d_1^3}, \qquad (18)$$

где $W_p = \pi d_1^3/16 \approx 0{,}2d_1^3$ – момент сопротивления расчетного сечения при кручении.

Требуемая сила затяжки:

$$F_{зат} = A\,\sigma_{СМ}\,, \qquad (19)$$

где A – площадь стыка деталей, приходящаяся на один болт; $\sigma_{СМ}$ – напряжения смятия в стыке деталей по условиям герметичности (принимают по рекомендациям, изложенным в справочной литературе).

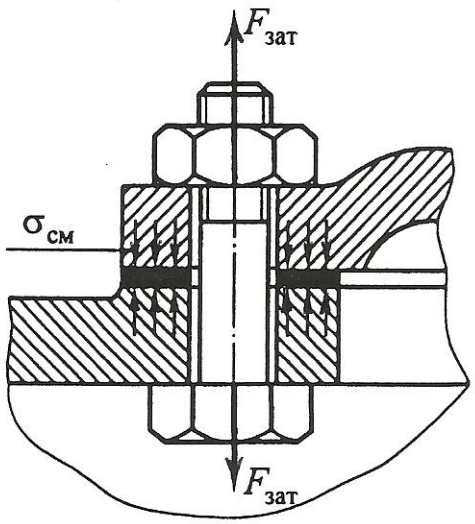


Рис.36. Болт предварительно затянут, внешняя нагрузка отсутствует [1]

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению σ_E:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau^2} \le [\sigma_p]. \qquad (20)$$

Для стандартных метрических резьб **(ψ = 1,5…3°, φ = 6…16°)** можно приближенно принять $\sigma_E \approx 1{,}3\sigma_p$.

Физический смысл коэффициента 1,3 заключается в том, что с его помощью учитывают касательные напряжения в резьбе стержня, возникающие при скручивании его моментом сил трения в резьбе T_p .

Это позволяет рассчитывать прочность болта по упрощенной формуле

$$\sigma_E = \mathbf{1{,}3}\frac{\mathbf{4}F_{зат}}{\pi \mathbf{d}_1^2} \le [\sigma_p]. \qquad (21)$$

При проектном расчете внутренний диаметр d_1 резьбы болта можно определить из (21):

$$\mathbf{d}_1 \ge \sqrt{\frac{\mathbf{1{,}3}\cdot \mathbf{4}F_{зат}}{\pi[\sigma_p]}}, \qquad (22)$$

а по нему подобрать стандартную резьбу.

При расчете по зависимостям (20)…(22) допускаемые напряжения растяжения $[\sigma_p]$ для предварительно затянутых болтов определяют по формуле

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{\mathbf{S}_T},$$

где σ_T – предел текучести материала стержня болта; S_T – коэффициент запаса статической прочности по текучести материала; при контролируемой затяжке $\mathbf{S_T}$ **= 1,5…2,5;** при неконтролируемой затяжке для болтов **M6…M16** $\mathbf{S_T}$ **= 5…4** (для болтов из углеродистой стали) и $\mathbf{S_T}$ **= 6,5…5** (для болтов из легированной стали).

Увеличение S_T для болтов малых диаметров при неконтролируемой затяжке связано с возможностью их разрушения.

10.3. Болт нагружен внешней силой F, сдвигающей детали в стыке

Условием надежности соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке. Под силой *F* подразумевается внешняя статическая сила, сдвигающая детали в районе единичного болта. Конструкция резьбового соединения может быть выполнена в двух вариантах: болт поставлен с зазором или без зазора.

Рассмотрим каждый из этих вариантов.

Болт поставлен с зазором (рис. 37, а). При этом варианте установки болта внешнюю сдвигающую силу *F* уравновешивают силы трения $F_{тр}$ в стыке, которые образуются от затяжки болта.

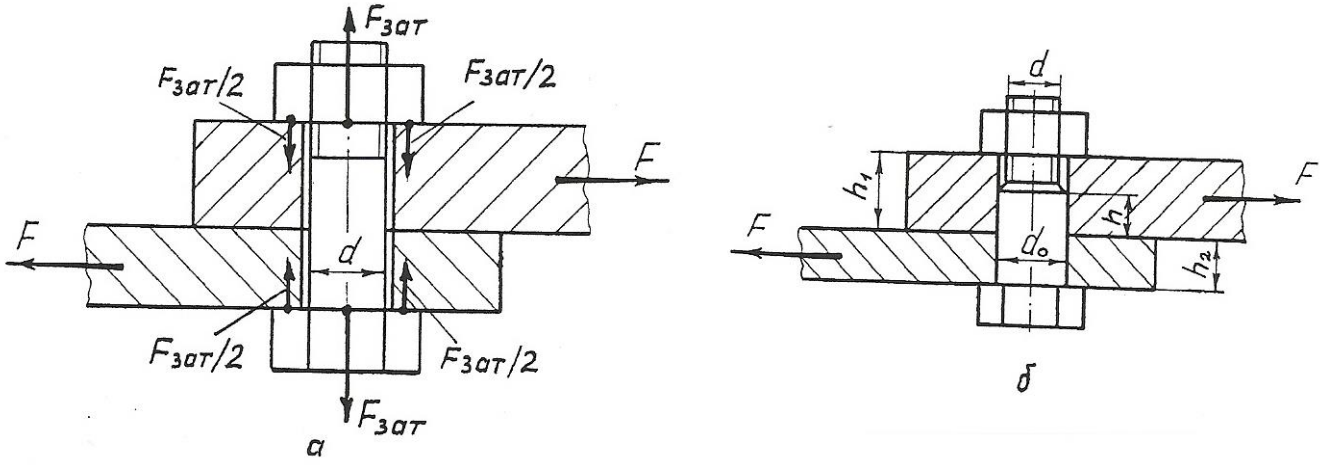


Рис.37.Болт нагружен внешней силой *F*, сдвигающей детали в стыке: а – болт поставлен с зазором; б - болт поставлен без зазора

Условие отсутствия сдвига деталей в стыке:

$$F_{тр} \geq F.$$

Введя коэффициент запаса k (k = 1,3…1,5 при статической нагрузке; k = 1,8…2,0 при переменной внешней нагрузке) и выразив силу трения $F_{тр}$ через силу затяжки $F_{зат}$ и коэффициент трения f (f = 0,15…0,2 для сухих стальных и чугунных поверхностей), получим

$$F_{зат} f = kF.$$

Отсюда необходимая сила затяжки

$$F_{зат} = \frac{kF}{f}. \qquad (23)$$

Прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению [см. формулу (21)]:

$$\sigma_E = 1{,}3\frac{4F_{зат}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]$$

При проектном расчете определяют внутренний диаметр d_1 резьбы стержня болта:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1{,}3 \cdot 4F_{зат}}{\pi[\sigma_p]}},$$

а по нему подбирают наружный диаметр d резьбы.

Болт поставлен без зазора (рис. 37, б). В этом случае отверстие в соединяемых деталях калибруют разверткой, а диаметр d_0 гладкой части стержня болта выполняют с допуском, обеспечивающим беззазорную посадку. Поэтому болт, устанавливаемый без зазора, называют болтом «под развертку».

Несдвигаемость деталей в стыке под действием внешней статической сдвигающей силы F обеспечивает стержень болта диаметром d_0, работающий на срез и смятие. Влияние сил трения на стыке деталей не учитывают, упрощая этим расчет.

Условие прочности стержня болта (его гладкой части диаметром d_0) по напряжениям среза:

$$\tau = \frac{4F}{\pi d_0^2} \leq [\tau], \qquad (24)$$

где $[\tau] = (0{,}2 \ldots 0{,}3)\sigma_T$ – допускаемые напряжения среза.

Отсюда диаметр d_0 стержня болта:

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau]}}.$$

Исходя из d_0 по стандарту принимают размеры болта и резьбы, выполняемой на резьбовом участке стержня (для болта «под развертку» $d < d_0$).

Дополнительно выполняют приближенный проверочный расчет на смятие.

Напряжения смятия в контакте гладкой части стержня болта диаметром d_0 с деталями соединения:

$$\left.\begin{aligned} \sigma_{см1} &= \frac{F}{d_0 h} \leq [\sigma_{см}]; \\ \sigma_{см2} &= \frac{F}{d_0 h_2} \leq [\sigma_{см}], \end{aligned}\right\} \qquad (25)$$

где $\sigma_{см} = (0{,}35 \ldots 0{,}45)\sigma_T$ – допускаемые напряжения смятия менее прочной из контактирующих стальных деталей; $d_0 h$ и $d_0 h_2$ – условные площади смятия (боковая поверхность цилиндра заменена площадью диаметрального сечения болта).

10.4. Болт предварительно затянут при сборке силой затяжки $F_{зат}$ и нагружен внешней осевой отрывающей силой, перпендикулярной плоскости стыка деталей

На рис. 38, а показано исходное положение деталей соединения перед затяжкой – стержень болта и детали не деформированы. Для дальнейших рассуждений сохраним положение головки болта неизменным, а все деформации отобразим в верхней части рис. 38, б и в. Итак, болт предварительно затянули постоянной силой $F_{зат}$.

Под действием силы затяжки $F_{зат}$ болт удлинится на величину $\Delta_Б$, а детали сожмутся на величину $\Delta_Д$. Деформации $\Delta_Б$ и $\Delta_Д$ в общем случае не равны и зависят от податливостей болта $\lambda_Б$ и деталей $\lambda_Д$ (определение податливостей см. ниже):

$$\Delta_Б = \lambda_Б F_{зат}; \qquad \Delta_Д = \lambda_Д F_{зат}.$$

После приложения к деталям внешней осевой статической отрывающей силы F, перпендикулярной плоскости стыка, болт дополнительно удлинится на величину $\delta l_Б$, и на столько же уменьшится деформация сжатия деталей $\delta l_Д$.

Таким образом, имеет место равенство

$$\delta l_Б = \delta l_Д. \qquad (26)$$

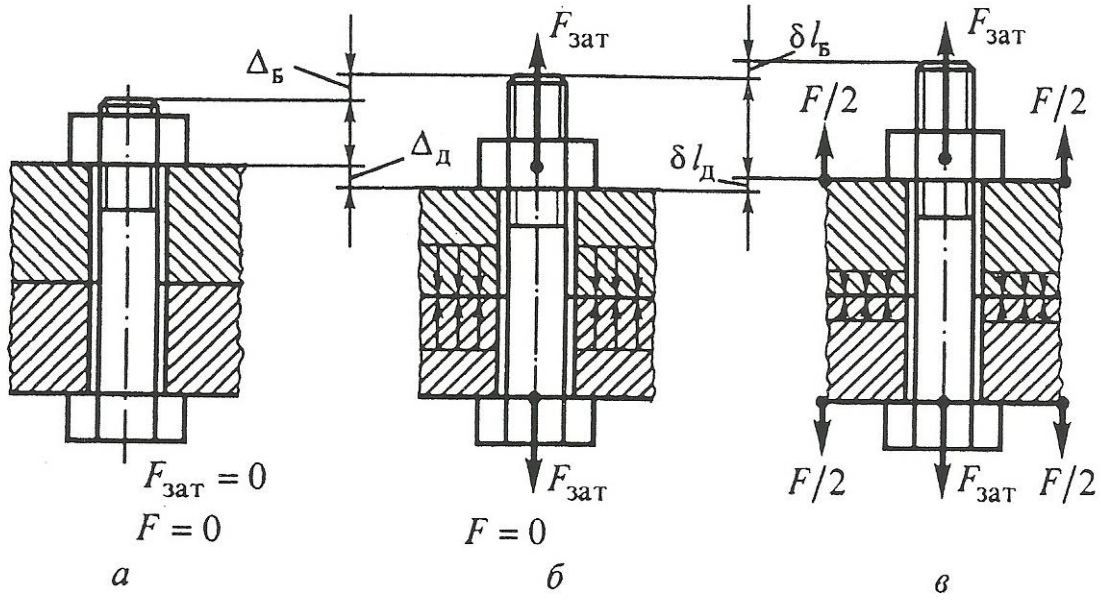


Рис.38. Деформированное состояние резьбового соединения до затяжки (а), после затяжки (б) и после приложения внешней осевой отрывающей силы, перпендикулярной плоскости стыка деталей (в) [4]

Так как податливости деформируемой части болта $\lambda_б$ и деталей $\lambda_д$ различны, сила *F* при одинаковой деформации распределится между ними обратно пропорционально величинам податливостей.

Обозначим часть внешней отрывающей силы, вызывающую деформацию болта $\delta l_б$, через χF. Тогда остальная часть внешней отрывающей силы, уменьшающая деформацию сжатия деталей $\delta l_д$, будет обозначена $(1-\chi)F$.

Выразив в равенстве (26) деформации $\delta l_б$ и $\delta l_д$ через силы и податливости, получим

$$\chi F \lambda_б = (1-\chi) F \lambda_д$$

отсюда

$$\chi = \frac{\lambda_д}{\lambda_б + \lambda_д}. \qquad (27)$$

Коэффициент χ называют коэффициентом внешней нагрузки. При соединении металлических деталей стальным болтом (при отсутствии мягких прокладок в стыке) $\chi = 0{,}2...0{,}3$.

Таким образом, внешняя осевая отрывающая сила *F* распределяется между болтом и сжатыми деталями следующим образом. Часть внешней силы χF дополнительно нагружает болт, увеличивая его длину на $\delta l_б$, а остальная часть внешней отрывающей силы $(1-\chi)F$ уменьшает сжатие деталей, т.е. уменьшает деформацию сжатия на $\delta l_д$. В результате этого, усилие сжатия деталей в стыке, которое было создано при предварительной затяжке болта силой затяжки $F_{зат}$, уменьшилось. Остаточная затяжка стыка от одного болта $F_{ст}$ оказалась меньше предварительной силы затяжки $F_{зат}$ на величину $(1-\chi)F$, т.е.:

$$F_{ст} = F_{зат} - (1-\chi)F. \qquad (28)$$

Для того, чтобы под действием части внешней отрывающей силы, равной $(1-\chi)F$, стык не раскрылся (что недопустимо), необходимо, чтобы остаточная затяжка стыка от одного болта $F_{ст}$ было больше нуля, т.е.

$$F_{ст} > 0.$$

Это условие будет выполнено только в том случае, когда

$$F_{зат} > (1-\chi)F, \qquad (29)$$

т.е. когда болт при предварительной затяжке затянут достаточной силой затяжки $F_{зат}$.

Условие (29) является исходным для выбора предварительной силы затяжки $F_{зат}$ одного болта:

$$F_{зат} \geq K_{зат}(1-\chi)F, \qquad (30)$$

где $K_{зат}$ - коэффициент запаса затяжки.

По условию нераскрытия стыка [1]: при постоянной нагрузке $K_{зат} = 1{,}25...2{,}$ при переменной нагрузке $K_{зат} = 2{,}5...4.$

По условию герметичности [5]: при мягких прокладках $K_{зат} = 1{,}25...2{,}5$, при металлических прокладках $K_{зат} = 2{,}5...4.$

Расчетная сила $F_{расч}$ на один болт будет складываться из силы предварительной затяжки $F_{зат}$, определяемой по формуле (30), с учетом момента сил трения в резьбе, скручивающего стержень при затяжке (коэффициент 1,3) и части внешней отрывающей силы χF, которая дополнительно нагружает болт, т.е.

$$F_{расч} = 1{,}3F_{зат} + \chi F$$

или

$$F_{расч} = 1{,}3K_{зат}(1-\chi)F + \chi F. \qquad (31)$$

При проектном расчете определяют внутренний диаметр d_1 резьбы болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi[\sigma_p]}}, \qquad (32)$$

а по нему подбирают резьбу.

Податливость болта и деталей. В общем случае податливость деформируемого элемента определяют по формуле

$$\lambda = \frac{l}{AE}, \qquad (33)$$

где l - длина деформируемого участка площадью поперечного сечения A; E – модуль упругости материала.

Податливость болта $\lambda_Б$ определяют как сумму податливостей отдельных его участков.

Что касается податливости деталей $\lambda_Д$, то следует предварительно рассмотреть особенности их деформирования. Экспериментально установлено [1,4,5,], что деформации от гайки и головки болта распространяются вглубь деталей

по конусам с углом $\alpha \approx 27^{\circ}$ **или** $\mathrm{tg}\,\alpha = 0{,}5$ (см. рис. 39). При скреплении деталей болтом с гайкой деформируемая зона деталей представляет собой два полых усеченных конуса с общим большим основанием, расположенным на расстоянии $(\delta_1+\delta_2)/2$ от внешних торцов. Внутренний диаметр отверстия в конусах равен диаметру отверстий $d_{отв}$ в деталях. Для упрощения расчета два полых усеченных конуса заменяют равным по объему цилиндром с наружным диаметром D_1:

$$D_1 = D + \frac{\delta_1 + \delta_2}{4},$$

где D – размер под ключ гайки или головки болта.

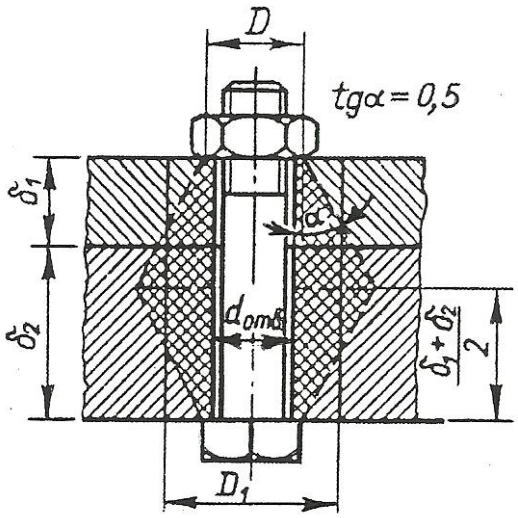


Рис.39. Конусы деформаций (расчетная модель) [1]

Площадь сечения такого цилиндра вычисляют по формуле:

$$A_д = \pi \frac{D_1^2 - d_{отв}^2}{4}.$$

Тогда податливость деталей приближенно:

$$\lambda_д = \frac{\delta_1 + \delta_2}{E_д A_д},$$

где индекс «Д» - деталей.

10.5. Особенности нагружения эксцентрично установленного болта

Эксцентричное нагружение болта (рис. 40) возникает в основном из-за непараллельности опорной поверхности детали и контактируемой с ней опорной поверхности гайки (или болта), например, вследствие уклона полки швеллера. В результате этого, кроме напряжений растяжения в стержне болта

$$\sigma_p = \frac{4F_{зат}}{\pi d_1^2}$$

дополнительно появляются напряжения изгиба

$$\sigma_и = \frac{F_{зат} \cdot x}{0{,}1 d_1^3}.$$

При этом

$$\frac{\sigma_и}{\sigma_p} \approx 7...7{,}5.$$

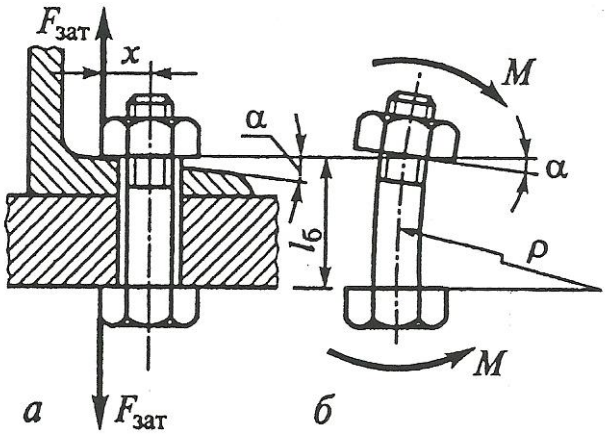


Рис.40. Эксцентричное нагружение болта [1]

Последнее отношение показывает, что эксцентричное нагружение может значительно уменьшить прочность болта. Поэтому на практике эксцентричное нагружение болта следует устранять, подкладывая, например, под гайку косую шайбу или обрабатывать опорную поверхность детали.

11. ПРОЧНОСТЬ ЕДИНИЧНОГО БОЛТА (ВИНТА, ШПИЛЬКИ) ПРИ ВНЕШНЕЙ ПЕРЕМЕННОЙ НАГРУЗКЕ

Выше в п.п. 10.1…10.5 была рассмотрена прочность единичного болта (винта, шпильки), подверженного воздействию внешней постоянной (статической) нагрузки. Однако кроме внешнего статического нагружения резьбовые соединения в узлах машин испытывают также и нагружение внешней переменной нагрузкой. При этом независимо от того, какое будет внешнее нагружение резьбового соединения (статическое или переменное), это соединение всегда испытывает статическую (постоянную) нагрузку от предварительной затяжки болта (винта, шпильки) силой затяжки $F_{зат}$.

Таким образом, большинство болтов (винтов, шпилек), нагруженных внешней переменной отрывающей силой, испытывают постоянную нагрузку от предварительной затяжки и переменную внешнюю нагрузку, изменяющуюся обычно по пульсационному (отнулевому) закону. Соответственно по такому же закону будет изменяться и напряжение σ в болте в зависимости от времени t (рис. 41).

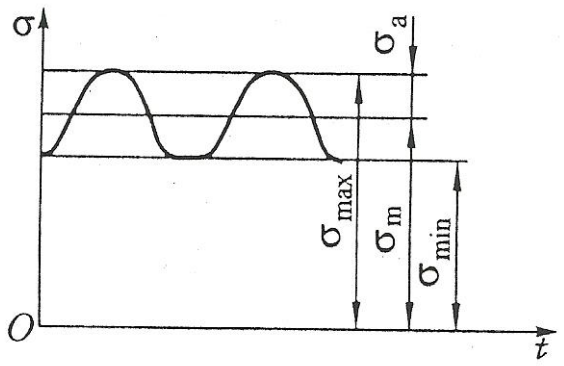


Рис.41. Напряжения в болте (винте, шпильке), нагруженном постоянной силой затяжки и переменной внешней силой, изменяющейся по гармоническому закону [4]

Изучая ранее (см. п. 10.4) вопрос о том, как распределяется внешняя отрывающая сила F между болтом и стыком деталей, было установлено, что на болт приходится только часть этой силы, равная χF , здесь χ - коэффициент внешней нагрузки, определяемый по формуле (27).

Постоянная сила предварительной затяжки болта $F_{зат}$ вызывает в опасном сечении резьбовой части стержня болта постоянные напряжения затяжки $\sigma_{зат}$:

$$\sigma_{зат} = \sigma_{\min} = 1{,}3\frac{4F_{зат}}{\pi d_1^2}.$$

Часть внешней переменной силы, равная χF, которая нагружает болт, изменяется по отнулевому циклу и вызывает в опасном сечении резьбовой части стержня болта переменные напряжения растяжения с амплитудой σ_a **:**

$$\sigma_a = \frac{4(0{,}5\chi F)}{\pi d_1^2},$$

где $0{,}5\chi F$ - амплитуда внешней переменной силы χF, приходящейся на болт.

Единичный болт, находящийся под действием внешней переменной нагрузки рассчитывают на сопротивление усталости. Однако такой расчет может быть выполнен только тогда, когда известны размеры резьбового стержня.

Поэтому для осуществления этого расчета предварительно из условия статической прочности определяют размеры резьбового стержня (см. п.п. 10.1…10.5), а затем проверяют его на сопротивление усталости путем вычисления коэффициента запаса сопротивления усталости по амплитуде S_a :

$$S_a = \frac{\sigma_{a\,пред}}{\sigma_a} \geq [S_a] = 2{,}5...4, \qquad (34)$$

где $\sigma_{a\,пред} = \frac{\sigma_{-1Z}K_d}{K_\sigma \sigma_a}$ - предельно допускаемая амплитуда переменных напряжений; σ_{-1Z} - предел выносливости материала болта (винта, шпильки); K_d - масштабный фактор; K_σ - эффективный коэффициент концентрации напряжений.

Расчет болта, нагруженного внешней переменной нагрузкой заканчивают определением коэффициента запаса статической прочности по текучести материала S_T :

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_m + \sigma_a} \geq [S_T] = 1{,}25, \qquad (35)$$

где $\sigma_m = \sigma_{\min} + \sigma_a = \sigma_{зат} + \sigma_a$ - средние напряжения цикла.

Анализ выше приведенных зависимостей позволяет предложить некоторые **способы повышения несущей способности** резьбовых соединений:

1. Увеличение предварительной затяжки болта (винта, шпильки), при которой создаются напряжения растяжения в стержне $\sigma_{зат} = (0{,}6...0{,}8)\sigma_T$. При этом повышается жесткость стыка (уменьшается $\lambda_Д$ и, следовательно χ), что уменьшает амплитуду σ_a переменных напряжений.

2. Снижение коэффициента внешней нагрузки χ путем увеличения податливости болта в нерезьбовой части (см. рис. 42).

3. Применение контролируемой затяжки. Позволяет снизить в 1,5…2 раза коэффициент запаса S_T при определении $[\sigma_p]$, что в свою очередь приводит к снижению диаметра болта на 20…30%.

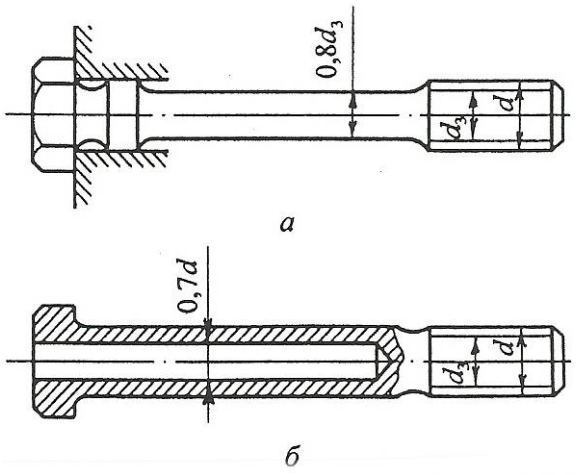


Рис.42. Примеры выполнения болтов с повышенной податливостью

4. Снижение коэффициента концентрации K_σ путем накатывания резьбы, а не нарезанием. Накатывание резьбы также повышает предел выносливости σ_{-1Z} материала резьбового стержня.

5. Использование болта более высокого класса прочности.

6. Выбор надежного способа стопорения.

7. Шлифование поверхности стыка деталей в ответственном соединении, что лучше сохраняет затяжку в процессе эксплуатации.

8. Повышение равномерности распределения нагрузки по виткам резьбы. Применение гаек с повышенной податливостью первых рабочих витков (см. рис. 32)

12. РАСЧЕТ ГРУППЫ БОЛТОВ (ВИНТОВ, ШПИЛЕК) [4,5]

В узлах машин чаще применяют резьбовое соединение деталей не единичными, а несколькими одинаковыми болтами, т.е. группой болтов.

Сущность расчета группы болтов заключается в выявлении наиболее нагруженного болта (винта, шпильки). Определение наибольшей нагрузки на болт выполняют, схематизируя соединение в виде группы единичных соединений (по числу болтов), связанных между собой недеформируемой реальной корпусной деталью. Затем рассчитывают прочность этого болта по формулам, приведенным в п.10 для соответствующего случая статического нагружения единичного болта. При внешней переменной нагрузке единичный болт, предварительно рассчитанный по статической нагрузке, равной наибольшему значению переменной нагрузки, дополнительно проверяют на сопротивление усталости (см. п.11).

Рассмотрим основные расчетные случаи резьбовых соединений группой болтов.

12.1. Резьбовое соединение группой болтов нагружено центрально приложенной отрывающей силой *N*, перпендикулярной плоскости стыка (рис.43)

Центрально приложенной называют силу *N*, линия действия которой проходит через центр масс (ц.м.) стыка (опорной части) резьбового соединения.

Сила *N* равномерно распределяется между всеми предварительно затянутыми болтами соединения, нагружая каждый из них внешней осевой силой $\boldsymbol{F = N / z}$, здесь *z* – число болтов (см. рис. 43).

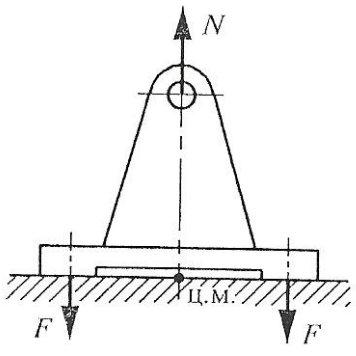


Рис. 43. Резьбовое соединение группой болтов нагружено центрально приложенной отрывающей силой *N*, перпендикулярной плоскости стыка

Далее рассматривают единичный болт, предварительно затянутый при сборке силой затяжки $F_{зат}$ и нагруженный внешней осевой отрывающей силой, перпендикулярной плоскости стыка, как это было рассмотрено в п. 10. 4.

Расчетная сила $F_{расч}$ на один болт определяется по формуле (31), а внутренний диаметр резьбы d_1 стержня болта по формуле (32).

12. 2. Резьбовое соединение группой болтов нагружено центрально приложенной силой N в плоскости стыка соединяемых деталей (рис. 44)

Сдвигающая сила, нагружающая соединение в районе одного болта:

$$F = N / z .$$

Дальнейший расчет проводят по формулам п. 10.3 для единичного болта, установленного с зазором или без зазора.

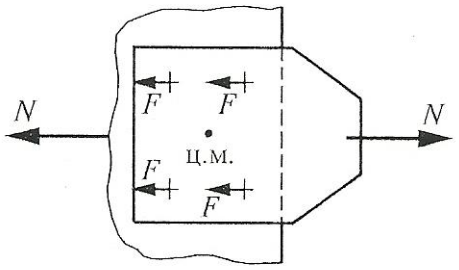


Рис. 44. Резьбовое соединение группой болтов нагружено центрально приложенной силой N в плоскости стыка соединяемых деталей

12.3. Резьбовое соединение группой болтов нагружено моментом *T* в плоскости стыка соединяемых деталей (рис. 45)

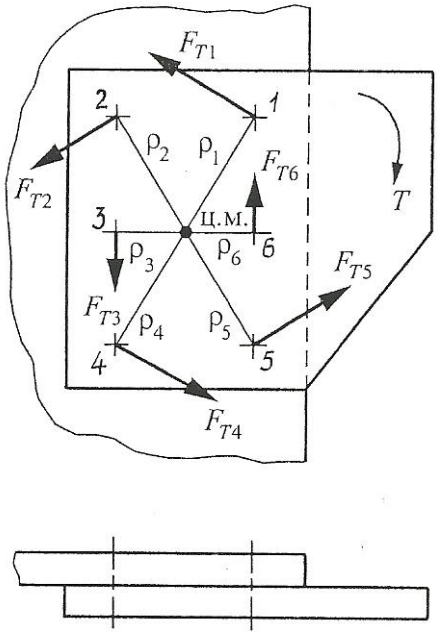


Рис. 45. Резьбовое соединение группой болтов нагружено моментом T в плоскости стыка соединяемых деталей [5]

При решении этой задачи принимают два допущения [5].

Первое. Под действием момента *T* соединяемые детали стремятся повернуться друг относительно друга, вращаясь вокруг центра масс (ц. м.) болтового соединения. Такое допущение справедливо для жестких деталей.

Из первого допущения следует условие равновесия:

$$\boldsymbol{T = F_{T1}\rho_1 + F_{T2}\rho_2 + F_{T3}\rho_3 + \ldots} \ . \qquad (36)$$

Второе. Сила, нагружающая соединение в районе каждого болта, пропорциональна расстоянию этого болта от центра масс (ц. м.) болтового соединения – по аналогии с распределением напряжений при кручении круглых цилиндров. При некотором угловом повороте радиуса – вектора перемещение в окружном направлении тем больше, чем дальше от центра масс расположено рассматриваемое сечение. По закону Гука сила пропорциональна перемещению: большему перемещению соответствует большая сила.

Отсюда следует:

$$\left.\begin{array}{l} \dfrac{F_{T1}}{F_{T2}} = \dfrac{\rho_1}{\rho_2}; \\ \dfrac{F_{T1}}{F_{T3}} = \dfrac{\rho_1}{\rho_3}; \\ \ldots\ldots\ldots\ldots \\ \dfrac{F_{T1}}{F_{TZ}} = \dfrac{\rho_1}{\rho_Z} \end{array}\right\} \qquad (37)$$

или

$$\frac{F_{T1}}{\rho_1} = \frac{F_{T2}}{\rho_2} = \frac{F_{T3}}{\rho_3} = \ldots = \frac{F_{TZ}}{\rho_Z} \qquad (38)$$

.

Для примера на рис. 45:

$$\left.\begin{array}{l} F_{T1} = F_{T2} = F_{T4} = F_{T5}; \\ F_{T3} = F_{T6}. \end{array}\right\}$$

Для нахождения этих сил на основании условий (36) и (37) запишем:

$$\left.\begin{array}{l} T = 4F_{T1}\rho_1 + 2F_{T6}\rho_6; \\ \dfrac{F_{T1}}{F_{T6}} = \dfrac{\rho_1}{\rho_6}. \end{array}\right\}$$

Таким образом, в групповом соединении под воздействием момента *T* в плоскости стыка наиболее нагруженной оказывается зона болта, находящегося на наибольшем расстоянии от центра масс соединения. Дальнейший расчет проводят по формулам п. 10.3 для единичного болта, нагруженного наибольшей сдвигающей силой F_T, в зависимости от того, как установлен болт: с зазором или без зазора.

12.4. Резьбовое соединение группой болтов нагружено комбинацией сил и моментов в плоскости стыка соединяемых деталей (рис. 46)

Исходное условие – групповое болтовое соединение нагружено консольной силой *N*, действующей в плоскости стыка соединяемых деталей (рис. 46).

Приложим силу *N* к центру масс (ц. м.) болтового соединения и уравновесим ее равной по величине силой *N'* противоположного направления. Заменим пару сил, отмеченных двумя черточками, моментом $T = NL$.

Таким образом, после приведения силы к центру масс соединения, выяснилось, что оно нагружено центрально приложенной сдвигающей силой *N* и моментом *T* в плоскости стыка.

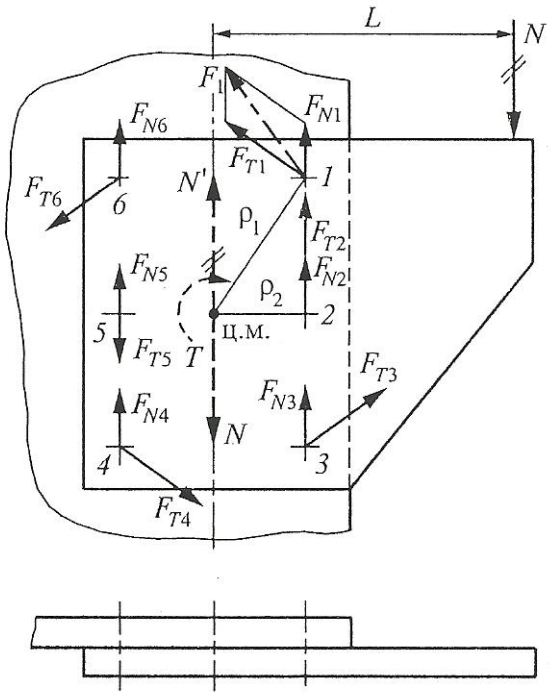


Рис. 46. Резьбовое соединение группой болтов нагружено комбинацией сил и моментов в плоскости стыка соединяемых деталей [5]

Далее в соответствии с принципом независимости действия сил от каждого силового фактора находят составляющие с последующим их геометрическим суммированием.

Составляющая $\boldsymbol{F_T}$ от момента T перпендикулярна радиусу ρ, проведенному из центра масс (ц. м.) к оси болта. Момент, создаваемый силой F_T направлен навстречу моменту T.

Для определения F_T составляется система уравнений (36) и (37) (см. п. 12.3).

Для примера на рис. 46:

$$\boldsymbol{F_{T1} = F_{T3} = F_{T4} = F_{T6}};$$
$$\boldsymbol{F_{T2} = F_{T5}}.$$

Для нахождения составляющих F_T от момента T на основании условий (36) и (37) запишем:

$$\left.\begin{aligned} \boldsymbol{T = 4F_{T1}\rho_1 + 2F_{T2}\rho_2};\\ \boldsymbol{\frac{F_{T1}}{F_{T2}} = \frac{\rho_1}{\rho_2}}. \end{aligned}\right\}$$

Решение данной системы с двумя неизвестными позволяет определить составляющие F_{T1} и F_{T2}, а затем и остальные F_{T3}, F_{T4}, F_{T5} и F_{T6}.

Составляющая от центрально приложенной сдвигающей силы N:

$$F_{N1} = F_{N2} = F_{N3} = ... = F_{NZ} = N / z ,$$

здесь z – число болтов.

Направление составляющей F_N противоположно направлению силы N.

Суммарная сила, нагружающая соединение в районе каждого болта:

$$\bar{F} = \bar{F}_N + \bar{F}_T .$$

В рассматриваемом на рис. 46 случае наиболее нагружены соединения в районе болтов 1 и 3 (F_{T1} и F_{T3} – максимальные, углы между векторами составляющих сил – острые) или болта 2 (меньшее значение F_{T2} , но угол между векторами сил равен нулю).

Дальнейший расчет проводят по формулам п. 10.3 для единичного болта, нагруженного сдвигающей силой F, в зависимости от того, как установлен болт: с зазором или без зазора.

12.5.Резьбовое соединение группой болтов нагружено отрывающей и сдвигающей силами, а также опрокидывающим моментом (на примере крепления кронштейна к плите или раме) (рис. 47) [5]

На рис. 47, а показана схема нагружения кронштейна, на рис. 47, б – форма опорной поверхности кронштейна (форма стыка), на рис. 47, в – эпюры напряжений на стыке.

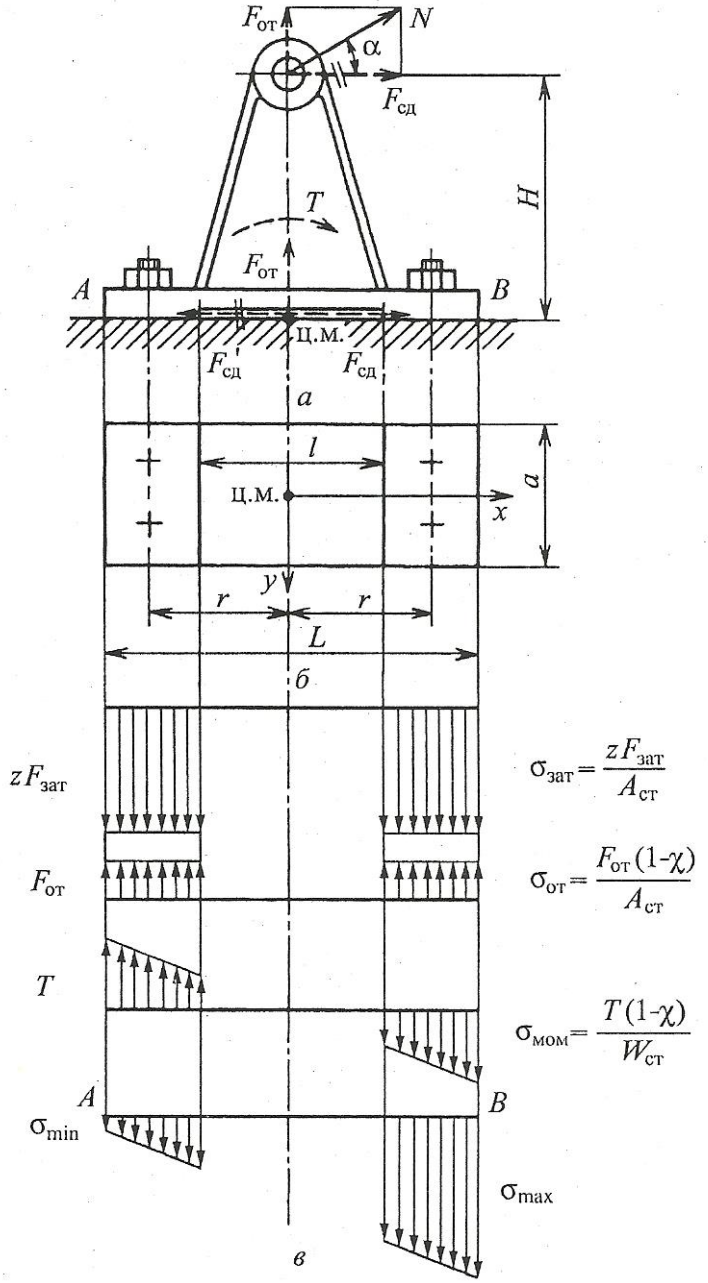


Рис. 47. Резьбовое соединение группой болтов нагружено отрывающей и сдвигающей силами, а также опрокидывающим моментом [5]

Первоначально кронштейн закреплен на основании четырьмя (в общем случае *z*) болтами, а затем нагружен внешней силой *N*.

Центр масс (ц. м.) болтового соединения расположен в плоскости стыка на пересечении осей *x,* у симметрии опорной поверхности. Для удобства дальнейшего рассмотрения разложим силу *N* на составляющие: вертикальную отрывающую $F_{от} = N\sin\alpha$ и горизонтальную сдвигающую $F_{сд} = N\cos\alpha$. Приведем полученные

составляющие к центру масс (ц. м.) болтового соединения. В соответствии с правилами теоретической механики сила $F_{от}$ может быть перенесена вдоль линии своего действия до центра масс. Приложим силу $F_{сд}$ к центру масс и уравновесим ее равной по величине силой $F'_{сд}$ противоположного направления. Отмеченную черточками пару сил заменяем моментом: $T = F_{сд}H$.

После приведения сил в центр масс болтового соединения выяснилось, что кронштейн нагружен центральной отрывающей силой $F_{от}$, сдвигающей силой $F_{сд}$ и опрокидывающим моментом *T*.

Действие отрывающей силы $F_{от}$ и опрокидывающего момента *T* уменьшает напряжения на стыке от предварительной затяжки – может произойти раскрытие стыка.

Под действием сдвигающей силы $F_{сд}$ может произойти сдвиг деталей.

Таким образом сила затяжки болтов в данном случае должна обеспечить выполнение двух условий: нераскрытие стыка и несдвигаемость стыка.

Определение силы затяжки $F_{зат}$ болтов из условия нераскрытия стыка. Рассмотрим напряжения на стыке от действующих силовых факторов $F_{зат}$, $F_{от}$ и T.

Каждый из *z* болтов предварительно затянут с силой $F_{зат}$, т.е. кронштейн предварительно нагружен суммарной силой $zF_{зат}$. Предполагаем, что напряжения $\sigma_{зат}$ сжатия на стыке деталей от силы затяжки распределены равномерно (рис. 47, в):

$$\sigma_{зат} = \frac{zF_{зат}}{A_{ст}},$$

где $A_{ст} = a(L - l)$ - площадь стыка (рис. 47, б).

Отрывающая сила $F_{от}$ разгружает стык на $F_{от}(1-\chi)$ (см. п.10.4). Значит, напряжения сжатия на стыке от действия силы $F_{от}$ уменьшаются на

$$\sigma_{от} = \frac{F_{от}(1-\chi)}{A_{ст}},$$

где χ - коэффициент внешней нагрузки, определяемый по формуле (27).

При достаточно большой силе предварительной затяжки $F_{зат}$ (а именно такая сила может обеспечить нераскрытие стыка) и жестких фланцах поворот опорной поверхности кронштейна под действием опрокидывающего момента *T* происходит относительно оси *y* симметрии стыка, так как относительно этой оси наименьший

момент сопротивления повороту (наименьший момент инерции площади стыка). Пока стык не раскрылся, кронштейн и основание можно рассматривать как единое целое.

Поворот кронштейна вызывает изменение напряжений пропорционально расстоянию от нейтральной оси *y*, т.е. по закону изгиба. В соответствии с законом изгиба наибольшие напряжения $\sigma_{МОМ}$ действуют на наиболее удаленном волокне, т.е. в точках *A* и *B.*

С учетом того, что на стык приходится только часть внешнего опрокидывающего момента (согласно п.10.4) $T(1-\chi)$, то напряжения $\sigma_{МОМ}$:

$$\sigma_{МОМ} = \frac{T(1-\chi)}{W_{СТ}},$$

где $W_{СТ}$ - момент сопротивления стыка:

$$W_{СТ} = \frac{\frac{aL^3}{12} - \frac{al^3}{12}}{\frac{L}{2}}.$$

Действие опрокидывающего момента *T* изменяет напряжения сжатия на стыке (рис. 47, в): в одной части стыка увеличивает эти напряжения, в другой уменьшает.

О выполнении условия нераскрытия стыка судят по наименьшим напряжениям сжатия на суммарной эпюре в точке А:

$$\sigma_{\min} = \sigma_{зат} - \sigma_{ОТ} - \sigma_{МОМ}.$$

При $\sigma_{\min} > 0$ условие нераскрытия стыка выполнено. В практических расчетах обычно вводят некоторый запас, принимая значения $\sigma_{\min} = 1...2$ Н/мм^2 для пары сталь (чугун) – сталь (например, крепление редуктора на раме) или $\sigma_{\min} = 0{,}2...0{,}5$ Н/мм^2 для пары сталь (чугун) – бетон (например, крепление узлов на бетонном полу цеха).

По задаваемому таким образом значению минимальных допускаемых напряжений на стыке $\sigma_{\min}$ находят необходимые напряжения от силы затяжки:

$$\sigma_{зат} = \sigma_{\min} + \sigma_{ОТ} + \sigma_{МОМ}.$$

Полученное значение $\sigma_{зат}$ позволяет рассчитать предварительную силу затяжки $F_{зат}$ каждого болта, обеспечивающую нераскрытие стыка:

$$F_{зат} = \frac{\sigma_{зат} A_{СТ}}{z}. \qquad (39)$$

Следует отметить, что форма стыка оказывает влияние на нагруженность болта. Оптимальной является форма стыка с малой площадью опорной поверхности и большим моментом инерции относительно оси *y*. Иначе говоря, опорную поверхность кронштейна желательно выполнять в виде отдельных платиков в районе установки болтов, а сами болты располагать в пределах габаритов изделия на возможно большем расстоянии от оси *y.*

Так как в точке *B* возникают наибольшие напряжения сжатия на стыке, то в этой точке следует проверить прочность основания по напряжениям смятия:

$$\sigma_{\max} \le [\sigma_{см}]$$

или

$$\sigma_{зат} - \sigma_{от} + \sigma_{мом} \le [\sigma_{см}].$$

Для бетона $[\sigma_{см}] = 1...2$ Н/мм^2.

Определение силы затяжки болтов $F_{зат}$ из условия несдвигаемости стыка. Как и в предыдущем случае, кронштейн нагружен предварительной суммарной силой затяжки $zF_{зат}$.

Условие несдвигаемости выполнено, если сила трения $F_{тр}$ больше сдвигающей силы $F_{сд}$. С учетом коэффициента $k \ge 1{,}5...2$ запаса по несдвигаемости имеем

$$F_{тр} = kF_{сд}.$$

По общему определению сила трения – произведение нормальной к поверхности контакта силы F_n и коэффициента трения f :

$$F_{тр} = F_n f .$$

В рассматриваемом случае крепления кронштейна сила F_n равна:

$$F_n = zF_{зат} - F_{от}(1-\chi).$$

Тогда условие несдвигаемости стыка принимает вид:

$$[zF_{зат} - F_{от}(1-\chi)]f = kF_{сд} .$$

Отсюда получаем зависимость для определения силы затяжки $F_{зат}$, обеспечивающей несдвигаемость стыка:

$$F_{зат} = \frac{F_{от}(1-\chi)f + kF_{сд}}{zf} . \qquad (40)$$

Для обеспечения работоспособности соединения одновременно по двум критериям необходимо принять силу затяжки $F_{зат}$ одного болта, равную большему значению из двух, полученных по формуле (39) и (40). При этом будет обеспечено выполнение как условия нераскрытия, так и несдвигаемости стыка.

Для определения расчетной силы на болт $F_{расч}$, кроме силы затяжки $F_{зат}$, необходимо знание той части внешней нагрузки, которая дополнительно нагружает каждый болт. Так как внешней нагрузкой для болтов является отрывающая сила $F_{ОТ}$ и опрокидывающий момент T, то осевые нагрузки от них на каждый болт равны:

а) от отрывающей силы $F_{ОТ}$:

$$F_F = \frac{F_{ОТ}}{z};$$

б) от опрокидывающего момента T внешнюю осевую нагрузку на один болт F_T определяем из условия равновесия:

$$iF_T 2r = T,$$

где $i = 2$ - число болтов в поперечном ряду.

Отсюда $F_T = \frac{T}{4r}$.

Тогда часть внешней нагрузки, которая дополнительно нагружает каждый болт равна

$$F_{доп} = \chi(F_F + F_T).$$

Расчетная сила $F_{расч}$ на каждый болт будет складываться из силы предварительной затяжки $F_{зат}$ с учетом момента сил трения в резьбе, скручивающего стержень при затяжке (коэффициент 1,3) и части внешней нагрузки $F_{доп}$, которая дополнительно нагружает болт:

$$F_{расч} = 1{,}3F_{зат} + F_{доп}$$

или

$$F_{расч} = 1{,}3F_{зат} + \chi(F_F + F_T)$$

При проектном расчете определяют d_1 резьбы болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi[\sigma_p]}}$$

а по нему подбирают резьбу.

ТЕМА 13. СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

Соединения с натягом широко применяют на практике для передачи вращающего момента, осевой силы, изгибающего момента.

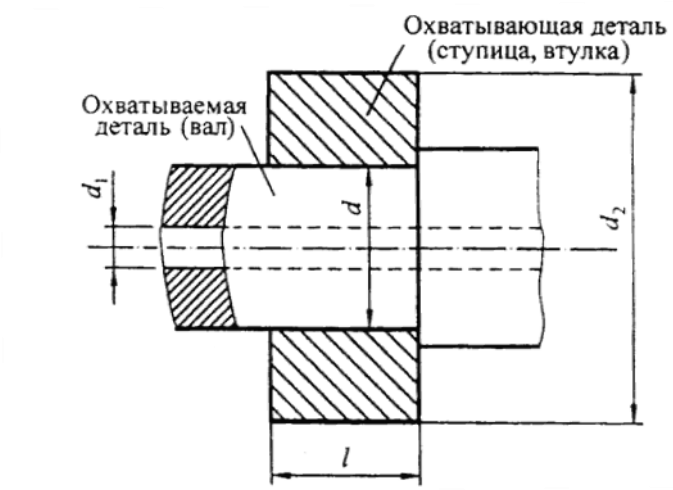


Рис. 13.15. Схема соединения с натягом по цилиндрической поверхности диаметром d [4]

Преимущественное распространение имеют *соединения по цилиндрическим поверхностям.* Сущность соединения заключается в том, что вал соединяют с втулкой, диаметр отверстия в которой несколько меньше диаметра вала. В месте соединения детали упруго деформируются и на поверхности контакта возникает контактное давление p, которое вызывает появление на поверхности соединения сил трения, способных воспринимать внешние осевые и окружные силы (рис. 13.16).

Соединения с натягом применяют для соединения с валом зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек, внутренних колец подшипников качения, роторов электродвигателей, для соединения с диском венцов зубчатых и червячных колес и т.д. Их используют при изготовлении составных коленчатых валов, звеньев приводных цепей, для соединения железнодорожного колеса с осью, бандажом.

Соединения деталей с натягом относят к неразъемным соединениям условно, так как они *допускают ограниченное число разборок и новых сборок*.

Цилиндрические соединения по способу сборки разделяют на собираемые запрессовкой и температурным деформированием.

Запрессовку деталей выполняют на гидравлических, винтовых или рычажных прессах. Для предупреждения задиров и уменьшения сил запрессовки, сопрягаемые поверхности смазывают маслом.

Сборку температурным деформированием выполняют с предварительным нагревом охватывающей (втулки) или с охлаждением охватываемой детали (вала). Температура нагрева должна быть ниже температуры низкого отпуска, чтобы не происходило структурных изменений в металле. Для охлаждения вала используют углекислоту или жидкий воздух.

Условия работоспособности соединения с натягом:

1) отсутствие относительного сдвига деталей при действии осевой силы F_a ;
2) отсутствие относительного поворота деталей при действии вращающего момента T.

Относительному перемещению деталей препятствует сила трения F_{TP} .

Силу трения определяют как произведение нормальной к поверхности силы (πdlp) на коэффициент сцепления (трения) f . Здесь p – посадочное давление, *Н/мм²; d* и l – соответственно номинальный диаметр и длина соединения, мм.

При нагружении соединения осевой силой F_a (рис. 13.16, *а*) условие несдвигаемости деталей соединения можно записать в виде

$$F_a < \pi dlpf ,$$

откуда, вводя запас сцепления s (для учета неточностей расчетной модели и возможного рассеивания величины коэффициента трения f), получим формулу для расчета потребного давления на поверхностях контакта

$$p = \frac{sF_a}{\pi dlf},$$

где s – коэффициент запаса сцепления (из-за разброса значений f и значений реального натяга сопрягаемых поверхностей в пределах поля допуска обычно принимают s=2…3).

При нагружении соединения вращающим моментом T (рис. 13.16, б) условие несдвигаемости деталей

$$T < \frac{\pi dlpfd}{2},$$

откуда потребное давление для передачи вращающего момента T

$$p = \frac{2Ts}{\pi d^2 lf}.$$

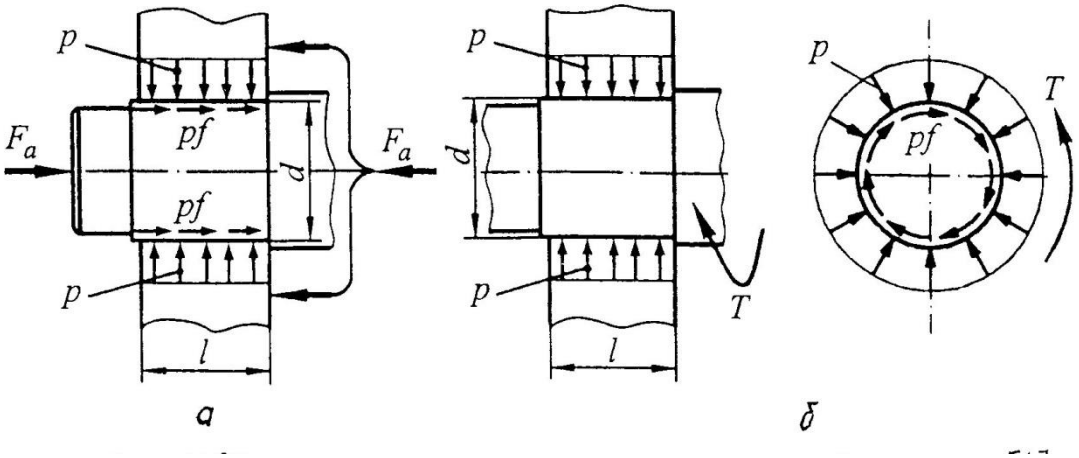


Рис. 13.16. Расчетные схемы цилиндрических соединений с натягом [4]

При одновременном нагружении соединения вращающим моментом T и осевой силой F_a расчет условно ведут по равнодействующей силе F_Σ, составляющими которой являются окружная сила $2T/d$ и осевая сила F_a, т.е. $F_\Sigma = \sqrt{(2T/d)^2 + F_a^2}$, тогда потребное давление

$$p = \frac{s\sqrt{(2T/d)^2 + F_a^2}}{\pi dlf}. \qquad (13.1)$$

Эти формулы получены для расчетной модели с равномерным распределением давления p по поверхности контакта. В действительности давление распределено по поверхности контакта неравномерно. Допущение о равномерности давления не приводит к значительным ошибкам в расчетах при отношениях $l/d \le 0{,}8 \ldots 1{,}0$.

Что касается коэффициента трения (сцепления) f в соединении с натягом, то величина его зависит от способа сборки, шероховатости поверхности, рода смазки, применяемой при запрессовке деталей, состояния поверхности вала (без покрытия или с покрытием) и пр. В приближенных расчетах прочности соединения стальных деталей рекомендуют: при сборке прессованием f=0,08, при сборке нагревом f=0,14.

При нагружении соединения изгибающим моментом M (рис. 13.17) согласно приближенной расчетной модели полагают, что на равномерную эпюру давлений p от посадки накладывается эпюра давлений p_1, вызванная моментом M. При этом одна половина изгибающего момента M воспринимается верхней, а другая половина момента – нижней частью соединения. Приближенно максимальное значение давления p_1 от момента M определяют по формуле

$$p_1 = \frac{4}{\pi}\frac{M}{2W} = \frac{12M}{\pi dl^2},$$

где $4/\pi$ - множитель, учитывающий серпообразный характер распределения по окружности давления p_1 от момента M (см. рис.13.17 сечение А-А); $W = dl^2/6$ - момент сопротивления изгибу осевого прямоугольного сечения $d \times l$.

В качестве критерия работоспособности соединения принимают условие нераскрытия стыка, т.е. считают, что в любой точке на поверхности контакта после приложения к соединению момента M должно остаться некоторое давление. Для такой расчетной модели условие работоспособности соединения следующее: $p\text{-}p_1>0$ или $p>p_1$.

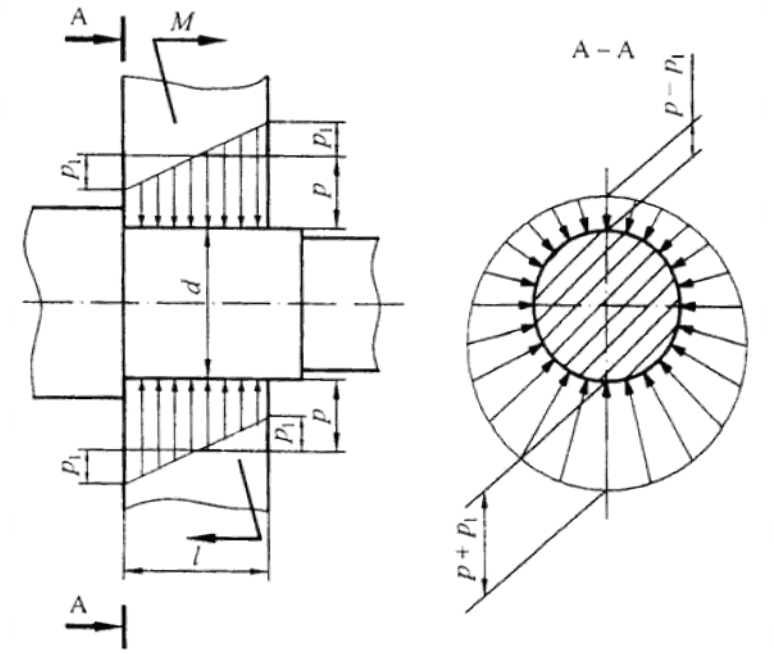


Рис. 13.17. Эпюры давлений в соединении с натягом при нагружении изгибающим моментом M[4]: p – давление от натяга; p_1 – давление от момента M

Согласно этому условию, должно быть $p \geq 12M/(\pi dl^2)$ или $M \leq \pi pdl^2/12$, тогда потребное давление p для восприятия соединением изгибающего момента определяют по выражению

$$p = \frac{s12M}{\pi dl^2}. \qquad (3.2)$$

При одновременном нагружении соединения осевой силой F_a вращающим моментом T и изгибающим моментом M потребным давлением является большее значение из двух, полученных по формулам (13.1) и (13.2).

Принятая величина потребного давления p является исходной для вычисления потребного расчетного теоретического натяга N, определяющего давление p на поверхности контакта и несущую способность соединения. Натяг – есть положительная разность диаметров посадочной поверхности вала и отверстия в ступице устанавливаемой на нем детали.

От потребного расчетного теоретического натяга N переходят к минимальному требуемому натягу соединения [$Nmin$] , необходимому для передачи заданной нагрузки (учитывая срез и смятие микронеровностей при сборке).

Далее определяют максимально допустимый натяг соединения [$Nmax$] , гарантирующий прочность охватывающей детали (т.е. ступицы).

По значению минимального [*Nmin*] и максимального [*Nmax*] натягов подбирают стандартную посадку, у которой наименьший натяг *Nmin*>[*Nmin*], а наибольший натяг *Nmax*≤[*Nmax*].

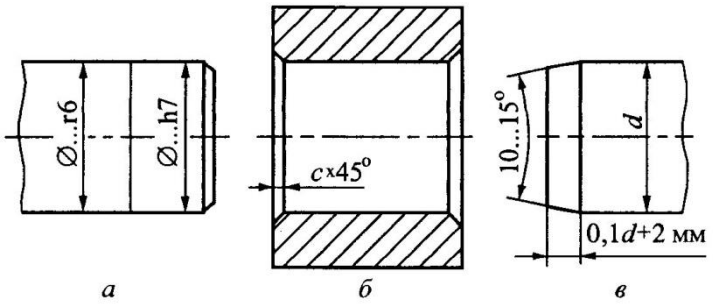


Рис. 13.18. Конструктивное оформление деталей, облегчающее сборку соединения с натягом [5]

Конструктивное оформление деталей приведено на рис. 13.18. Для лучшего центрирования деталей при запрессовке и предохранения от случайных местных заеданий в отверстии втулки выполняют приемную фаску (рис. 13.18, б), а на валу предусматривают заходный конус (рис. 13.18, в) или центрирующий поясок (рис. 13.18, *а*) с полем допуска, обеспечивающим в сопряжении с втулкой зазор.

Обычное соединение (рис.13.19, а) с натягом характеризует высокое значение коэффициента K_σ концентрации напряжений (до∼3,5). Концентрация давлений у краев отверстия втулки вызвана вытеснением сжатого материала от середины отверстия в обе стороны. Выполнение кольцевых проточек 1на торцах повышает податливость ступицы (рис. 13.19, б), способствуя более равномерному распределению давлений по длине соединения, и понижает коэффициент K_σ концентрации напряжений. Увеличение диаметра участка вала в месте расположения соединения с натягом повышает податливость вала и позволяет понизить значение этого коэффициента до∼1,4 (рис. 13.19, *в*).

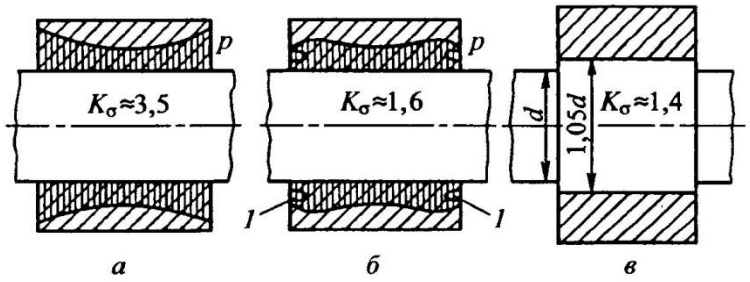


Рис. 13.19. Концентрация давлений у краев отверстия охватывающей детали (втулки) (а) и конструктивные способы уменьшения концентрации напряжений в соединениях с натягом (б,в) [5]

Сопротивление усталости валов под ступицами может быть повышено пластическим деформированием (обкатка роликами), химико-термической обработкой (азотирование), поверхностной закалкой, обработкой лучом лазера, плазмой.

Достоинства соединений с натягом:

1.Простота конструкции и технологичность: поверхности тел вращения могут быть легко получены при обработке.

2.Соединение беззазорное, поэтому обеспечивает точное центрирование соединяемых деталей и может воспринимать динамические и реверсивные нагрузки.

3.Высокая нагрузочная способность.

4.Возможность соединения деталей из разнородных материалов.

Недостатки:

1.Сложность сборки и особенно разборки.

2.Рассеяние нагрузочной способности в связи с нестабильностью коэффициента сцепления (трения) и отклонениями действительных сопрягаемых размеров в пределах допусков.

3.Значительная концентрация напряжений на валах.

4.Уменьшение нагрузочной способности соединения с течением времени вследствие снижения натяга от обмятий, истирания и контактной коррозии при микропроскальзываниях поверхностных слоев вала и втулки, вызываемых, в свою очередь, изгибом вала.

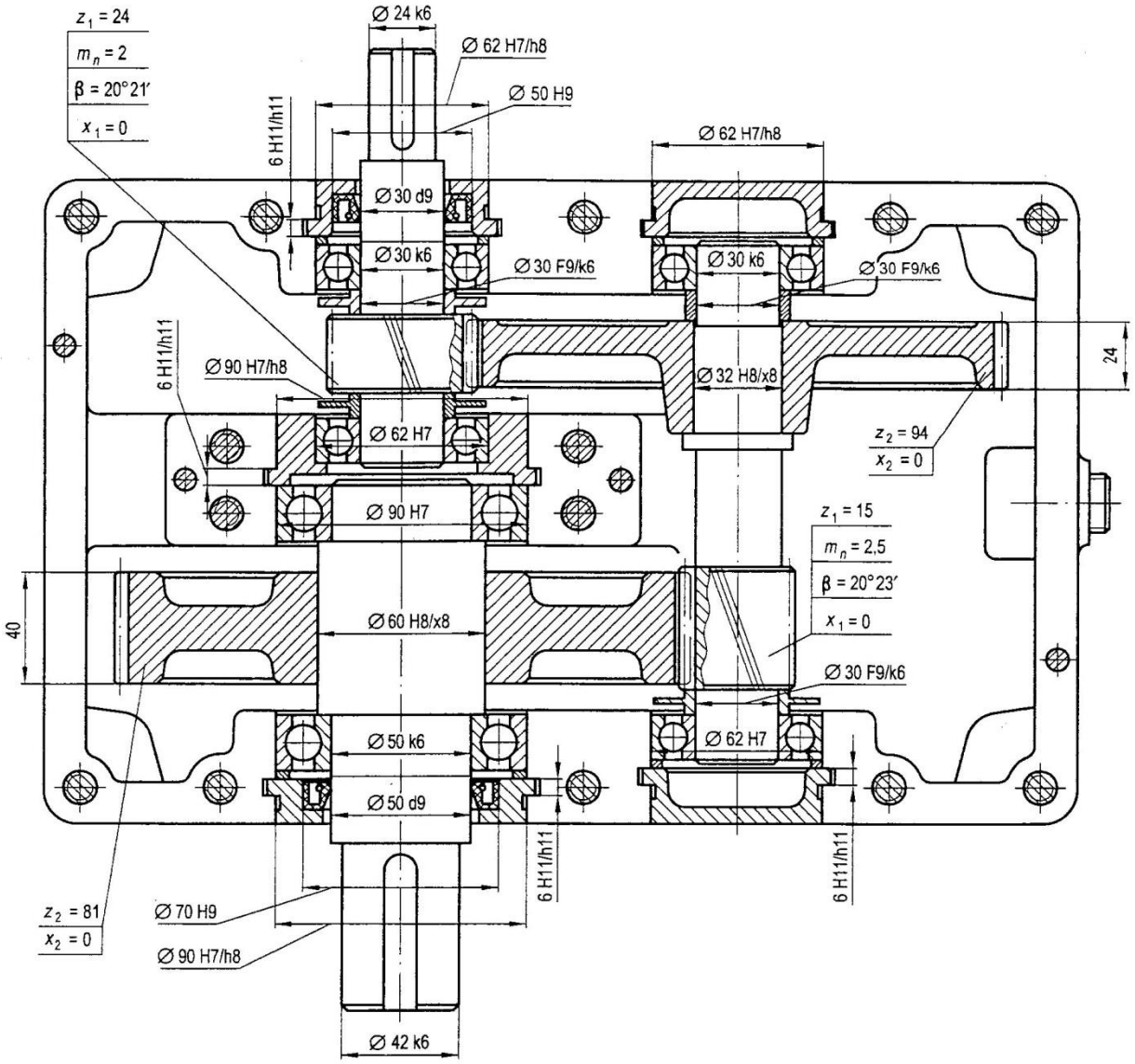


Рис. 13.20. Примеры соединений деталей посадкой с натягом (закрепление насадных колес на валах) [7]

ТЕМА 14. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ
Общие сведения [5]

Сварные соединения – наиболее распространенный тип неразъемных соединений. Их получают формированием межатомных связей в свариваемых деталях путем местного нагрева в зоне их соединения до жидкого состояния или путем пластического деформирования деталей в зоне стыков с нагревом или без нагрева (сварка взрывом, прокаткой).

Преимущественно сварное соединение образуют путем местного нагрева:

- *с расплавлением металла без приложения силы* (сварка электродуговая, газовая, электронно-лучевая),

- *без расплавления металла и с приложением силы.* Металл деталей соединения в этом случае не расплавляют, а доводят до пластичного состояния. Соединение образуют путем сдавливания деталей (различные виды контактной сварки).

Достоинства сварных соединений.

1. Малая масса. По сравнению с заклепочными соединениями экономия металла составляет до 30%, так как в заклепочных соединениях отверстия под заклепки ослабляют материал и обязательно применение накладок или частичное перекрытие соединяемых деталей. По сравнению с литыми стальными конструкциями экономия по массе составляет до 60%. Сваркой можно получить более совершенную конструкцию (литье не допускает большие перепады размеров) с малыми припусками на механическую обработку.

2. Малая стоимость. Стоимость сварной конструкции из проката примерно в 2-3 раза ниже стоимости литья и поковок.

3. Экономичность процесса сварки, возможность его автоматизации. Это связано с малой трудоемкостью процесса, сравнительной простотой и дешевизной оборудования: не нужны одновременное плавление большого количества металла, как при литье, и мощные дыропробивальные машины для установки заклепок большого диаметра.

4. Плотность и герметичность соединения.

5. Возможность получения конструкций очень больших размеров (что невозможно, например при литье): сварной мост через Днепр, антенны радиотелескопов.

Недостатки сварных соединений.

1. Возможность получения скрытых дефектов сварного шва (трещины, непровары, шлаковые включения). Применение автоматической сварки в значительной мере устраняет этот недостаток.

2. Необходимость контроля качества сварного шва рентгеноскопическими, ультразвуковыми и другими методами.

3. Коробление деталей вследствие неравномерности нагрева в процессе сварки.

4. Невысокая прочность при переменных режимах нагружения. Сварной шов является сильным концентратом напряжений.

В курсе «Детали машин» основное внимание уделяют изучению конструкций и инженерным методам расчета сварных соединений.

Применение. Сварные соединения широко применяют в строительстве. В машиностроении сварку применяют для получения заготовок деталей из проката в мелкосерийном и единичном производстве. Сварными выполняют станины, рамы, корпуса редукторов, шкивы, зубчатые колеса, коленчатые валы, корпуса судов, кузова автомобилей, обшивку железнодорожных вагонов, трубопроводы, мосты, антенны радиотелескопов, фюзеляжи самолетов и др.

Наибольшее распространение получили соединения электродуговой и газовой сваркой. Хорошо свариваются низкоуглеродистые и низколегированные стали марок Ст3, 10, 15НМ, 12Х18Н9Т. Высокоуглеродистые стали, чугуны и сплавы цветных металлов свариваются хуже.

Соединения электродуговой и газовой сваркой [5]

Электродуговую сварку выполняют на сварочных автоматах, полуавтоматах, а также вручную. Газовую сварку используют для соединения деталей из металлов и сплавов с отличающимися температурами плавления при толщинах до 30 мм и в тех случаях, когда отсутствует источник электроэнергии. Различают следующие способы сварки:

- *автоматическая сварка под флюсом* – высокопроизводительна и экономична, с хорошим качеством шва. Применяют в крупносерийном и массовом производстве, преимущественно для конструкций с длинными прямолинейными, криволинейными и кольцевыми швами (толщина h соединяемых деталей 2…130 мм);

- *механизированная сварка под флюсом.* Находит применение в конструкциях с прерывистыми швами произвольного очертания и ограниченной длины;

- *ручная сварка* – малопроизводительна, с невысоким качеством шва. Используют при малом объеме сварочных работ и в том случае, когда другие виды сварки нерациональны (h=1…60 мм).

При ручной сварке шов образуется главным образом за счет металла электрода, а при автоматической и механизированной – в основном за счет расплавления основного металла.

Для электродуговой сварки конструкционных сталей применяют электроды: Э42, Э42А, Э46, Э46А, Э50, Э50А и др. Число после буквы Э, умноженное на 10, означает минимальное значение временного сопротивления (Н/мм^2) металла шва. Буква А обозначает повышенное качество электрода, обеспечивающее получение более высоких пластических свойств металла шва.

По конструктивным признакам (по взаимному расположению соединяемых элементов) сварные соединения разделяют на:

- *стыковые* – свариваемые элементы примыкают торцовыми поверхностями и являются продолжением один другого (рис. 14.1, *а*), область применения таких соединений расширяется;

- *нахлесточные* - боковые поверхности соединяемых элементов частично перекрывают друг друга (рис. 14.1, *б*);

- *тавровые* – торец одного элемента примыкает под углом (обычно 90^o) к боковой поверхности другого элемента (рис. 14.1, *в*);

-*угловые* – соединяемые элементы приваривают по кромкам один к другому (рис. 14.1, *г*). В силовых конструкциях не применяют и на прочность не рассчитывают.

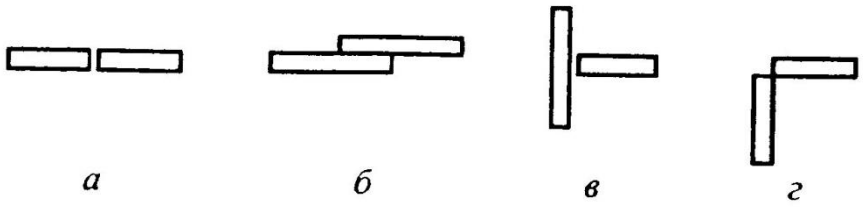


Рис. 14.1. Классификация сварных соединений по взаимному расположению соединяемых элементов [5]: *а* – стыковые; *б* – нахлесточные; *в* – тавровые; *г* – угловые.

В зависимости от типа сварного шва различают сварные соединения:

- *со стыковыми швами* (в стыковых и тавровых соединениях);

- *с угловыми швами* (в нахлесточных, тавровых и угловых соединениях).

Сварные соединения стыковыми швами [4,5]

Стыковые швы являются наиболее рациональными, приближающие по форме и прочности составные детали к целому изделию. Они образуются при полной проварке

стыка торцов соединяемых деталей с помощью дуговой (рис. 14.2, *а-д*) или контактной (рис. 14.2, *е*) электросварки.

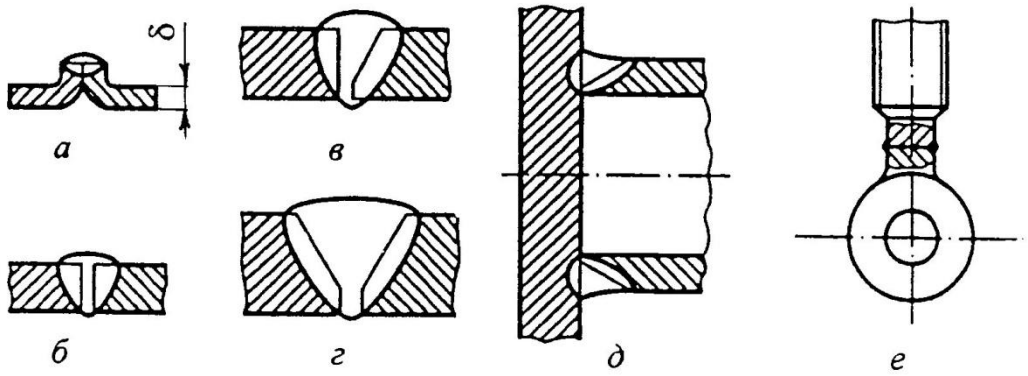


Рис. 14.2. Сварные соединения стыковыми швами [4]:
а-δ ≤ 1 мм – отбортовка кромок; *б-δ=1…6 мм* без скоса кромок; *в,г-δ≥ 4мм* – со скосом кромок различной формы; *д* – со скосом кромки детали таврового соединения при полном проваре; *е* – плоские торцы деталей под стыковую электроконтактную сварку

В районе сварного шва из-за высокой местной температуры может произойти изменение физических, химических, структурных свойств основного металла и, как следствие, понижение его механических характеристик – появляется так называемая ***зона термического влияния*** (рис. 14.3).

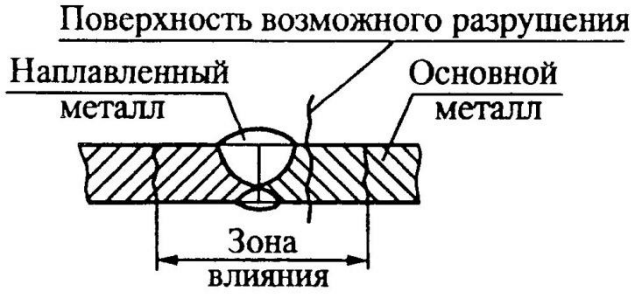


Рис. 14.3. Зона термического влияния стыкового шва [5]

Стыковые сварные соединения могут разрушаться в одном из двух опасных сечений: по сварному шву или по месту сплавления металла шва с металлом детали в зоне термического влияния (рис. 14.3 и 14.6).

Практикой установлено [1], что при качественном выполнении сварки разрушение стыкового сварного соединения происходит преимущественно в зоне термического влияния. По этой причине расчет стыкового сварного соединения выполняют в основном по размерам сечения детали в зоне термического влияния.

Если сварное соединение стыковым швом нагружено центральной растягивающей силой *F* (рис. 14.4), то условие прочности имеет вид:

$$\sigma_p = F/(\delta b) \le \left[\sigma_p\right]',$$

где σ_p - напряжения растяжения в опасном сечении стыкового соединения, выполненного в виде полосы.

В стыковом соединении, нагруженном изгибающим моментом *M* (рис. 14.5), вычисляют напряжения $\sigma_и$ изгиба:

$$\sigma_и = M/W \le \left[\sigma_p\right]';$$
$$W = \delta b^2/6$$

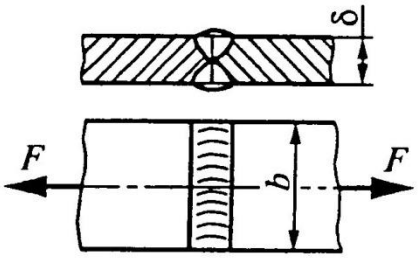


Рис. 14.4. Сварное соединение стыковым швом нагружено центральной растягивающей силой *F* [5]

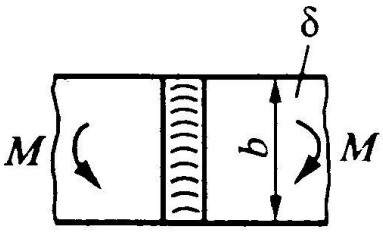


Рис. 14.5. Сварное соединение стыковым швом нагружено изгибающим моментом *M* [5]

Допускаемые напряжения для расчета сварных соединений принимают по механическим характеристикам материала в зоне влияния сварного шва и отмечают штрихом $\left[\sigma_p\right]'$ в отличие от допускаемых напряжений основного металла [σ_p].

Стыковое соединение может быть выполнено не только из листов или полос, но и из труб, уголков, швеллеров и других фасонных профилей. Во всех случаях сварная конструкция по прочности получается близкой к целой.

При совместном действии в стыке нормальных и касательных напряжений (рис. 14.6) расчет сварного соединения стыковым швом на статическую прочность проводят по эквивалентным напряжениям σ_E в опасном сечении, испытывающем сложное напряженное состояние.

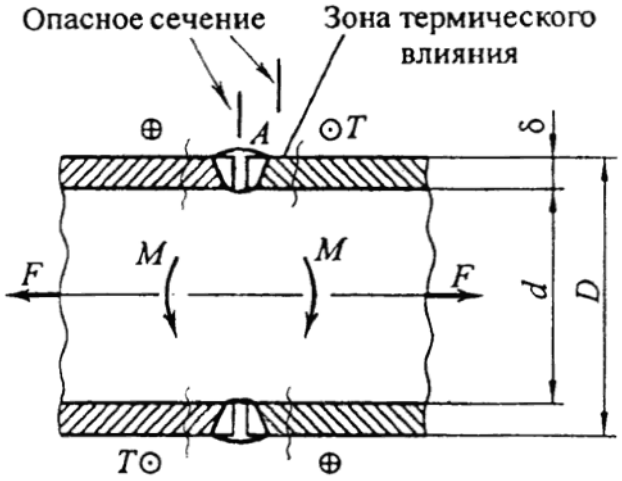


Рис. 14.6. Схема нагружения сварного соединения со стыковым швом [4]:
F – центральная растягивающая сила; *M* – изгибающий момент;
T – крутящий момент

Для определения σ_E обычно используют четвертую теорию прочности:

$$\sigma_E = \sqrt{(\sigma_P + \sigma_И)^2 + 3\tau^2} \le \left[\sigma_P\right]',$$

где $\sigma_P = 4F/\left[\pi(D^2 - d^2)\right]$ - нормальные напряжения растяжения (или сжатия);

$\sigma_И = M/W \cong M/\left[0{,}1D^3(1-d^4/D^4)\right]$ - наибольшие нормальные напряжения изгиба (в зоне *A*);

$\tau = T/W_P \cong T/\left[0{,}2D^3(1-d^4/D^4)\right]$ - наибольшие касательные напряжения кручения (в зоне *A*).

Сварные соединения угловыми швами [4,5]

Угловые швы образуются при сваривании деталей нахлесточных (рис. 14.7, *а*), тавровых (рис.14.7, *б*) и угловых (рис.14.7, *в*) соединений, кромки которых не имеют скосов. Это упрощает их изготовление. Если сварной узел можно легко переворачивать вручную или с помощью кантователя, то привариваемую деталь можно обварить по всему периметру с двух сторон; если доступ ко второй стороне затруднен или невозможен, сварку выполняют только с одной стороны.

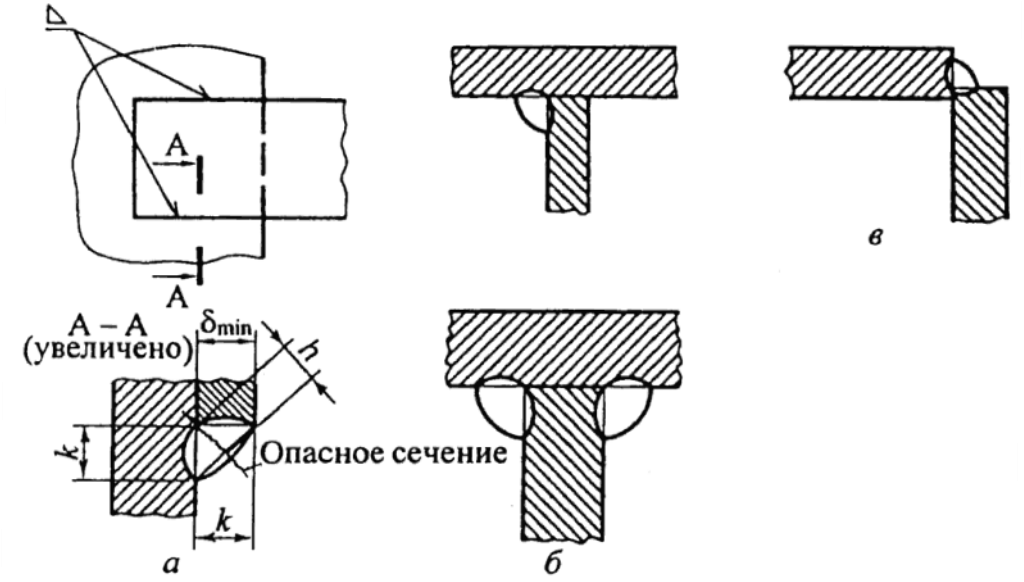


Рис. 14.7. Сварные соединения угловыми швами [4]

При статическом нагружении обычно применяют нормальные угловые швы, имеющие в поперечном сечении прямоугольный треугольник с соотношением катетов 1:1 (см. рис.14.7, *а*, сечение А-А), как более простые в изготовлении.

Основными характеристиками углового шва являются (рис. 14.7, *а*, сечение А-А):

k– катет (по аналогии со стороной прямоугольного треугольника); рекомендуется $k \geq 3мм$ при $\delta_{\min} \geq 3мм$;

h – рабочая высота (определяет наименьшее сечение в плоскости, проходящей через биссектрису прямого угла, по которому происходит разрушение – срез).

Для шва при ручной сварке:

$$h = k \sin 45^o \approx 0{,}7k .$$

Для шва при автоматической сварке

$$h = k .$$

Разрушение угловых швов при статическом нагружении происходит по наименьшей площади (по опасному сечению), проходящей по биссектрисе прямого угла поперечного сечения шва (рис. 14.7, *а*, сечение А-А). В опасном сечении угловые швы испытывают, как правило сложное напряженное состояние, которое для приближенных расчетов трудно описать простыми аналитическими зависимостями. Поэтому для простоты расчет угловых швов при любом способе нагружения условно ведут по средним касательным напряжениям τ, равномерно распределенным по высоте опасного сечения. Площадь опасного сечения шва равна hl, где l - длина шва.

Таким образом, расчет всех угловых швов только по τ в опасном сечении практически удобен и упрощает расчеты.

В **нахлесточном сварном соединении** в зависимости от расположения различают угловые швы фланговые (рис. 14.8) и лобовые (рис. 14.9).

Фланговый угловой шов расположен параллельно, а лобовой шов – перпендикулярно линии действия нагружающей силы.

Применяют также комбинированные швы, состоящие из фланговых и лобовых угловых швов (рис. 14.10).

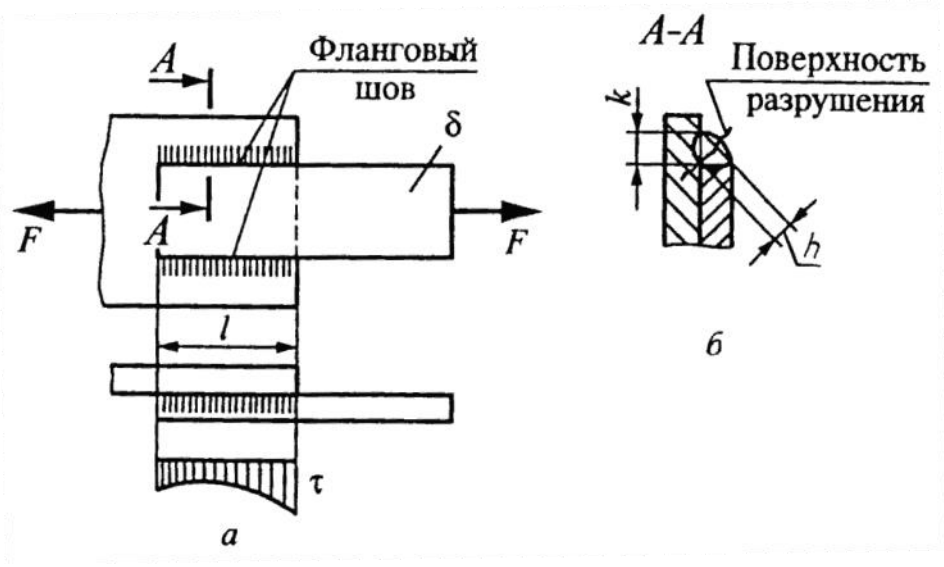


Рис. 14.8. Нахлесточное сварное соединение фланговыми угловыми швами нагружено растягивающей силой *F* [5]

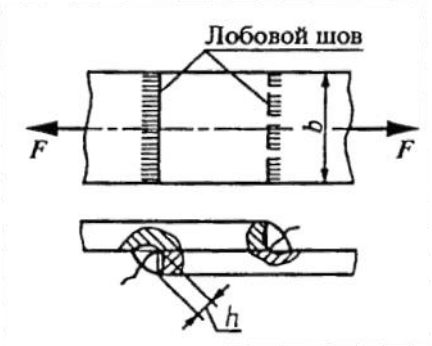


Рис. 14.9. Нахлесточное сварное соединение лобовыми угловыми швами нагружено растягивающей силой *F* [5]

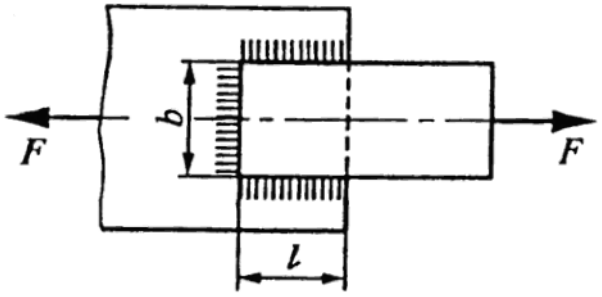


Рис. 14.10. Нахлесточное сварное соединение комбинированным швом нагружено растягивающей силой *F* [5]

Условие прочности флангового углового шва (рис. 14.8.):

$$\tau = \frac{F}{h2l} \le [\tau]',$$

где 2 – число швов; l - длина шва (обычно $30мм < l \le 60k$).

Условие прочности лобового углового шва (рис. 14.9):

$$\tau = \frac{F}{h2b} \le [\tau]'.$$

Условие прочности комбинированного шва в предположении, что растягивающая сила *F* нагружает швы равномерно (рис. 10.10):

$$\tau = \frac{F}{h(2l+b)} \le [\tau]'.$$

Нахлесточное сварное соединение комбинированным швом нагружено комбинацией сил и моментов в плоскости стыка. Линия действия силы *F* в этом случае

расположена произвольно в плоскости стыка. Находим центр масс сварного шва, наносим координатные оси *x, y* (рис. 14.11). Развернем поверхность разрушения сварного шва на плоскость чертежа (рис. 14.11, *б*). Затем перенесем силу *F* вдоль линии действия до пересечения с осью *x* и разложим на составляющие

$$P = F\cos\alpha$$

и

$$Q = F\sin\alpha\,.$$

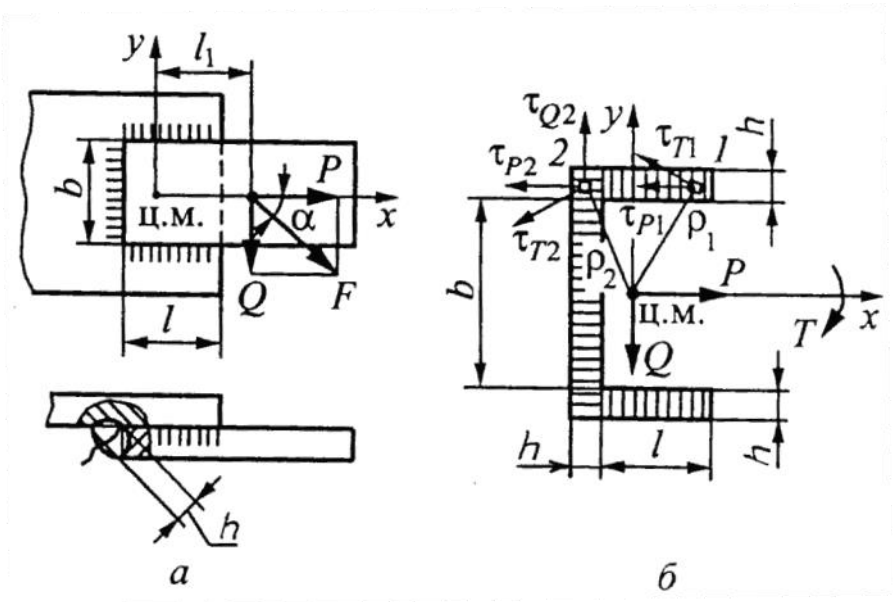


Рис. 14.11. Нахлесточное сварное соединение комбинированным швом нагружено комбинацией сил и моментов в плоскости стыка [5]

Далее приведем полученные составляющие к центру масс сварного шва:

силу *P* перенесем вдоль линии действия;

силу Q приложим в центре масс и уравновесим равной по величине силой противоположного направления: пару сил заменим моментом $T=Q\,l_1$.

В итоге рассматриваемое соединение нагружено растягивающей силой *P*, сдвигающей силой Q и моментом *T*.

Основываясь на принципе независимости действия сил, находим в опасной точке сварного шва напряжения от каждого силового фактора и затем их геометрически суммируем.

При рассмотрении напряженного состояния сварного шва полагаем, что перерезывающую силу Q воспринимает только вертикальный шов. Основанием этому служит расчет касательных напряжений в балках, нагруженных поперечной (перерезывающей) силой (рис. 14.12). В соответствии с этим расчетом (формула Журавского) касательные напряжения τ при поперечном изгибе в верхних и нижних точках сечения равны нулю, т.е. напряжением от поперечной сдвигающей силы *Q* в горизонтальных швах можно пренебречь.

В связи с этим для рассмотрения выделим две опасные точки (см. рис. 14.11, *б*): точку *1* – на наибольшем удалении от центра масс; точку *2* – на вертикальном шве.

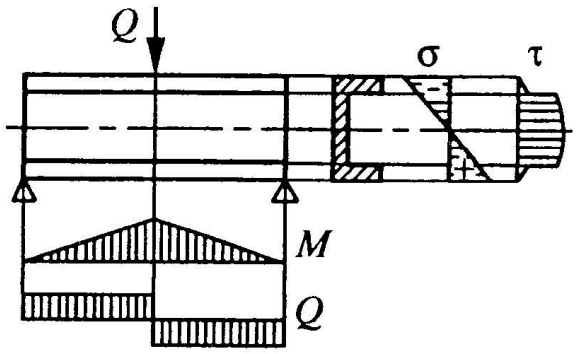


Рис. 14.12. Нагружение балки поперечной (перерезывающей) силой [5]

Суммарное касательное напряжение в точке *1*

$$\overline{\tau}_1 = \overline{\tau}_{T1} + \overline{\tau}_{P1} \le \left[\tau\right]',$$

где модули векторов напряжений: $\tau_{T1} = T\rho_1 / J_p$ - от момента; $\tau_{p1} = P/(Lh)$ - от растягивающей силы; $L = 2l + b$ - периметр сварного шва; J_p - полярный момент инерции, мм^4, который может быть найден общими методами как сумма моментов инерции относительно координатных осей *x, y:* $J_p = J_x + J_y$.

Суммарное касательное напряжение в точке *2*

$$\overline{\tau}_2 = \overline{\tau}_{T2} + \overline{\tau}_{P2} + \overline{\tau}_{Q2} \le \left[\tau\right]',$$

где модули векторов напряжений $\tau_{T2} = T\rho_2 / J_p$ - от момента; $\tau_{p2} = P/(Lh)$ - от растягивающей силы; $\tau_{Q2} = Q/(bh)$ - от сдвигающей силы.

Сварные тавровые соединения [5]

Тавровое соединение образуют элементы, расположенные во взаимно перпендикулярных плоскостях (рис.14.13, *а*). Такое соединение может быть выполнено *швами с глубоким проплавлением* (рис.14.13, *б* и *в*), получаемыми при автоматической сварке и при сварке с предварительной подготовкой кромок (стыковым швом), или угловыми швами при ручной сварке (рис.14.13, *г*). Метод расчета соединения зависит от типа шва.

Швы с глубоким проплавлением (рис.14.13, *б* и *в*) прочнее основного металла. При нагружении соединения силой *F* разрушение происходит по сечению детали в зоне термического влияния. Расчет проводят по нормальным напряжениям растяжения:

$$\sigma_p = F/(\delta b) \le \left[\sigma_p\right]'.$$

Учет сварки проявляется в том, что принимают допускаемые напряжения для сварного шва, хотя расчет проводят по основному металлу.

Угловой шов (рис. 14.13, *г*) менее прочен, чем основной металл. Поверхность разрушения расположена в биссектральной плоскости шва, как в лобовых и фланговых швах нахлесточных соединений.

Напряжения среза

$$\tau = F/(h2b) \le \left[\tau\right]'.$$

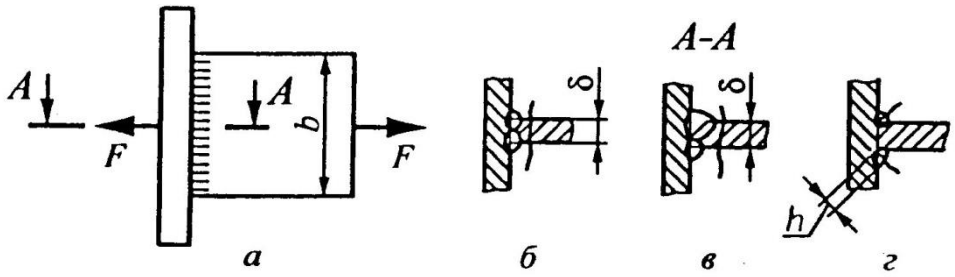


Рис. 14.13. Сварное тавровое соединение (*а*), выполненное стыковым швом (*б,в,*) и угловым (*г*) [5]

Список использованных источников

1. Санюкевич, Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие. 2-е изд. исправл. и доп. – Брест: БрГТУ, 2004.– 488 с. – Допущено Министерством образования РБ.
2. Санюкевич, Ф.М. Детали машин: метод. пособие. – Брест: БрГТУ, 2008.– 120с.
3. Леликов, О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин». 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2007. – 464с.
4. Детали машин: учебник для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А.Байков, И.К.Ганулич и др.; под ред. О.А.Ряховского. 4-е изд. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2014. – 465с.

ПРАКТИЧЕСКИЙ РАЗДЕЛ

ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

ИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ

«Брестский государственный технический университет»

Кафедра «Машиностроение и эксплуатация автомобилей»

Методические указания

к выполнению лабораторной работы

«**Изучение конструкций подшипниковых узлов**»

по дисциплине «**Детали машин**»

для студентов технических специальностей

Часть 1

Брест 2021

УДК 621.822.6

Методические указания к выполнению лабораторной работы «Изучение конструкций подшипниковых узлов» по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей, часть 1, содержат анализ конструкции элементов подшипниковых узлов и их назначения, описание системы условных обозначений подшипников качения, конструкций основных типов подшипников качения и области их применения. Данные методические указания могут использоваться при выполнении курсового проектирования и подготовке к экзамену по данной дисциплине. В 2 частях.

Составители: С.В. Монтик, зав. кафедрой МЭА, к.т.н, доцент
С.О. Березуцкая, ст. преподаватель кафедры МЭА, м.т.н.
А.А. Волощук, ст. преподаватель кафедры МЭА, м.т.н.

Рецензент: директор ООО «ДжиЭсДжи Групп» Ю.А. Головченко

© Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет» 2021

Лабораторная работа

Изучение конструкций подшипниковых узлов

Часть 1

1 Цель работы

1.1. Изучение элементов подшипниковых узлов и их назначения.

1.2. Изучение системы условных обозначений подшипников качения.

1.3. Изучение конструкций основных типов подшипников качения и области их применения.

1.5. Ознакомление с видами смазочных материалов и способами смазывания подшипников качения. КПД подшипников качения.

2. ПОДШИПНИКОВЫЕ УЗЛЫ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ

В общем виде **подшипниковые узлы** (рис. 2.1) состоят из следующих элементов:

а) вала или оси с закрепленными на них подшипниками, которые в свою очередь установлены в корпусе или стакане;

б) крышек подшипников;

в) уплотнительных устройств;

г) деталей для крепления внутренних колец подшипников на валах и наружных колец — в корпусе.

Рассмотрим подробнее основные элементы подшипниковых узлов и их назначение.

Подшипники качения являются основными элементами подшипниковых узлов, поэтому их рассмотрим отдельно более подробно (см. далее п.3).

Крышки подшипников предназначены для закрепления подшипников в корпусе и защиты подшипникового узла от внешней среды. По конструктивному исполнению они бывают двух типов: привёртные (рис. 2.1, а) и закладные (рис. 2.1, б).

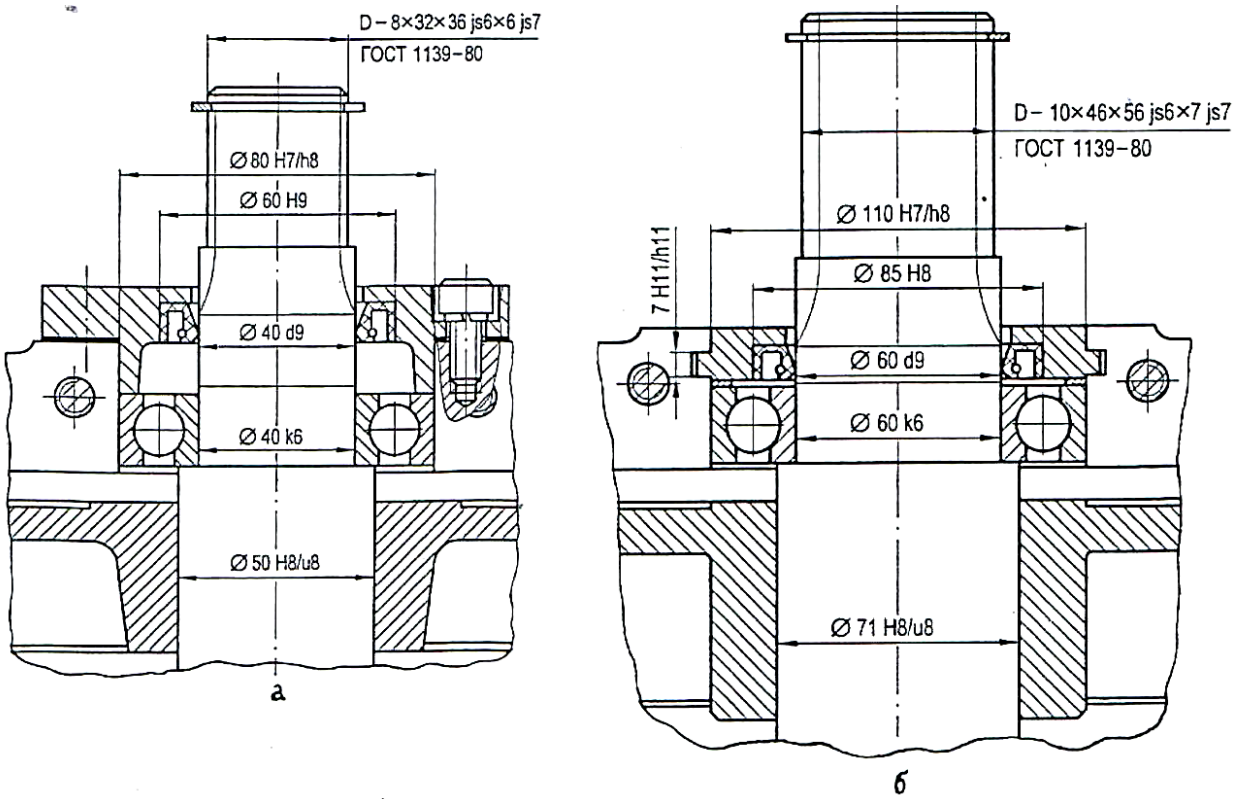


Рисунок 2.1 - Примеры конструкций подшипниковых узлов с привертными (а) и закладными (б) крышками подшипников

Привертные подшипниковые крышки крепят к корпусу винтами с цилиндрической головкой и шестигранными углублением под ключ (рис. 2.1,а, рис. 2.2, а) или болтами (рис. 2.2, в).

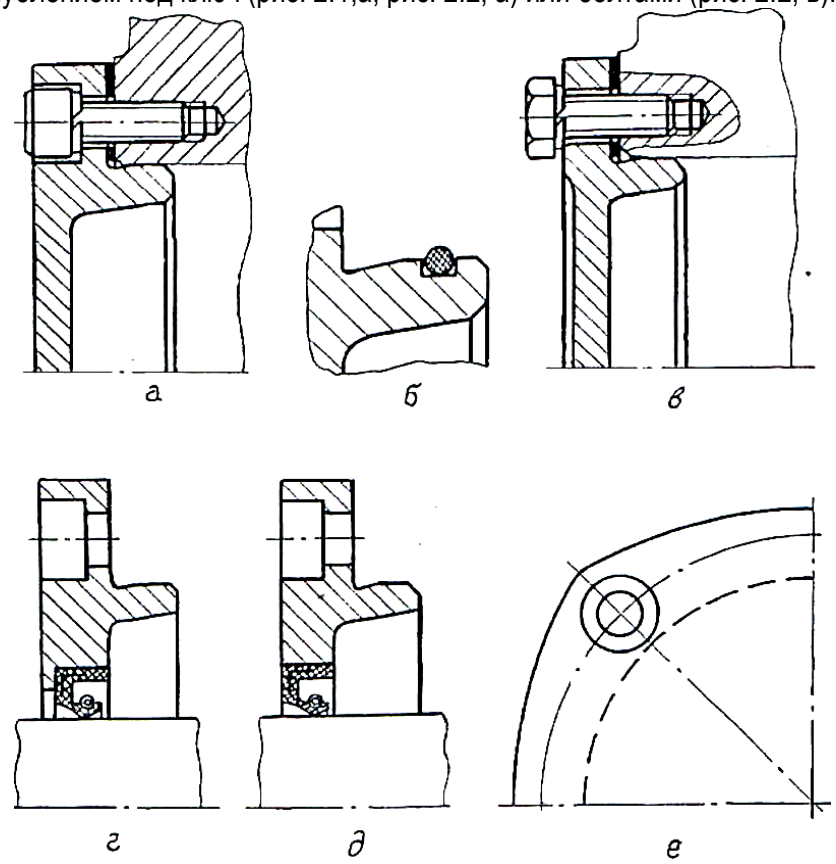
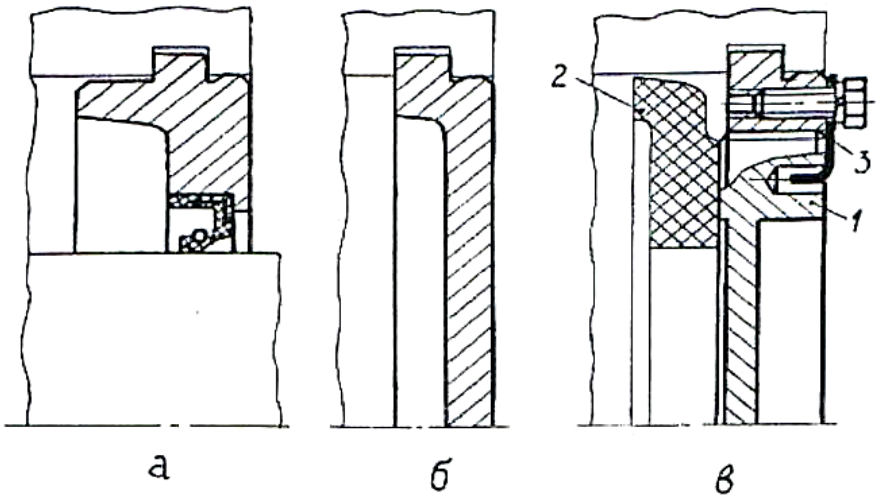


Рисунок 2.2 - Крышки подшипников привертные



1 - регулировочный винт; 2 – промежуточная нажимная шайба; 3- фиксирующий замок

Рисунок 2.3 - Крышки подшипников закладные:

Опорные поверхности под головки винтов и болтов обрабатывают.

Для того, чтобы смазочное масло не просачивалось через фланцы привертных крышек иногда цилиндрический участок крышки уплотняют кольцами из маслобензостойкой резины (рис. 2.2, б).

Привертные подшипниковые крышки на рис. 2.2, а, в, выполнены глухими, на рис. 2.2, г, д – с отверстием для выходного конца вала. Крышки с отверстием обычно снабжают внешним уплотнением в виде резиновой армированной манжеты.

На рис. 2.2, е показана предпочтительная форма фланца привертной крышки.

Привертные подшипниковые крышки применяют как при неразъемной конструкции корпуса, так и при разъемной.

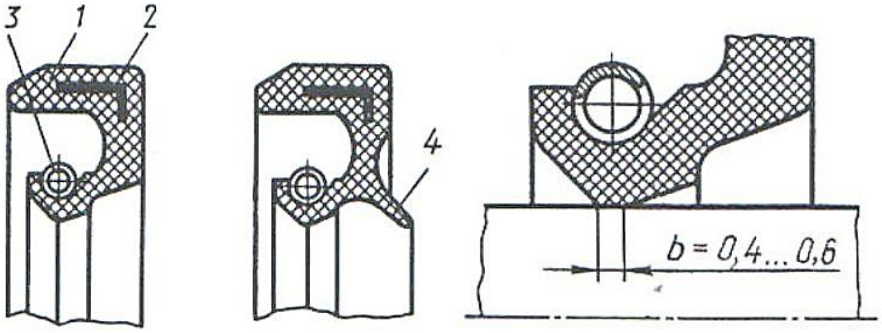
Закладные подшипниковые крышки применяют только при разъемной конструкции корпуса, имеющего плоскость разъема по осям валов. Они не требуют крепления резьбовыми деталями, так как их удерживает кольцевой выступ на поверхности крышки, для которого в корпусе выполнена канавка. На рис. 2.3 показаны основные конструкции закладных крышек: с отверстием для выходного конца вала – рис. 2.3, а; глухих - рис. 2.3, б; с резьбовым отверстием под нажимной винт - рис. 2.3, в. Закладные крышки с отверстием, как и привертные, снабжают резиновой армированной манжетой.

Обычно крышки подшипников изготавливают из чугуна. Однако при регулировании подшипников регулировочными винтами, в случае применения закладных крышек, их изготавливают из стали (рис.2.3, в).

Уплотнительные устройства или просто уплотнения предназначены для защиты подшипниковых узлов от попадания извне пыли и влаги и предохранения от вытекания смазочного материала.

Различают **внешние и внутренние уплотнения**.

Из ***внешних уплотнений*** наибольшее распространение получили резиновые армированные манжеты (рис.2.4). Корпус 1 манжеты изготовлен из маслобензостойкой резины. Каркас 2 представляет собой стальное кольцо Г – образного сечения и предназначен для придания манжете жесткости, что обеспечивает ее тугую посадку в корпусе без дополнительного крепления. Браслетная пружина 3 прижимает рабочую кромку манжеты к валу. В условиях повышенной загрязненности внешней среды применяют манжеты с дополнительной рабочей кромкой, называемой пыльником.



1 – корпус; 2 – каркас; 3 – браслетная пружина; 4 – дополнительная рабочая кромка (пыльник)

Рисунок 2.4 - Резиновые армированные манжеты:

Если уровень масла выше расположения рабочей кромки манжеты, то предусматривают установку сдвоенных манжет, заполняя пространство между ними пластичным смазочным материалом (ПСМ).

При окружной скорости более 4 м/с рабочая поверхность вала в месте установки манжеты должна быть шлифованной, а при окружной скорости более 8 м/с еще и упрочненной (≥ 45 $HRC_э$).

Ресурс манжет составляет не менее 3000 часов.

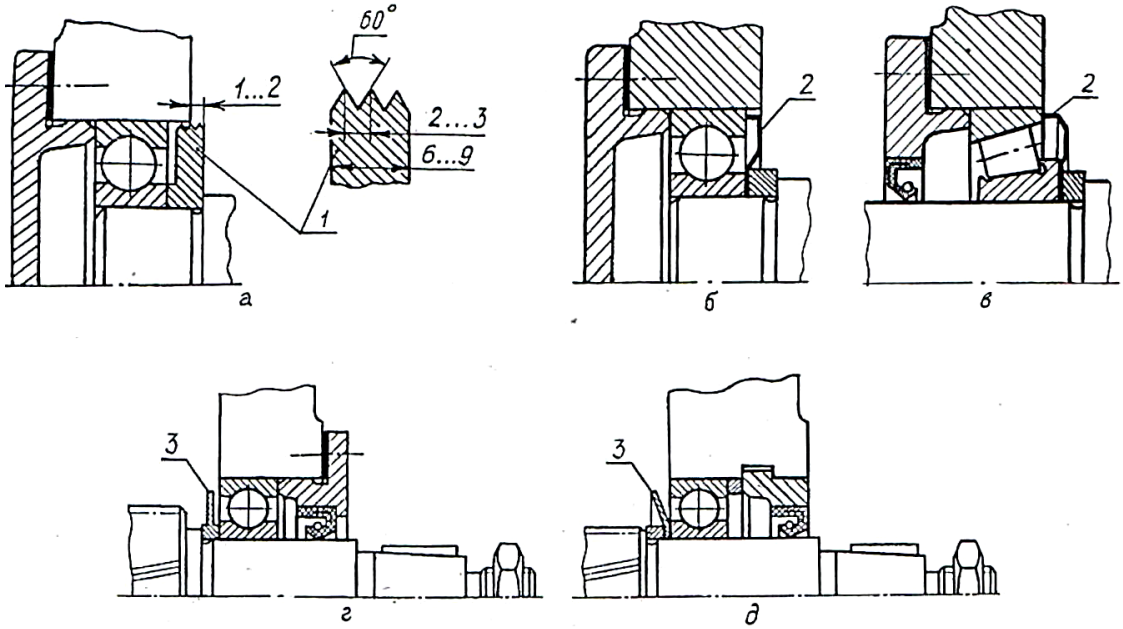
Установка и конструкция ***внутренних уплотнений*** зависит от способа смазывания подшипников и конструкции подшипникового узла.

При смазывании подшипников пластичным материалом подшипниковые узлы должны быть изолированы от внутренней полости редуктора по причине вытекания разогретой при работе узла пластичной смазки, а также возможного ее вымывания жидким маслом, применяемым для смазывания передач. Герметичность подшипникового узла в данном случае и обеспечивают внутренние уплотнения в виде *мазеудерживающего кольца* или *контактной уплотнительной шайбы*.

Внутреннее уплотнение *мазеудерживающим кольцом* (рис.2.5,а), называемое иногда *мазеудерживающей шайбой*, является комбинированным и щелевым одновременно. Кольцо вращается вместе с валом и имеет на наружной поверхности 2…4 канавки треугольного сечения. Зазор между кольцом и корпусом (или стаканом) 0,1…0,3 мм, выход за торец корпуса 1…2 мм. Выступающий за пределы корпуса (стакана) участок кольца отбрасывает жидкое масло, остальная его поверхность с канавками удерживает пластичный смазочный материал от вымывания.

Контактные уплотнительные шайбы (рис.2.5,б,в) устанавливают между подшипником и дополнительным кольцом, которое упирается в буртик вала. Кольцо перекрывает канавку на валу,

обеспечивая точное центрирование контактной уплотнительной шайбы, которая с достаточным усилием прижата к торцу наружного кольца подшипника и скользит относительно его, вращаясь вместе с валом. Толщина уплотнительных шайб в зависимости от их диаметрального размера составляет 0,3…0,6 мм, их применяют при скорости скольжения до 6 м/с. При смазывании подшипников из общей масляной ванны в некоторых конструкциях узлов шестерня или червяк оказываются погруженными в масло. Выжимаясь из зубчатого зацепления или винтовой нарезкой червяка, оно направляется вместе с продуктами износа в расположенный рядом подшипник. В этом случае подшипник от чрезмерного залива маслом закрывают со стороны полости корпуса *маслоотражательной шайбой* толщиной 1…3 мм (рис. 2.5, г, д). В технической литературе маслоотражательные шайбы иногда называют маслозащитными.



1 - мазеудерживающее кольцо; 2 – контактная уплотнительная шайба; 3 – маслоотражательная шайба

Рисунок 2.5 - Внутренние уплотнения подшипниковых узлов:

Следует отметить, что в узлах машин широко используются также подшипники со встроенными защитными шайбами и уплотнениями, которые выпускают подшипниковые заводы.

Подшипники с защитными шайбами с одной или обеих сторон используют при работе в незагрязненных или слабо загрязненных помещениях с целью защиты рабочей зоны подшипника от пыли и грязи. Для работы в загрязненных помещениях используют подшипники со встроенными уплотнениями: односторонним или двухсторонним.

Подшипники с двумя защитными или уплотнениями (закрытого типа) поставляются заполненными пластичным смазочным материалом (Литол–24, ЦИАТИМ–221 и др.), что облегчает техническое обслуживание подшипникового узла, особенно если он расположен в труднодоступном для смазывания месте. Специальных дополнительных уплотнений эти подшипники не требуют.

Примеры конструкций подшипниковых узлов с внешними и внутренними уплотнениями приведены на рис. 2.6 - 2.10 [1, 2].

В качестве **деталей для регулирования осевых зазоров** в регулируемых подшипниках используют:

а) набор тонких (толщиной ≈ 0,1 мм) металлических прокладок, устанавливаемых под фланец привертной крышки (на рис. 2.11,а они зачернены);

б) компенсаторное кольцо, устанавливаемое между торцами наружного кольца подшипника и закладной крышки (рис. 2.1);

в) круглую шлицевую гайку со стопорной многолапчатой шайбой (рис. 2.12), используемую для перемещения внутреннего кольца подшипника при его регулировании данным способом.

г) регулировочный винт с мелким шагом резьбы, вворачиваемый в закладную крышку или корпус и взаимодействующий на самоустанавливающуюся шайбу, в результате чего обеспечивается смещение в осевом направлении наружного кольца подшипника при его регулировании (рис.2.7).

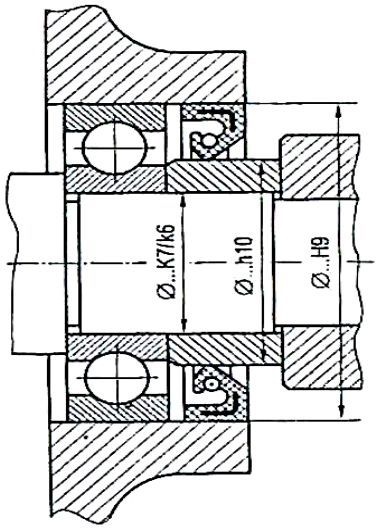


Рисунок 2.6 - Манжета, установленная в корпус

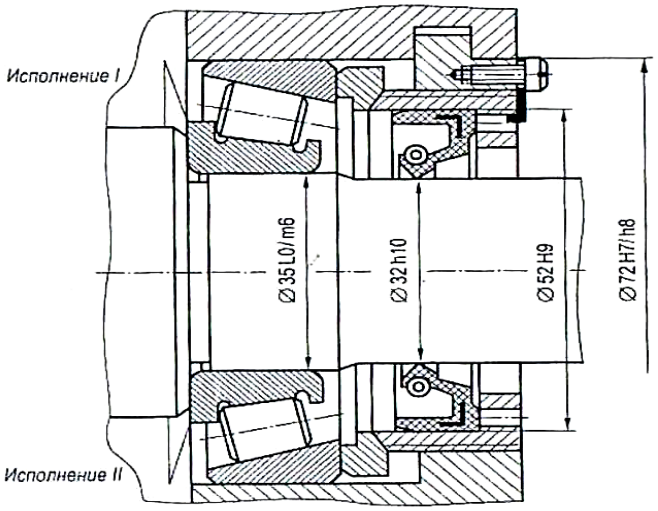


Рисунок 2.7 - Манжета, установленная в регулирующее устройство

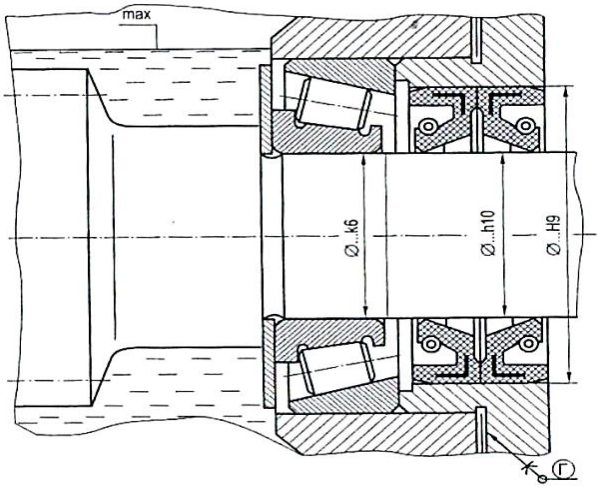


Рисунок 2.8 - Установка сдвоенных манжет

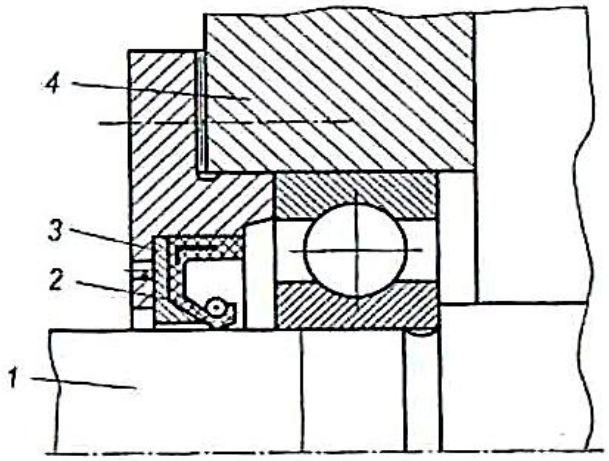
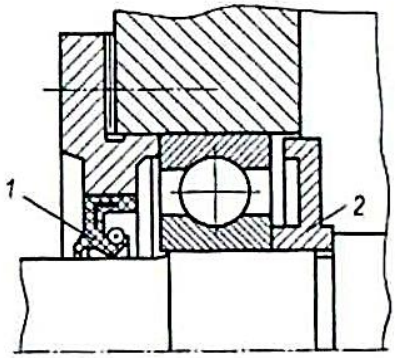
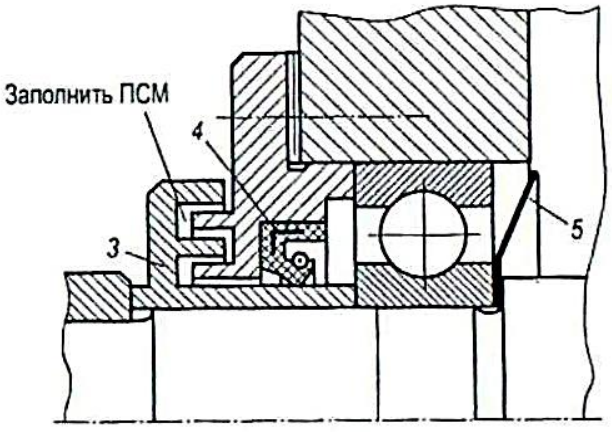


Рисунок 2.9 - Манжета с опорным конусом при повышенном давлении (> 0,05 МПа) внутри корпуса: 1 – вал; 2 – манжета; 3 – опорный конус; 4 – корпус



а



б

а – манжета с пыльником; б – комбинированное; 1 – манжета;2 – мазеудерживающая шайба; 3 – лабиринтное уплотнение; 4 – манжетное уплотнение; 5 – штампованный маслоотражатель

Рисунок 2.10 - Уплотнения, используемые при значительном загрязнении окружающей среды:

В качестве деталей для крепления внутренних колец подшипников на валах используют:

а) концевую шайбу с винтом и штифтом, фиксирующим шайбу от поворота относительно вала (рис. 2.11);

б) круглую шлицевую гайку со стопорной многолапчатой шайбой (рис. 2.14);

в) кольцо пружинное упорное наружное эксцентрическое (рис. 2.12).

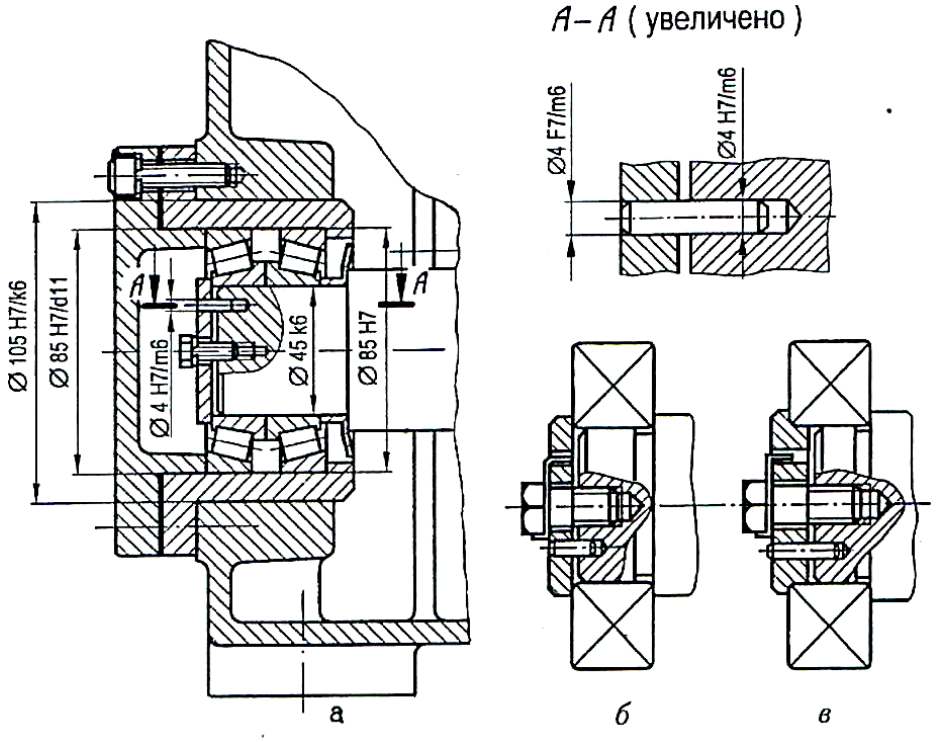


Рисунок 2.11 - Пример конструкции подшипникового узла с деталями для регулирования осевого зазора в подшипниках и крепления их внутренних и наружных колец

Крепление наружных колец подшипников в корпусе может быть осуществлено с помощью следующих *деталей*:

а) крышкой подшипника: привертной или закладной;

б) пружинным упорным внутренним эксцентрическим кольцом (рис. 2.13);

в) пружинным упорным наружным эксцентрическим кольцом, устанавливаемым в канавку, выполненную на наружном кольце подшипника;

г) упорным заплечиком, выполненным в корпусе или стакане (рис. 2.11, а);

д) тремя установочными винтами и кольцом.

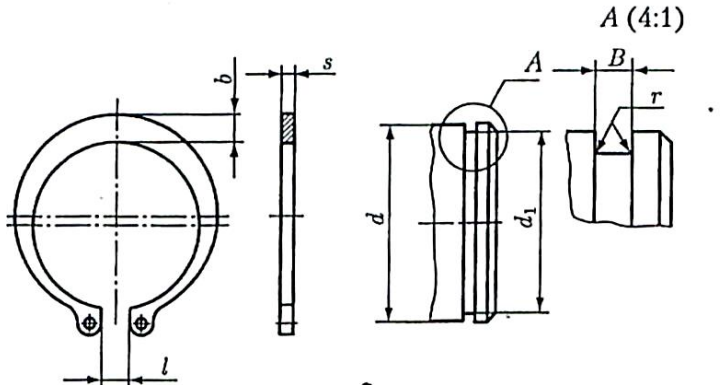


Рисунок 2.12 - Кольца пружинные упорные эксцентрические наружные и канавки для них

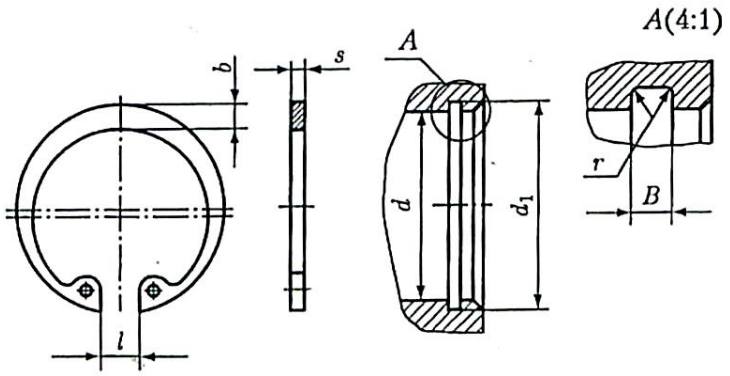


Рисунок 2.13 - Кольца пружинные упорные эксцентрические внутренние и канавки для них

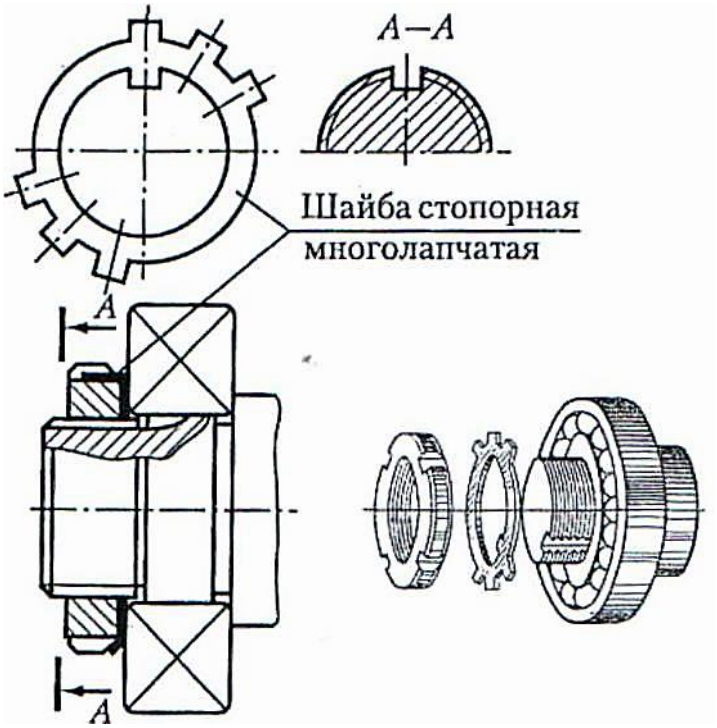


Рисунок 2.14 - Круглая шлицевая гайка со стопорной многолапчатой шайбой

3. ПОДШИПНИКИ КАЧЕНИЯ

3.1.ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Подшипники качения служат в качестве опор вращающихся валов и осей и используют элементы качения: шарики и ролики.

Типовая конструкция подшипника качения показана на рис. 3.1. Подшипник состоит из наружного 1 и внутреннего 2 колец, между которыми расположены тела качения 3. Для предохранения тел качения от соприкосновения между собой их отделяют друг от друга сепаратором 4, который существенно уменьшает потери на трение.

Кольца подшипников имеют желоба (канавки), служащие направляющими для тел качения.

В ряде конструкций одно или оба кольца (иногда сепаратор) могут отсутствовать. В данном случае тела качения катятся по дорожкам, выполненным на валу или в корпусе.

Основные **достоинства** подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения:

а) меньшие моменты трения, особенно при пуске;

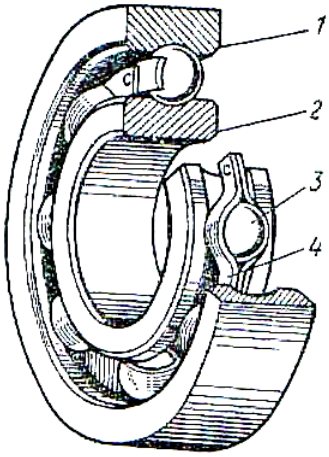
б) полная взаимозаменяемость, готовность к эксплуатации без дополнительной подгонки или приработки;

в) меньшие осевые габаритные размеры;

г) простота обслуживания и малый расход смазочного материала (например, подшипники с защитными шайбами заполняют пластичным смазочным материалом при изготовлении и этого запаса хватает на весь срок работы);

д) малая стоимость в связи с массовым производством;

е) меньший расход цветных металлов.



1- наружное кольцо; 2 – внутреннее кольцо; 3 – тела качения; 4 – сепаратор

Рисунок 3.1 - Подшипник качения

Недостатки подшипников качения:

а) большие радиальные габаритные размеры;

б) большие контактные напряжения, ограничивающие ресурс;

в) малая жесткость;

г) большое сопротивление вращению, шум и низкий ресурс при высоких частотах вращения;

д) чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам.

Кольца и тела качения изготовляют из специальных шарикоподшипниковых высокоуглеродистых хромистых сталей марок ШХ15 и ШХ15СГ (здесь 15-0,15% хрома; среднее содержание углерода 1....1,1%). Сталь ШХ15СГ содержит дополнительно кремний и марганец. Находят применение и цементуемые легированные стали 18ХГТ, 20Х2Н4А и др. Кольца имеют твердость 61...65 HRCэ, тела качения - 63...67 HRCэ.

Кольца и тела качения подшипников, работающих при повышенных температурах (до 500°С) или в агрессивных средах, изготовляют соответственно из теплопрочных или коррозионно-стойких сталей. Для подшипников, к которым предъявляются повышенные требования по ресурсу и надежности, применяют стали, подвергнутые специальным переплавам, уменьшающим содержание неметаллических включений (ШХ15-Ш), а также двойной переплав: электрошлаковый и вакуумно-дуговой (ШХ15-ШД).

Сепараторы изготовляют в большинстве случаев из мягкой углеродистой стали марок 08кп, 10кп. Сепараторы высокоскоростных подшипников выполняют массивными из текстолита, фторопласта, латуни, бронзы (материалы перечислены в порядке увеличения быстроходности).

Все большее распространение получают подшипники с шариками из керамики (нитрид кремния Si_3N_4). Этот материал обладает значительно более высокой, чем применяемые стали, теплопрочностью и контактной долговечностью. Плотность нитрида кремния составляет около 3,2 г/см^3 (закаленной стали ШХ15 7,8г/см^3). Благодаря этому при высокой частоте вращения развиваются меньшие центробежные силы. Коэффициент трения пары «нитрид кремния - сталь» меньше, чем пары «сталь - сталь». Поэтому тепловыделение при работе таких подшипников меньше, чем стальных. Кроме этого, нитрид кремния обладает высокой коррозионной устойчивостью, свойством электроизоляции, отсутствием магнитных свойств и стабильностью размеров.

Подшипники, имеющие кольца из стали, а шарики из нитрида кремния разработала и выпускает фирма SKF (Швеция), Применение их в опорах шлифовального электрошпинделя при скоростном параметре $n \cdot d_m$ = 2108000 (здесь n - частота вращения, d_m - средний диаметр подшипника) позволило увеличить их долговечность в четыре раза в сравнении со стальными подшипниками [3].

Подшипники качения имеют международную стандартизацию и выпускаются в широком диапазоне габаритных размеров и массы. Известны миниатюрные подшипники с внутренним диаметром d =0,6 мм, наружным диаметром D =2 мм, шириной B=0,8 мм и массой 0,015 г, а также особо крупные, у которых соответственно d=12 м, D=14 м, B=0,45 м и масса 130 т. Кроме стандартных подшипников, по специальному обоснованию изготовляют нестандартные подшипники.

Машиностроительные предприятия стран СНГ используют подшипники, производимые как заводами этих стран, так и зарубежными производителями (инофирмами). Наибольшим спросом пользуются по-прежнему подшипники заводов стран СНГ. Однако ими производится не вся номенклатура, используемая приборо- и машиностроением. Кроме того, многие подшипники зарубежных фирм отличаются более высокой надежностью и долговечностью [3]. В Беларуси производство подшипников качения налажено на двух заводах: ОАО «Минский подшипниковый завод» и ОАО «Гомельский подшипниковый завод».

Из зарубежных производителей наиболее известными являются фирма SKF (Швеция), имеющая 80 подшипниковых заводов и представительств в большинстве стран мира, фирмы FAG и INA (Германия), фирма Timken (США).

К новому поколению можно отнести подшипники со встроенным датчиком, позволяющим получать следующие сведения: частоту, скорость и направление вращения, угол поворота наружного кольца относительно внутреннего и ускорение. Они находят применение в движущихся средствах, рулевых механизмах, электродвигателях, коробках передач, эскалаторах, системах управления различными механизмами, системах контроля наматывания в рулоны или разворачивания из них различных материалов, например, бумаги или металлической ленты и пр. Потребление этих подшипников «с интеллектом» исчисляется миллионами. Данные по таким подшипникам фирмы SKF приведены в справочнике-каталоге [3].

3.2. КЛАССИФИКАЦИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Подшипники качения классифицируют по следующим основным признакам;

а) **по форме тел качения** (рис.3.2 - шариковые (а) и роликовые (б...и). Роликовые подшипники могут быть с роликами: цилиндрическими короткими (б), длинными (в), витыми (г), коническими (д), бочкообразными (е,ж), вогнутыми (з) и игольчатыми (и);

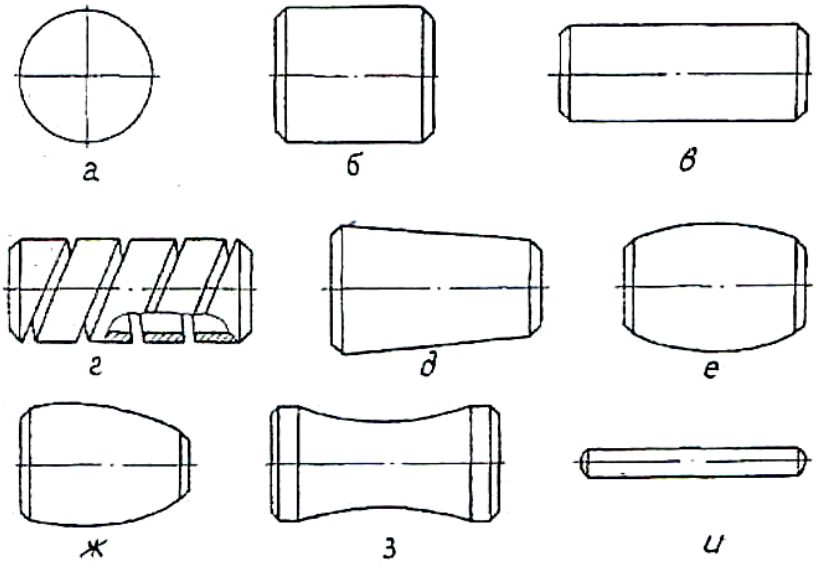


Рисунок 3.2 - Тела качения подшипников

б) **по направлению воспринимаемой нагрузки**:

- радиальные (воспринимают только радиальную нагрузку или радиальную и небольшую осевую);
- радиально-упорные (воспринимают комбинированную нагрузку - радиальную и осевую);
- упорные (воспринимают только осевую нагрузку);

- упорно-радиальные (воспринимают комбинированную нагрузку - осевую и небольшую радиальную);

в) **по числу рядов тел качения** - одно-, двух- и четырехрядные;

г) **по основным конструктивным признакам** - самоустанавливающиеся (например, сферические подшипники самоустанавливаются при перекосе осей вала и отверстия в корпусе до 2,5°) и несамоустанавливающиеся - все остальные (допустимый взаимный перекос колец от 1 до 8'); с цилиндрическим или коническим отверстием внутреннего кольца; сдвоенные и др.

3.3. СИСТЕМА УСЛОВНЫХ ОБОЗНАЧЕНИЙ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Условное обозначение подшипника качения состоит из основного обозначения и дополнительных обозначений (перед основным и после основного), например:

5-3180206ЕС17, где 3180206 – основное обозначение; 5 – дополнительное обозначение, проставляемое через знак «тире» слева от основного; ЕС17 – дополнительное обозначение, проставляемое справа от основного.

3.3.1. Основное обозначение подшипников качения с диаметром отверстий от 20 до 495 мм включительно

Схема расположения цифр в основном обозначении данных подшипников приведена на рис. 3.3, количество цифр – от двух до семи. Нули, стоящие левее последней значащей цифры, опускаются.

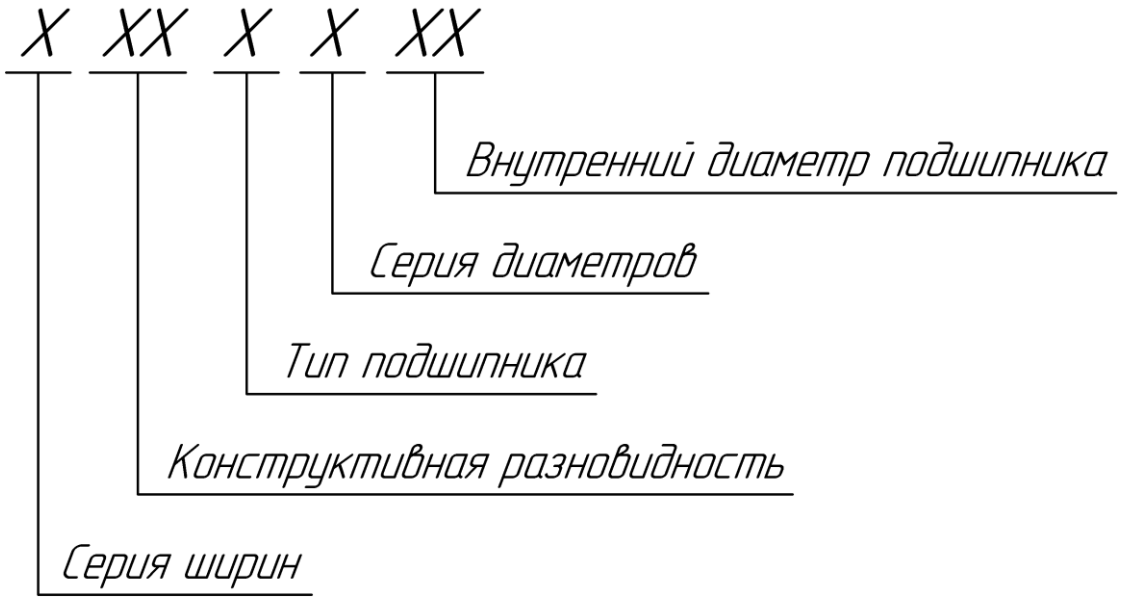


Рисунок 3.3 - Расположение цифр в основном условном обозначении подшипников с внутренними диаметрами от 20 до 500 мм (исключая подшипники с диаметрами 22, 28, 32 и 500 мм)

Две первые цифры справа образуют число, которое обозначает диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника. Для подшипников с d= 20…495 мм внутренний диаметр определяют умножением этого числа на 5. Так, подшипник 7209 имеет d= 45 мм, а подшипник 315 d= 75 мм.

Третья цифра справа обозначает *серию диаметров* и ***совместно с седьмой цифрой,*** обозначающей *серию ширин*, определяет *размерную серию подшипника* (рис. 3.4), которые установлены в межгосударственном стандарте ГОСТ 3478-2012.

Так, подшипник 7209 – серии диаметров 2, а подшипник 315 – серии диаметров 3. Серии диаметров 2 и 3 получили наибольшее распространение и рекомендуются при выполнении курсовых проектов.

Четвертая цифра справа обозначает тип подшипника:

Шариковый радиальный однорядный……0

Шариковый радиальный сферический двухрядный…… 1
Роликовый радиальный с короткими цилиндрическими роликами…….2
Роликовый радиальный сферический двухрядный……...3
Роликовый радиальный с длинными цилиндрическими или игольчатыми роликами……...4
Роликовый радиальный с витыми роликами……5
Шариковый радиально-упорный однорядный……...6
Роликовый радиально-упорный с коническими роликами (конический)....7
Шариковый упорный, шариковый упорно-радиальный……...8
Роликовый упорный, роликовый упорно-радиальный……..9

Приведенный для примера подшипник 7209 является роликовым радиально- упорным коническим, а подшипник 315 – шариковым радиальным однорядным (в обозначении подшипника 315, кроме цифры 0, обозначающей тип подшипника, все остальные цифры, стоящие левее её, будут тоже нули и по этой причине все четыре нуля, стоящие левее последней значащей цифры 3 не проставляются).

Пятая или ***пятая и шестая цифры справа*** обозначают конструктивную разновидность подшипников (наличие защитных шайб или уплотнений, канавки на наружном кольце под упорное кольцо, значение номинального угла контакта в радиально-упорных подшипниках, наличие упорного борта на наружном кольце, отсутствие сепаратора, исполнение с коническим отверстием во внутреннем кольце или установка его на закрепительной втулке и др.)

Если пятая и шестая цифры справа в обозначении подшипника отсутствуют, как например, у подшипников 7209 и 315 или на пятом и шестом местах справа в обозначении стоят нули, как, например, у подшипника 3007205, то такие подшипники относятся к основному конструктивному исполнению (базовый типоразмер).

Седьмая цифра справа обозначает *серию ширин* и совместно с третьей цифрой справа, обозначающей серию диаметров, определяет размерную серию подшипника. *Серия ширин 0 в обозначении подшипника не указывается*.

В соответствии с ГОСТ 3478-2012 для подшипников устанавливают:

- серию диаметров: 0, 8, 9, 1, 7, 2, 5, 3, 6 и 4;
- серию ширин или высот: 7, 8, 9, 0, 1, 2, 3, 4, 5 и 6.

Серии диаметров указаны в порядке увеличения наружного диаметра подшипников при одинаковом диаметре отверстия. Серии ширин (высот) указаны в порядке увеличения ширины (высоты) подшипника при одинаковом диаметре отверстия (см. рис.3.4). Сочетание диаметров и серии ширин (высот) есть размерная серия.

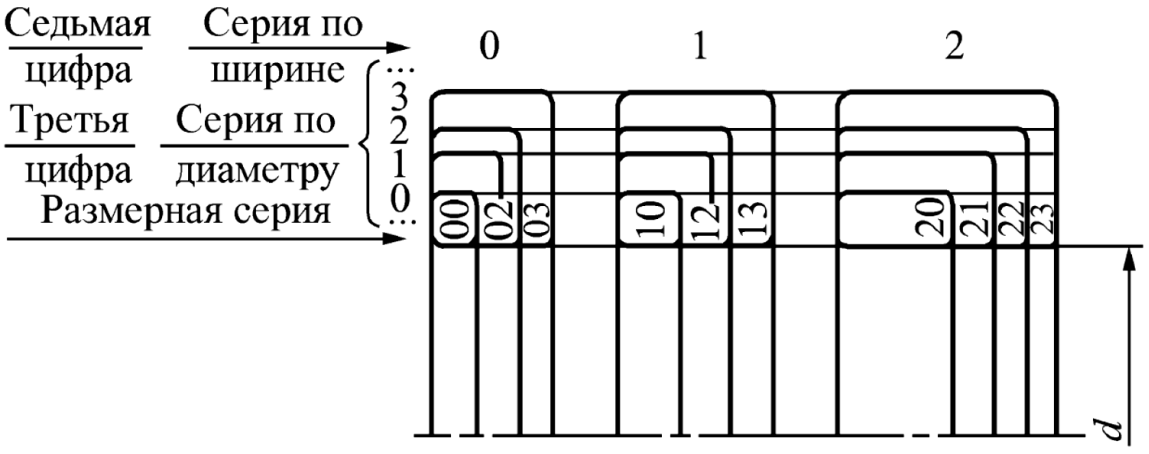


Рисунок 3.4 - Размерная серия подшипника [4]

Подшипники разных типов и серий отличаются размерами, массой *m*, базовой динамической грузоподъемностью C_r и предельной частотой вращения *[n]* (см. рис. 3.5). Наиболее быстроходными из

представленных являются шариковые радиальные однорядные подшипники размерной серии (02). Подшипники размерной серии (04) менее быстроходные, но базовая динамическая грузоподъемность C_r их выше. Следует отметить, что базовая динамическая грузоподъемность подшипника C_r – это нагрузка (в Н или кН), которую подшипник может теоретически выдержать при базовом расчетном ресурсе, составляющем 1 млн. оборотов, без появления признаков усталости не менее, чем у 90% из определенного числа подшипников, подвергающихся испытаниям. Величина C_r для каждого подшипника приводится в каталогах.

Роликовые радиально-упорные конические подшипники характеризует большая, чем у радиальных однорядных шарикоподшипников равных размеров, базовая динамическая грузоподъемность C_r и меньшая предельная частота вращения *[n].*

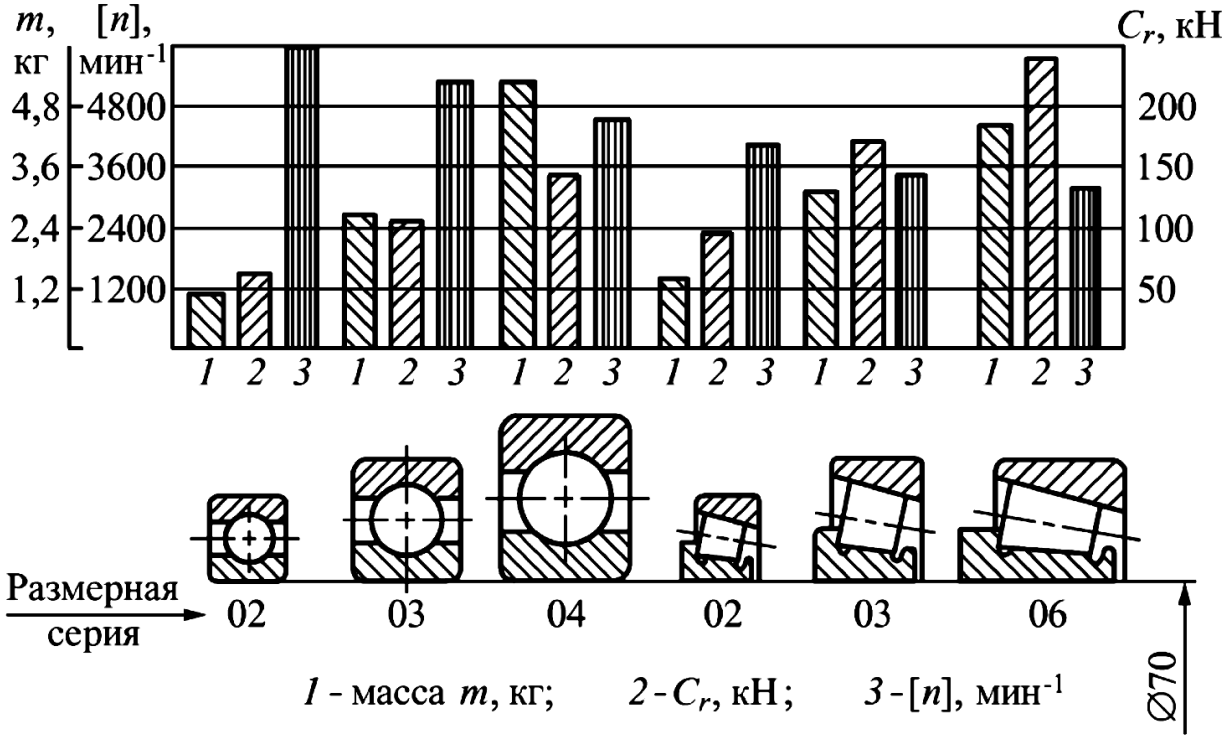


Рисунок 3.4 - Сравнительная характеристика шариковых радиальных однорядных и роликовых радиально-упорных конических подшипников различных размерных серий [4]

3.3.2. ДОПОЛНИТЕЛЬНЫЕ УСЛОВНЫЕ ОБОЗНАЧЕНИЯ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Дополнительное условное обозначение, расположенное слева от основного обозначения подшипника качения. Слева от основного обозначения проставляют знаки, определяющие класс точности (8, 7, 0, нормальный, 6Х, 6, 5, 4, Т, 2), группу радиального зазора (0, 1, 2, 3, …., 9; для радиально-упорных шариковых подшипников обозначают степень предварительного натяга: 1, 2, 3), ряд моментов трения (1, 2, 3, …, 9) и категорию подшипника (А, В, С). Знаки располагают в порядке перечисления – справа налево от основного обозначения подшипника и отделяют от него тире, например:

А125-3000205, где 3000205 – основное обозначение подшипника; 5 – класс точности; 2 – группа радиального зазора; 1- ряд момента трения; А – категория подшипника.

Класс точности подшипника регламентирует величины предельных отклонений размеров, формы и расположения поверхностей его деталей.

Выше перечислены в порядке повышения точности все классы точности подшипников. Конкретные **классы точности** в зависимости от типа подшипника установлены ГОСТ 520-2011:

а) *для шариковых и роликовых радиальных и шариковых радиально-упорных подшипников:* **нормальный, 6, 5, 4, Т, 2**;

б) *для роликовых радиально-упорных конических подшипников:* **0, нормальный, 6Х, 6, 5, 4, 2**;

в) *для упорных и упорно-радиальных подшипников:* **нормальный, 6, 5, 4, 2**.

В общем машиностроении применяют подшипники классов точности *нормальный* и 6.

В изделиях высокой точности или работающих с высокой частотой вращения (шпиндельные узлы скоростных станков, высокооборотные электродвигатели и др.) применяют подшипники классов точности 5 и 4.

Подшипники класса точности 2 используют в гироскопических приборах.

Отметим некоторую особенность обозначения классов точности *нормальный* и 0.

Для всех подшипников, кроме роликовых радиально-упорных конических, для обозначения класса точности «*нормальный»* применяют знак «0».

Для роликовых радиально-упорных конических подшипников для обозначения класса точности 0 применяют знак «0», класса точности «*нормальный»* – знак «N», класс точности 6X – знак «X».

В нашем примере подшипник 7209 – класса точности 0.

Эксплуатационные условия подшипников качения считаются нормальными, когда температура внутреннего кольца больше, чем наружного на 5…10 °С. При таких условиях требуемый радиальный зазор в подшипнике обеспечивается пределами нормальных групп зазора, указанных в таблицах стандарта, а в дополнительном условном обозначении подшипника он не указывается.

Показатели по моменту трения относятся только к точным подшипникам специального назначения.

В зависимости от класса точности, наличия требований к уровню вибраций, величине момента трения и других дополнительных технических требований установлены три категории подшипников: А – повышенные регламентированные нормы; В – регламентированные нормы; С – без дополнительных требований.

Соответствие категорий подшипников и их классов точности:

Категория	А	В	С
Класс точности	5, 4, Т, 2	0, нормальный, 6X, 6, 5	0, нормальный, 6

В условном обозначении подшипников категории С знак категории не проставляют. Знак категории не указывают и для подшипников, не отнесенных к категориям А, В и С.

Дополнительное условное обозначение, расположенное справа от основного обозначения подшипника качения. Возможные знаки, указываемые справа от основного обозначения:

А – подшипник повышенной грузоподъемности;

Е – сепаратор выполнен из пластических материалов (полимеры, текстолит);

Л - сепаратор выполнен из латуни;

Д - сепаратор выполнен из алюминиевого сплава;

Б - сепаратор выполнен из безоловянной бронзы;

М – наличие модифицированного контакта;

К и Н – наличие конструктивных особенностей;

Т, Т1, …, Т6 – специальная термообработка деталей подшипника для работы при повышенных температурах;

С1…С28 – код смазочного материала, которым заполнен подшипник закрытого типа (например, С2 – смазочный материал ЦИАТИМ – 221; С5 - ЦИАТИМ- 202; С17 – Литол - 24);

Ш – специальные требования по шумности работы;

Ю, Ю1, Ю2, Ю3 и т.д. - все детали подшипника или часть деталей из коррозионно-стойкой стали;

Х, Х1, Х2, Х3 и т.д. – кольца и тела качения или только кольца (в том числе одно кольцо) из цементируемой стали.

Обозначение подшипника наносится преимущественно на торцевой поверхности колец или на защитных шайбах (для подшипников закрытого типа). Обозначения подшипников малых размеров проставляют на упаковке.

Пример обозначения подшипника:

А 7 5 – 3180206 Е Т2 С2

где А – категория подшипника;

7 - группа радиального зазора;

5 – класс точности;

3180206 – основное обозначение;

Е – материал сепаратора (текстолит);

Т2 – температура отпуска (250 °С);

С2 – смазочный материал ЦИАТИМ – 221.

В соответствии с основным обозначением 3180206 данный подшипник является шариковым радиальным однорядным (четвертая цифра справа - 0) с посадочным диаметром на вал 30 мм (первые две цифры справа, умноженные на 5, т.е. 06х5=30 мм), серии диаметров 2 (третья цифра справа), серии ширин 3 (седьмая цифра справа), с двухсторонним уплотнением (пятая и шестая цифры справа).

3.4. ОСНОВНЫЕ ТИПЫ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

3.4.1. Подшипники шариковые радиальные однорядные

Тип подшипников – 0.

Эти подшипники применяют в узлах со сравнительно легкими условиями эксплуатации и при отсутствии высоких требований к жесткости опор в радиальном и осевом направлениях (например, в коробках передач станков и транспортных средств, редукторах, электродвигателях малой и средней мощности, роликах конвейеров и различных механизмах с высокой частотой вращения). Они отличаются простотой конструкции, имеют невысокую стоимость. Однако эти подшипники не следует применять для валов червячных и конических передач.

Шариковые радиальные однорядные подшипники предназначены в основном для восприятия радиальной нагрузки, но могут воспринимать и осевые нагрузки в обоих направлениях. Удовлетворительно работают при перекосе колец на угол не более 3', а при увеличенном радиальном зазоре до 10'. Однако перекосы ухудшают работу подшипника, вызывают вибрацию и снижают ресурс его работы. В сравнении с другими типами подшипников отличаются наименьшим моментом трения. Шариковые радиальные однорядные подшипники помимо основной конструкции, показанной на рис. 3.6,а, имеют различные конструктивные исполнения (или разновидности). К их числу относятся подшипники с канавкой на наружном кольце исполнения 5000 (рис. 3.6, б) для упорного кольца, что упрощает осевое фиксирование подшипника и позволяет производить сквозную обработку отверстий корпуса.

Подшипники с защитной шайбой с одной стороны исполнения 60000 (рис. 3.6, в) или с двух сторон исполнения 80000 используют при работе в незагрязненных или слабо загрязненных помещениях с целью защиты рабочей зоны подшипника от пыли и грязи.

Для работы в загрязненных помещениях используют подшипники со встроенными уплотнениями: односторонним исполнения 160000 или двухсторонним исполнения 180000 (рис. 3.6, г).

Подшипники с двумя защитными шайбами или уплотнениями являются подшипниками закрытого типа и поставляются заполненными пластичным смазочным материалом на заводе-изготовителе на весь срок службы. Это значительно облегчает техническое обслуживание подшипниковых узлов, особенно при установке подшипника в труднодоступных для смазывания местах конструкции. Следует отметить, что промывка таких подшипников перед монтажом недопустима. Специальных дополнительных уплотнений подшипники закрытого типа не требуют.

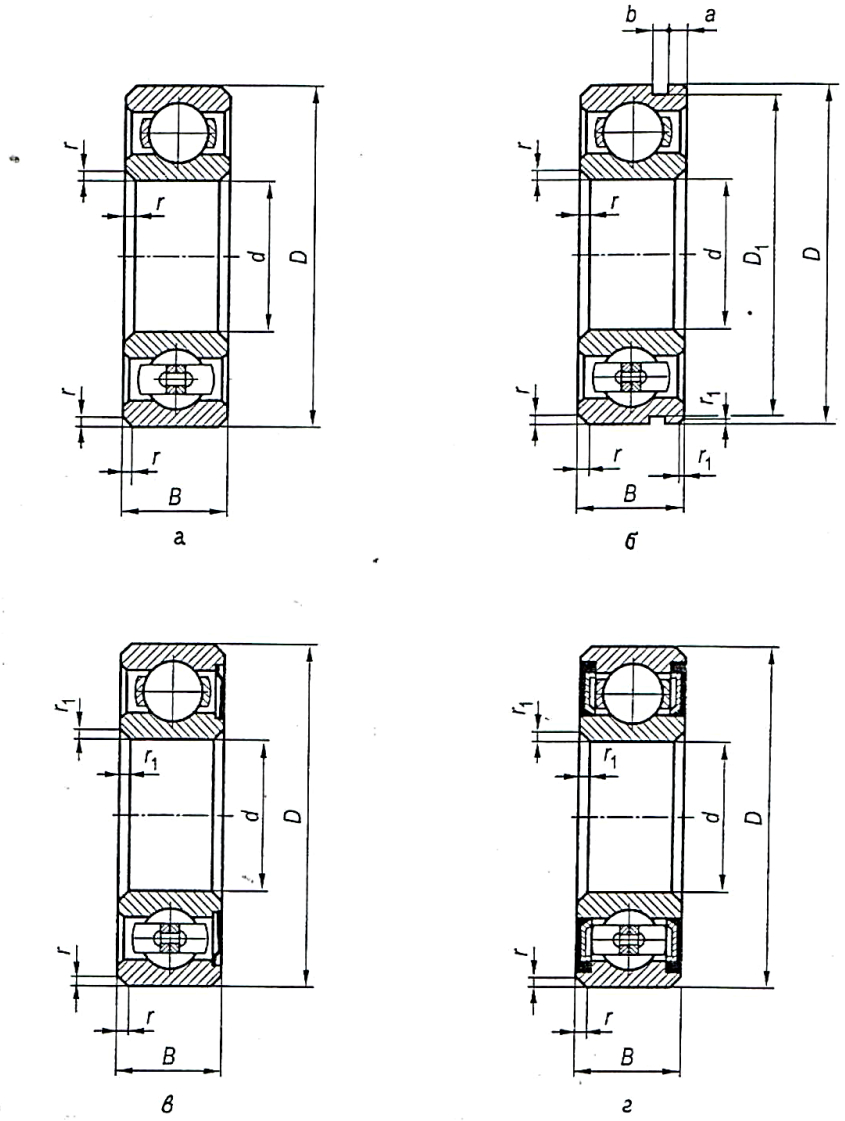
Сепараторы шариковых радиальных однорядных подшипников штампуют из тонколистовой стили, а в некоторых случаях – из латуни. Широко применяют корончатые сепараторы из полиамидных смол. И те и другие сепараторы базируются по телам качения.

Крупногабаритные подшипники, а также предназначенные для работы при высоких частотах вращения, имеют массивные сепараторы, базирование которых производится по бортам наружных колец. В качестве материала в данном случае используют пластмассы, бронзу, латунь, алюминиевые сплавы и др.

Подшипники стандартизованы в диапазоне посадочных диаметров на вал от 1 до 460 мм.

Примеры расшифровки условного обозначения подшипников шариковых радиальных однорядных: **204** - серия диаметров 2, серия ширин 0, основное конструктивное исполнение; диаметр d отверстия

внутреннего кольца подшипника 20 мм; **305** - серия диаметров 3, серия ширин 0, основное конструктивное исполнение; диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника 25 мм.



а – основная конструкция (исполнение 0000); б – с канавкой на наружном кольце (исполнение 50000); в – с одной защитной шайбой (исполнение 60000; с двумя защитными шайбами исполнение 80000); г – с двухсторонним уплотнением (исполнение 180000; с односторонним уплотнением исполнение 160000)

Рисунок 3.6 - Подшипники шариковые радиальные однорядные

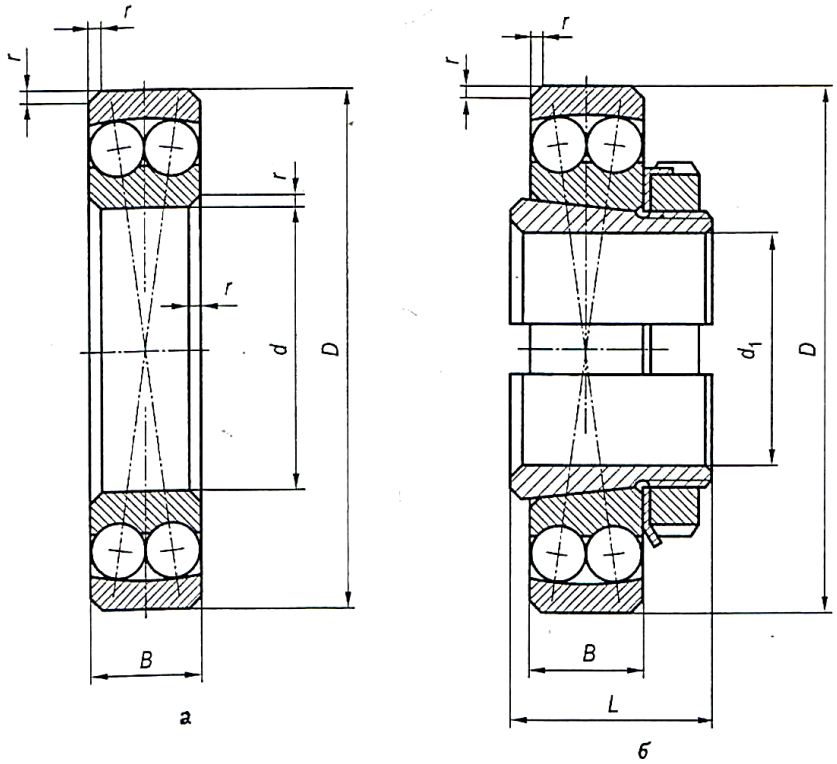
3.4.2. Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные

Тип подшипников 1.

Эти подшипники находят применение в опорах приводных валов конвейеров при установке подшипников в разных корпусах, опорах оси барабанов механизмов подъема грузов, опорах поворотных кранов, сателлитов планетарных передач, а также в различных механизмах, где наблюдается существенная несоосность посадочных мест для подшипников или когда неизбежны значительные прогибы валов или осей.

Шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники предназначены для восприятия радиальной нагрузки, а также небольших осевых нагрузок в обоих направлениях. Самоустанавливающаяся конструкция подшипника позволяет им нормально работать при перекосах внутреннего кольца до 2,5° по данным [3] (по данным [2] перекос колец допускается до 4°).

Самоустанавливаемость подшипнику обеспечивает дорожка качения наружного кольца, выполненная по сферической поверхности, описанной из центра подшипника.



а – основная конструкция (исполнение 1000); б – с коническим отверстием внутреннего кольца для установки на валу с помощью закрепительной втулки (исполнение 11000)

Рисунок 3.7 - Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные

Помимо основной конструкции с цилиндрическим отверстием исполнения 1000 (рис. 3.7, а), изготавливаются подшипники с коническим отверстием внутреннего кольца (исполнение 11000) для установки на закрепительной втулке (рис. 3.7, б), которая в свою очередь устанавливается на цилиндрическом участке вала (гладком или выполненном с шейкой).

Сепараторы данных подшипников изготавливают штамповкой из тонколистовой стали или из полиамидных смол. У крупногабаритных подшипников сепараторы выполняют массивным (в основном латунными).

Подшипники стандартизованы в диапазоне посадочных диаметров на вал от 40 до 400 мм.

3.4.3. Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами

Тип подшипников – 2.

Эти подшипники предназначены главным образом для восприятия радиальных нагрузок. По быстроходности они почти не уступают шариковым радиальным однорядным, однако весьма чувствительны к перекосам колец. Даже небольшой перекос 1…2' приводит к существенному снижению ресурса подшипника.

Подшипник, представленный на рис. 3.8,а, является основным для данного типа и обозначается 2000.

Подшипники без бортов на одном из колец (рис. 3.8, а, в) целесообразно использовать в качестве плавающей опоры, так как они допускают в определенных пределах осевые перемещения, компенсируя изменение длины вала вследствие температурных деформаций. Если на этом кольце выполнен с одной стороны борт (рис. 3.8, б, г), то такой подшипник фиксирует вал в одном осевом направлении и может кратковременно воспринимать небольшие нагрузки. Для фиксации вала в противоположном направлении во второй опоре обычно применяют такой же подшипник, но установленный в зеркальном отражении.

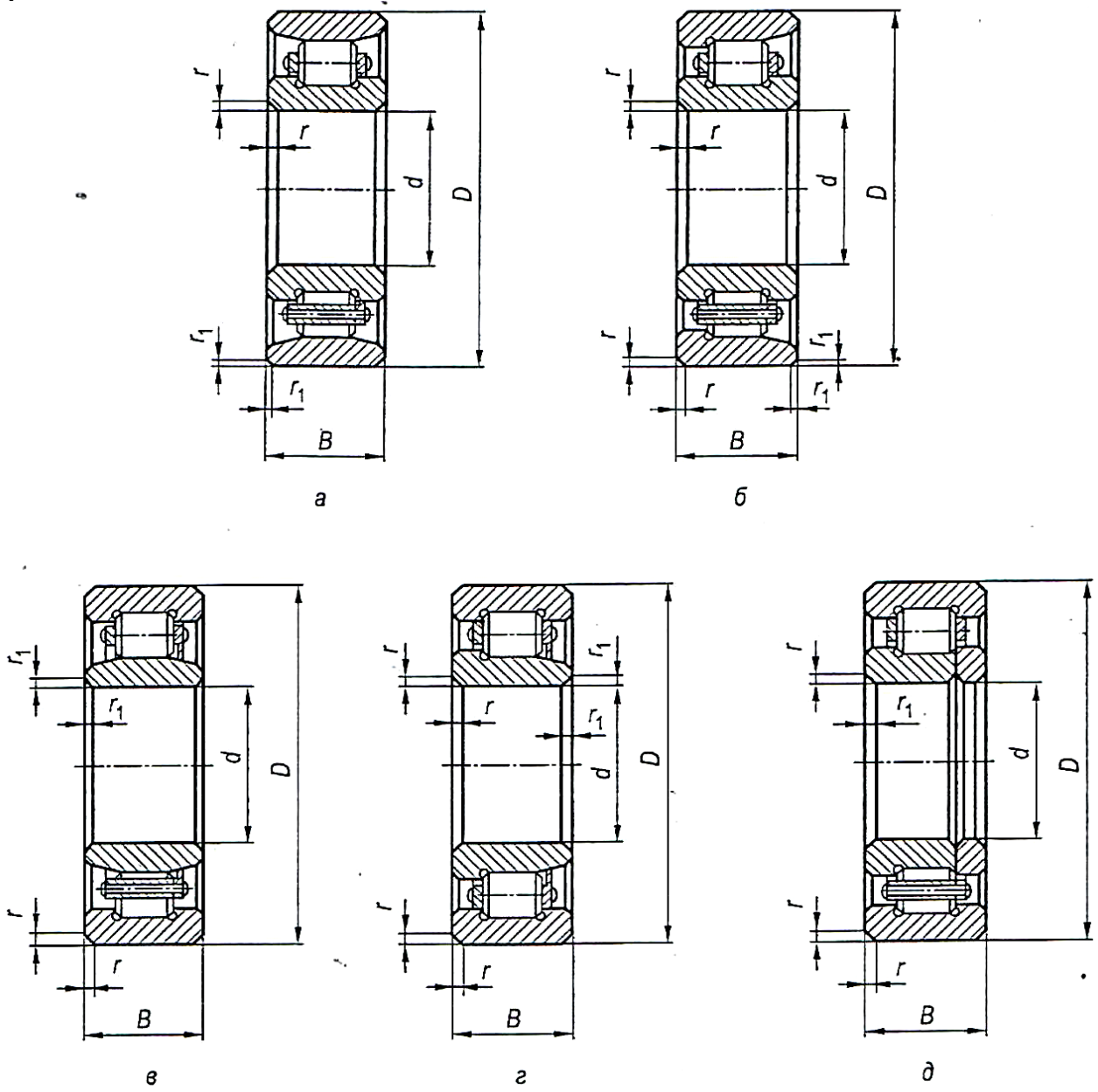
Функцию борта может выполнять упорное плоское кольцо (рис. 3.8, д). Подшипники с бортами на обоих кольцах могут воспринимать осевую нагрузку при условии, что она составляет не более 0,2…0,4 от радиальной в зависимости от размерной серии подшипника [2].

В тяжелонагруженных опорах станков и прокатных станов применяют двухрядные подшипники, которые обеспечивают высокую грузоподъемность и жесткость при относительно небольших радиальных габаритных размерах.

Сепараторы подшипников с короткими цилиндрическими роликами изготавливают как штампованными из листового металла, так и массивными из латуни, бронзы, полиамидных смол. Первые базируют по телам качения, вторые по двухбортовому кольцу.

В диапазоне посадочных диаметров на вал от 15 до 260 мм подшипники стандартизованы.

Области применения: плавающие опоры валов, шпиндели металлорежущих станков, дорожно-транспортные машины, а также узлы различных механизмов, в которых требуется большая радиальная грузоподъемность.



а – основная конструкция (исполнение 2000); б – с однобортовым наружным кольцом (исполнение 12000); в – без бортов на внутреннем кольце (исполнение 32000); г – с однобортовым внутренним кольцом (исполнение 42000); д – с однобортовым внутренним кольцом и плоским упорным кольцом (исполнение 92000)

Рисунок 3.8 - Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами

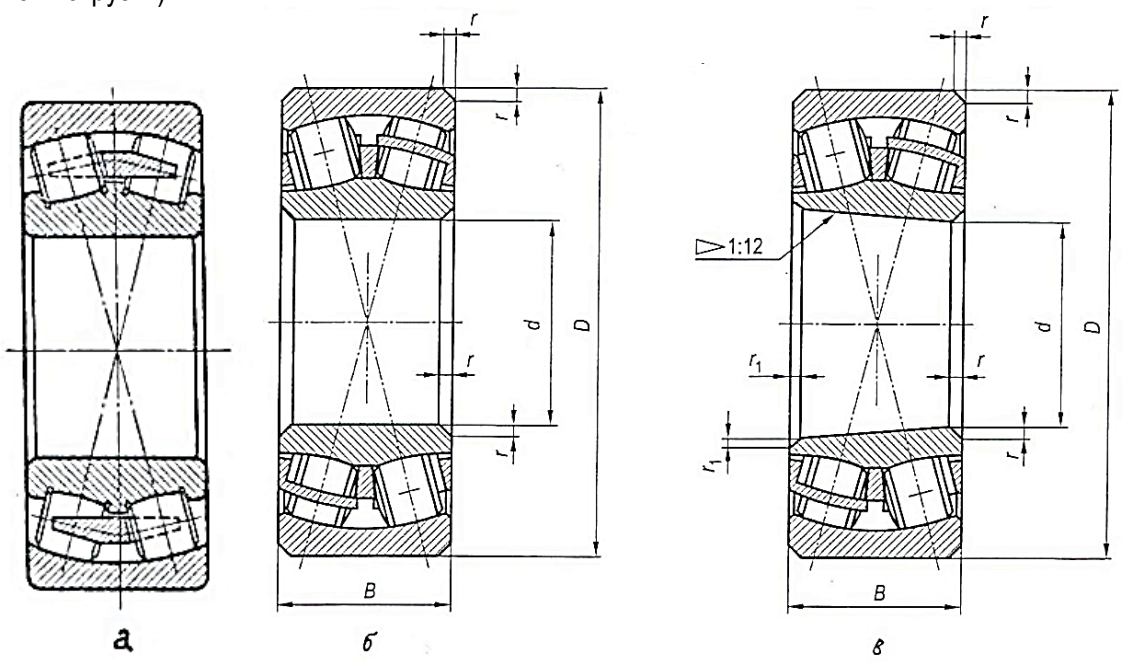
Пример расшифровки условного обозначения подшипников радиальных с короткими цилиндрическими роликами однорядных: **2104** - серия диаметров 1, серия ширин 0; основное конструктивное исполнение; диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника 20 мм; **2204** - серия диаметров 2, серия ширин 0, основное конструктивное исполнение; диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника 20 мм.

3.4.4. Подшипники роликовые радиальные сферические двухрядные

Тип подшипников – 3.

Области применения этих подшипников те же, что и шариковых радиальных сферических двухрядных (рис. 3.7). Однако от последних они отличаются большей грузоподъемностью, но меньшей быстроходностью.

Подшипники являются самоустанавливающимися. Они очень чувствительны к осевым нагрузкам (двухсторонняя осевая нагрузка не должна превышать 25% от неиспользованной допустимой радиальной нагрузки).



а – основная конструкция (исполнение 30000); б – с безбортовым внутренним кольцом и цилиндрическим отверстием (исполнение 53000); в – с безбортовым внутренним кольцом и коническим отверстием (исполнение 153000)

Рисунок 3.9 - Подшипники роликовые радиальные сферические двухрядные

Основное конструктивное исполнение данных подшипников – 3000 (двухрядный подшипник с бортами на внутреннем кольце и цилиндрическим отверстием), см. рис. 3.9, а.

Помимо основного исполнения изготавливают также двухрядные подшипники с безбортовым внутренним кольцом и цилиндрическим отверстием исполнения 53000 (рис. 3.9, б), а также с коническим отверстием исполнения 153000 (рис. 3.9, в). Последние предназначены для установки на валу с помощью закрепительных втулок.

Сепараторы подшипников выполняют как штампованными из стали или латуни, так и массивными из бронзы, латуни и полиамидных смол.

В диапазоне посадочных диаметров на вал от 40 до 400 мм подшипники стандартизованы.

3.4.5. Подшипники роликовые радиальные с игольчатыми роликами

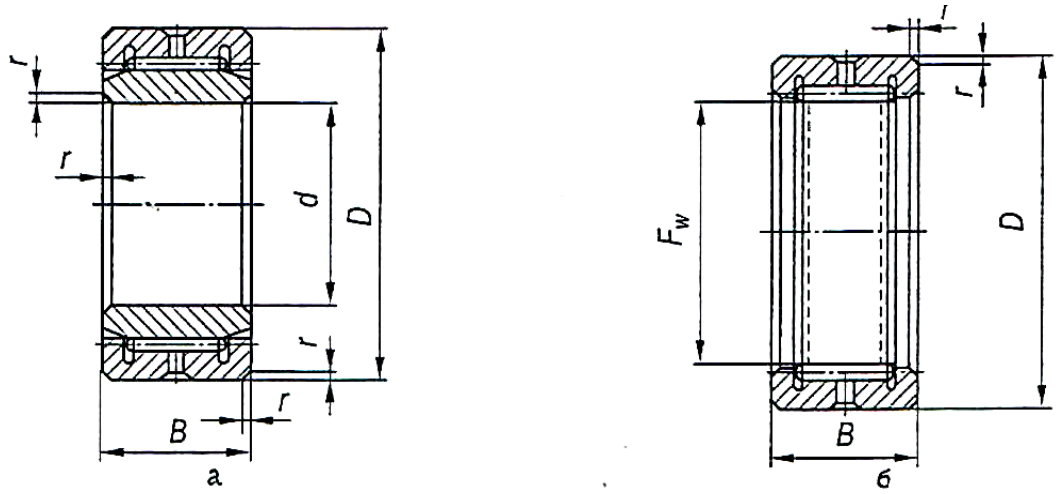
Тип подшипников – 4.

Радиальные роликовые подшипники с игольчатыми роликами (или иглами) имеют отношение длины роликов к их диаметру больше четырех и предназначены для восприятия только радиальной нагрузки. Осевые нагрузки эти подшипники не воспринимают и осевое положение вала не фиксируют. Перекосы внутренних колец относительно наружных у них недопустимы. По сравнению с шариковыми радиальными подшипниками они имеют существенно меньшие радиальные габариты при значительно большей грузоподъемности.

Игольчатые подшипники применяют при ограниченных радиальных размерах, а также при колебательном движении: крестовины шарниров карданных валов автомобилей и тракторов, планетарные передачи, кривошипные механизмы, рычаги управления и т.д.

Для увеличения нагрузочной способности иглы часто устанавливают без сепаратора, что позволяет увеличить их число (исполнение 74000, рис. 3.10, а).

Для уменьшения радиальных габаритных размеров широко применяют игольчатые подшипники без внутреннего кольца и сепаратора (исполнение 24000, рис. 3.10, б).



а – с наружным и внутренним кольцами без сепаратора (исполнение 74000); б – без внутреннего кольца и сепаратора (исполнение 24000)

Рисунок 3.10 - Подшипники роликовые радиальные с игольчатыми роликами

Кольца подшипников могут изготавливаться массивными (точеными) или штампованными из тонколистовой стали.

3.4.6. Подшипники роликовые радиальные с витыми роликами

Тип подшипников – 5.

Эти подшипники предназначены для восприятия только радиальной нагрузки. Они могут воспринимать ударные нагрузки, действие которых смягчается податливостью роликов. Преимущество этих подшипников в том, что при ударах и толчках, а также при возможном перекосе роликов во время работы, последние, благодаря своей конструкции, предохраняются от поломки. Ролики изготавливают навивкой из ленты прямоугольного сечения.

Осевую нагрузку данные подшипники не воспринимают, осевое положение вала не фиксируют. Допускают некоторый (до 30') перекос внутреннего кольца относительно наружного вследствие упругих деформаций витых роликов. Отличаются малой чувствительностью к загрязнению внешней среды.

Области применения: тихоходные узлы, не требующие точности вращения (сельхозмашины, опоры катков рольгангов прокатных станов).

В ответственных узлах эти подшипники не применяются.

3.4.7. Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные

Тип подшипников – 6.

Эти подшипники предназначены для восприятия комбинированной нагрузки: радиальной и односторонней осевой.

Осевая грузоподъемность этих подшипников зависит от угла контакта α, представляющего собой угол между плоскостью центров шариков и прямой, проходящей через центр шарика и середину площадки контакта шарика с дорожкой качения.

Подшипники выпускаются с углами контакта α = 12…40°. Подшипники с углом контакта α = 36° и более применяют только в качестве сдвоенных.

В отличие от шариковых радиальных однорядных подшипников в радиально-упорных подшипниках на одном из колец выполнен скос (срез), что позволяет закладывать в подшипник больше шариков того же диаметра. Однако нагрузка от одного кольца к другому передается под углом. Поэтому при действии на подшипник радиальной нагрузки появляется осевая составляющая.

В качестве основной конструкции принят однорядный разъемный подшипник со съемным наружным кольцом и углом контакта α = 12° (исполнение 6000).

Однако наибольшее распространение получили неразъемные однорядные радиально-упорные подшипники со скосом на наружном кольце и углом контакта α (рис. 3.11, а):

исполнение 36000 – α = 12°;
исполнение 46000 – α = 26°;
исполнение 66000 – α = 36°.

Кроме этого, выпускаются подшипники со скосом на внутреннем кольце и углом контакта α (рис. 3.11, б):

исполнение 36000К – α = 15°;
исполнение 46000К – α = 25°.

В диапазоне посадочных диаметров на вал от 3 до 320 мм эти подшипники стандартизованы. Шариковые радиально-упорные однорядные подшипники с разъемным внутренним кольцом (рис. 3.12, а) предназначены для восприятия радиальной и осевых нагрузок в обоих направлениях. Конструкция подшипника позволяет сократить осевые размеры узла и при монтаже не требует регулирования. Наибольшее распространение эти подшипники получили в авиационной промышленности.

Шариковые радиально-упорные однорядные подшипники с разъемным наружным кольцом (рис. 3.12, б) воспринимают радиальную и осевые нагрузки в обоих направлениях и также не требуют регулирования.

Подшипники с разъемным внутренним кольцом стандартизованы в диапазоне посадочных диметров на вал от 10 до 340 мм, а подшипники с разъемным наружным кольцом – в диапазоне диаметров от 45 до 130 мм.

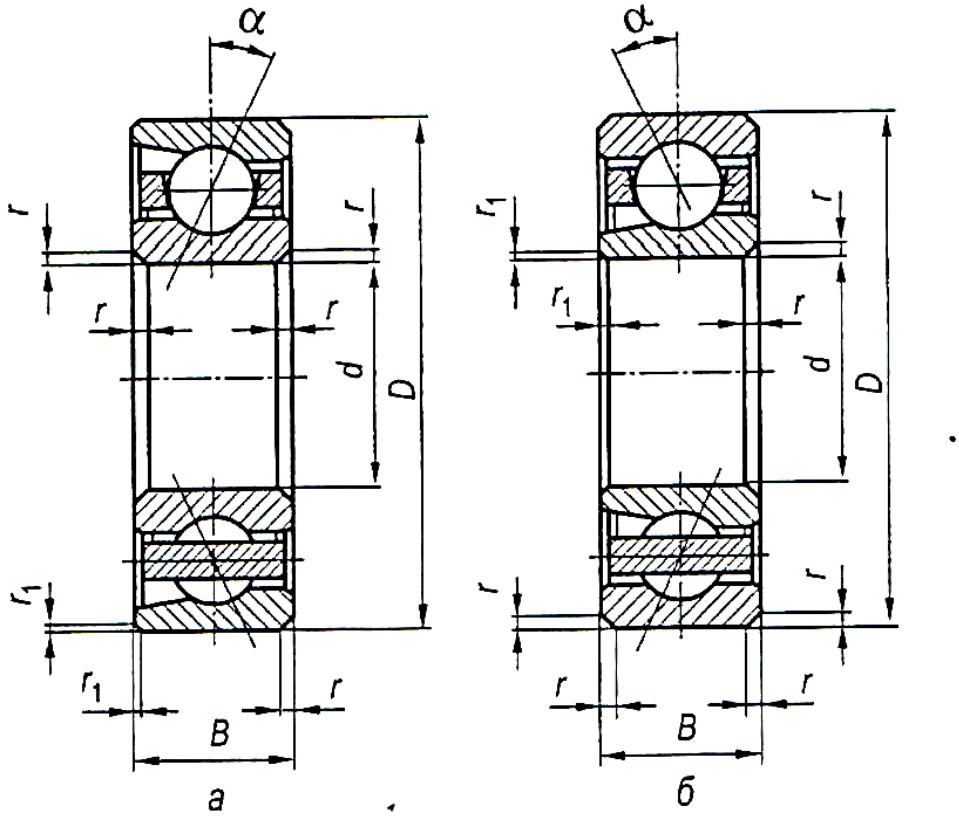
Для восприятия осевых нагрузок обоих направлений и при ограниченных диаметральных размерах применяют сдвоенные радиально-упорные подшипники с кольцами без разъемов (рис. 3.13). Подшипники специально комплектуют на заводе-изготовителе. На кольцах этих подшипников наносят специальные метки для правильной установки подшипников в узел. В случае выхода из строя одного подшипника заменяют весь комплект [2].

Для восприятия осевых нагрузок обоих направлений используют подшипники, сдвоенные по схемам Х (рис. 3.13, а) или О (рис. 3.13, б). Эти подшипники не требуют регулирования при монтаже.

При больших осевых нагрузках одного направления и стесненных габаритных размерах в радиальном направлении, а также для скоростных опор используют схему Т (от слова тандем) (рис. 3.13, в). Данная схема установки подшипников требует регулирования осевого зазора при монтаже.

Комплектация сдвоенных подшипников, особенно по схеме О, обеспечивает повышенную угловую жесткость опоры при прогибах вала.

Область применения сдвоенных подшипников – шпиндели шлифовальных станков, фиксирующие опоры валов-червяков, центрифуги и т.д.



а – со скосом на наружном кольце с углом контакта α: α = 12° (исполнение 36000); α = 26° (исполнение 46000); α = 36° (исполнение 66000); б – со скосом на внутреннем кольце с углом контакта α: α = 15° (исполнение 36000К); α = 25° (исполнение 46000К)

Рисунок 3.11 - Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные

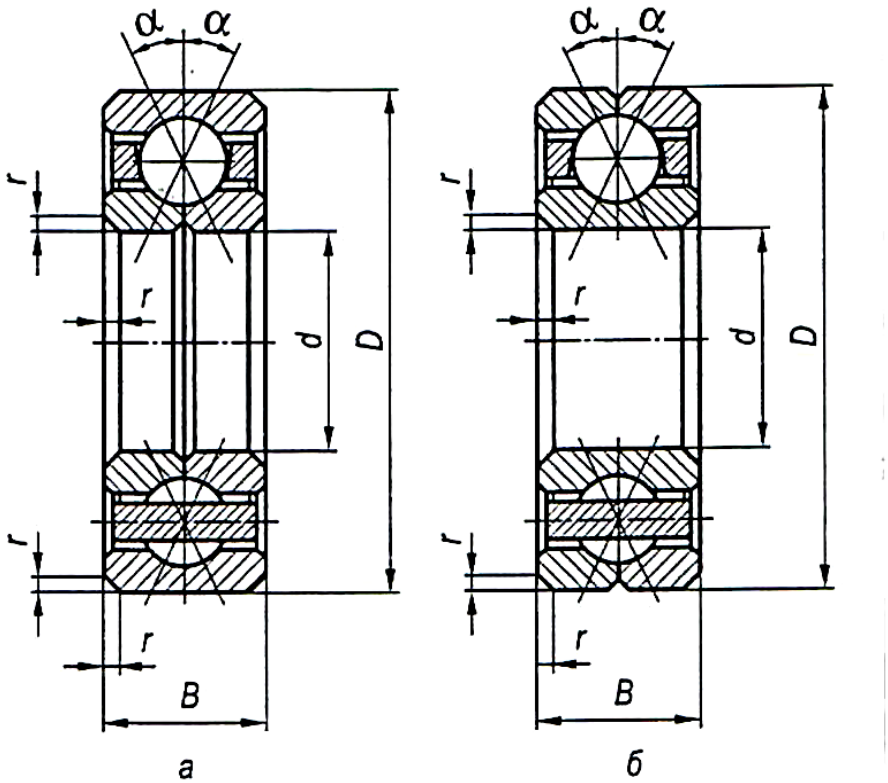
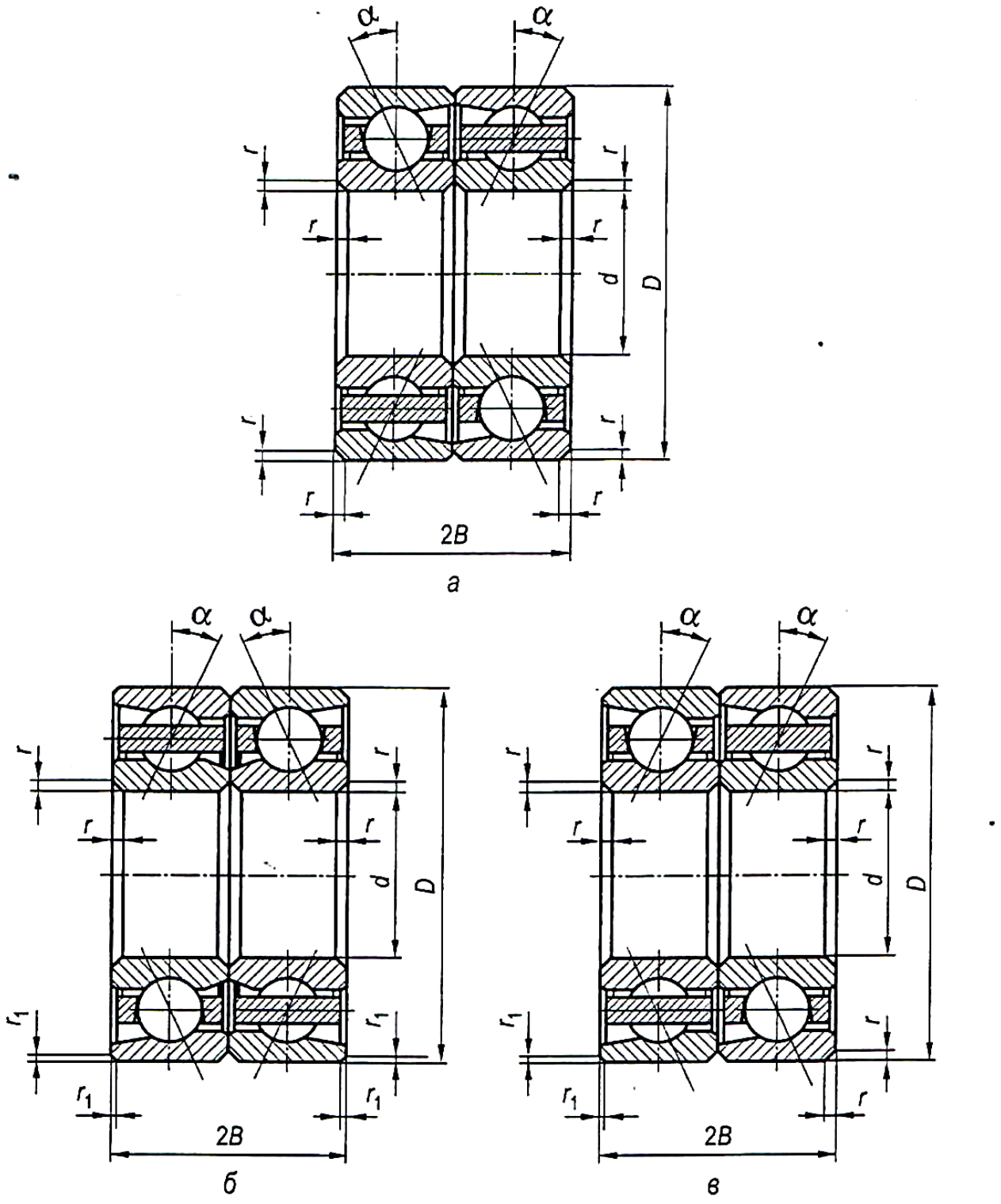


Рисунок 3.12 - Подшипник шариковый радиально-упорный с разъемным внутренним (а) и наружным (б) кольцом



а – схема Х; б – схема О; в – схема Т

Рисунок 3.13 - Схемы установки сдвоенных подшипников

3.4.8. Подшипники роликовые радиально-упорные с коническими роликами

Тип подшипников – 7.

Однорядный подшипник (рис. 3.14, а) предназначен для восприятия совместно действующих радиальной и односторонней осевой нагрузок. Без осевой нагрузки этот подшипник работать не может.

Однорядные подшипники применяют в редукторах с цилиндрическими косозубыми, коническими и червячными передачами. Подшипники являются разъемными и требуют регулирования осевого зазора.

При проектировании узлов с коническими роликоподшипниками следует обращать внимание на установочные размеры (см. далее рис.3.20), чтобы обеспечить свободное вращение сепаратора.

У большинства подшипников угол конуса наружного кольца α, называемый углом контакта, находится в пределах 10…18° (основная конструкция исполнения 7000). Однако выпускают подшипники с увеличенными углами контакта (α = 20…30°) исполнения 27000, которые способны воспринимать повышенную осевую нагрузку. Обычно подшипники с углами контакта α = 25…30° применяют только в качестве сдвоенных.

Подшипники повышенной грузоподъемности с α = 10…18° имеют обозначение 7000А, а с углами $\alpha \geq$ 20° - обозначение 27000А.

Помимо основной конструкции 7000 выпускают подшипники с бортом на наружном кольце исполнений 67000 и 67000А (рис. 3.14, б), что позволяет производить сквозную расточку в стаканах (например, при установке валов конических шестерен) и корпусах.

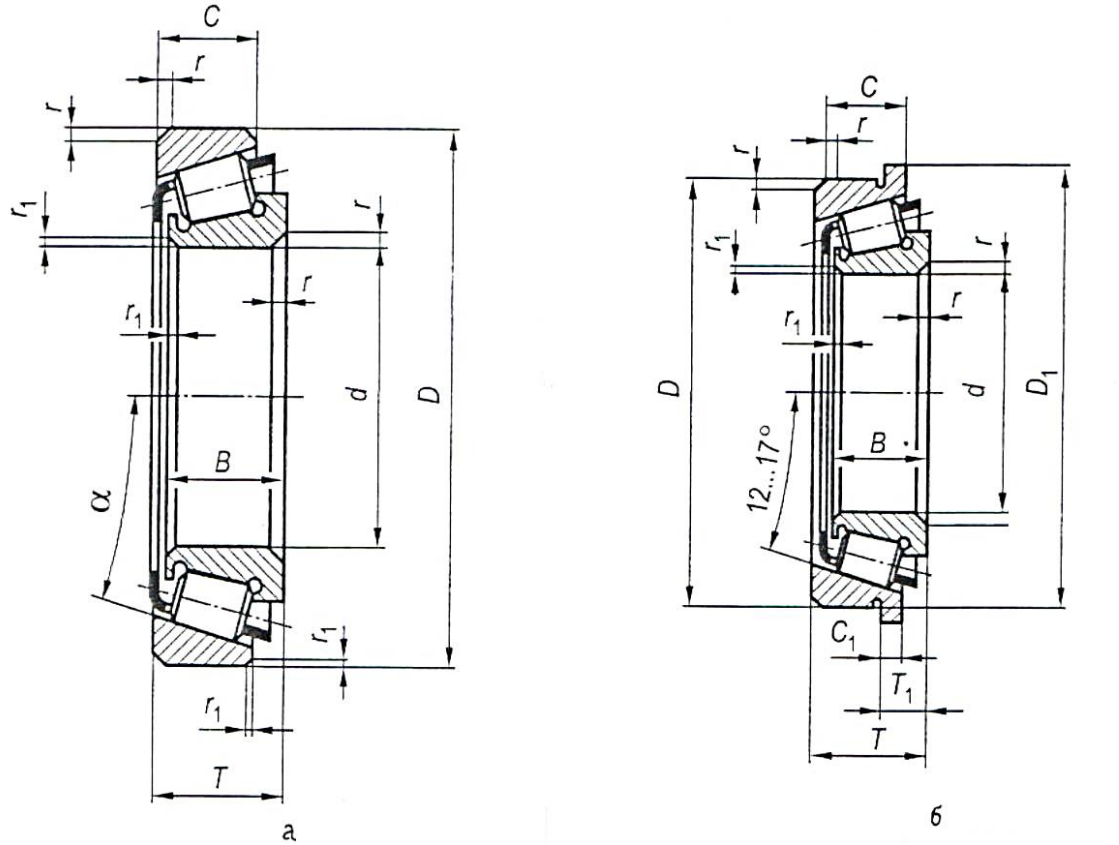
Два однорядных подшипника в паре могут работать только при радиальной нагрузке.

Для восприятия совместно действующих большой радиальной и двухсторонней осевой нагрузок изготавливают двухрядные подшипники с внутренним дистанционным кольцом исполнения 97000 (рис. 3.15, а). Двухрядный подшипник с упорным бортом на наружном кольце имеет обозначение 697000 (рис. 3.15, б).

Двухрядные подшипники не требуют осевого регулирования и могут работать без осевой нагрузки.

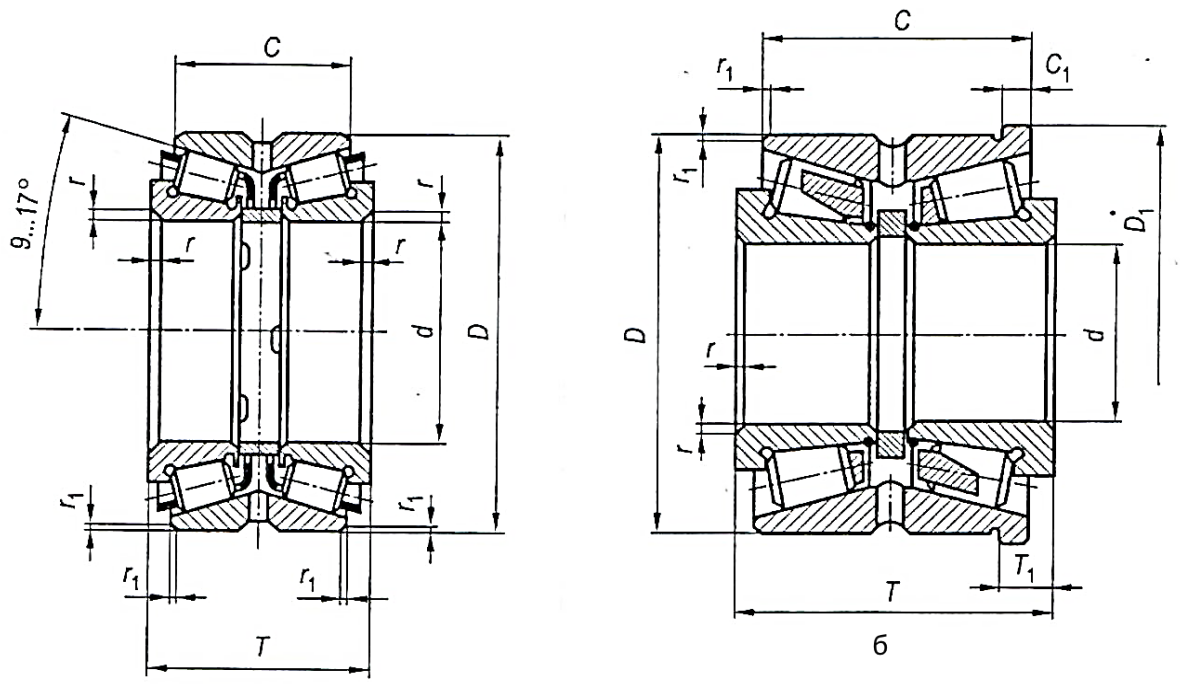
Сепараторы большинства подшипников выполняют штампованными из стали. Крупногабаритные подшипники выпускаются с массивными сепараторами.

Кроме редукторов, конические роликоподшипники применяют в коробках передач, шпинделях металлорежущих станков, колесах автомобилей, кранов, вагонеток и самолетов, а также в катках гусеничных тракторов и в задних мостах автомобилей и тракторов.



а – однорядный с углом контакта α: α = 10…18° (исполнение 7000); $\alpha \geq$ 20° (исполнение 27000); однорядный повышенной грузоподъемности с углом контакта α: α = 10…18° (исполнение 7000А); $\alpha \geq$20° (исполнение 27000А); б – однорядный с упорным бортом на наружном кольце (исполнение 67000, повышенной грузоподъемности – 67000А)

Рисунок 3.14 - Подшипники роликовые радиально-упорные с коническими роликами



а – двухрядный с внутренним дистанционным кольцом (исполнение 97000); б – двухрядный с внутренним дистанционным кольцом и упорным бортом на наружном кольце (исполнение 697000)

Рисунок 3.15 - Подшипники роликовые радиально-упорные с коническими роликами

Примеры расшифровки условного обозначения подшипников роликовых радиально-упорных конических однорядных: **7206А** - серия диаметров 2, серия ширин 0, основное конструктивное исполнение; диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника 30 мм; 7309 - серия диаметров 3, серия ширин 0, основное конструктивное исполнение; диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника 45 мм.

3.4.9. Подшипники шариковые упорные

Тип подшипников – 8.

Область применения этих подшипников – опоры колонн поворотных кранов, крюковые подвески грузоподъемных машин (для установки крюка), в червячных редукторах для установки вала червяка при больших осевых нагрузках, вращательные центры металлорежущих станков, выжимные подшипники сцеплений транспортных средств и т.п.

Одинарные упорные шарикоподшипники (рис. 3.16) предназначены для восприятия только осевых нагрузок и только в одном направлении. Размеры наружных и внутренних диаметров колец отличаются. На рис. 3.16 верхнее кольцо диаметром отверстия *d* предназначено для установки на вал по посадке с натягом, а нижнее – для установки в корпус. Подшипники отличаются высокой грузоподъемностью и сравнительно небольшими частотами вращения (ограничены центробежными силами и гироскопическими моментами, действующими на шарики). В диапазоне посадочных диаметров на вал от 10 до 480 мм одинарные упорные шарикоподшипники стандартизованы. Основная конструкция одинарного подшипника имеет исполнение 8000Н. Буква Н в обозначении подшипника показывает, что диаметральные размеры свободного кольца (на рис. 3.16 – нижнего) соответствуют международному стандарту.

Двойные упорные шарикоподшипники (рис. 3.17) предназначены для восприятия только осевых нагрузок, но в обоих направлениях. Подшипники стандартизованы в диапазоне посадочных диаметров на вал от 20 до 120 мм. У двойного упорного подшипника на вал по посадке с натягом устанавливают среднее кольцо (на рис 3.17 диаметр посадочного отверстия обозначен d_2).

Сепараторы упорных шариковых подшипников (одинарных и двойных) изготовляют в основном штамповкой из стали, а также могут выполнять массивными из стали или бронзы.

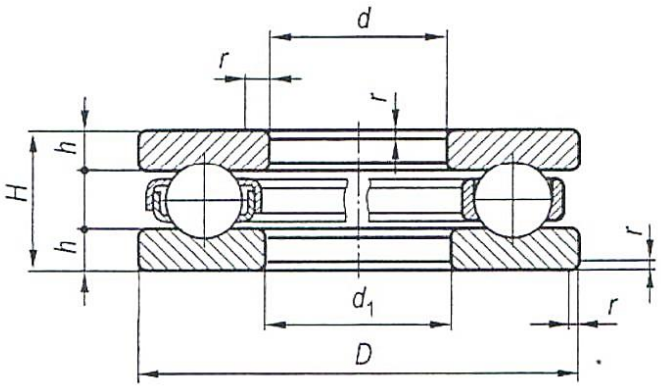


Рисунок 3.16 - Подшипник шариковый упорный одинарный исполнения 8000Н ($d_1 \geq d + 2$)

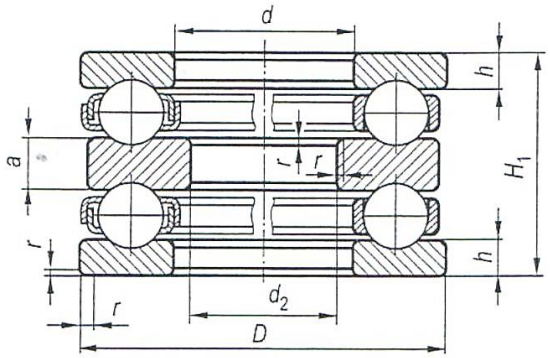


Рисунок 3.17 - Подшипник шариковый упорный двойной исполнения 38000Н

3.4.10. Подшипники шариковые упорно-радиальные одинарные

Тип подшипников – 8 (как и шариковых упорных).

Эти подшипники предназначены для восприятия больших осевых нагрузок и только в одном направлении при малых потерях на трение, а также для одновременного восприятия больших односторонних осевых нагрузок и небольших радиальных. Однако чаще всего эти подшипники применяют для восприятия только осевых нагрузок.

Подшипники с углами контакта α = 45 и 60° широко используются в узлах ходовых винтов станков и других механизмах, где требуется легкость вращения при больших осевых нагрузках. Данные подшипники допускают более высокие частоты вращения, чем упорные подшипники.

На рис. 3.18 показан шариковый радиально-упорный одинарный подшипник с углом контакта α = 60° исполнения 168000. В узлах машин широко применяются нестандартные подшипники данного типа.

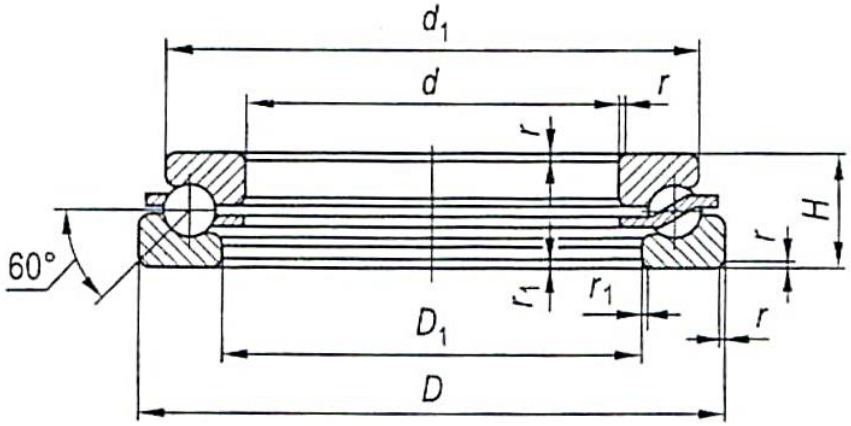


Рисунок 3.18 - Подшипник шариковый упорно-радиальный одинарный исполнения 168000

3.4.11. Подшипники роликовые упорно-радиальные сферические

Тип подшипников – 9.

Эти подшипники предназначены для восприятия больших осевых нагрузок в одном направлении и одновременно небольших радиальных (до 0,5 осевой).

Упорно-радиальный роликовый сферический подшипник с бочкообразными роликами исполнения 39000 показан на рис. 3.19. Подшипник имеет возможность некоторой самоустановки.

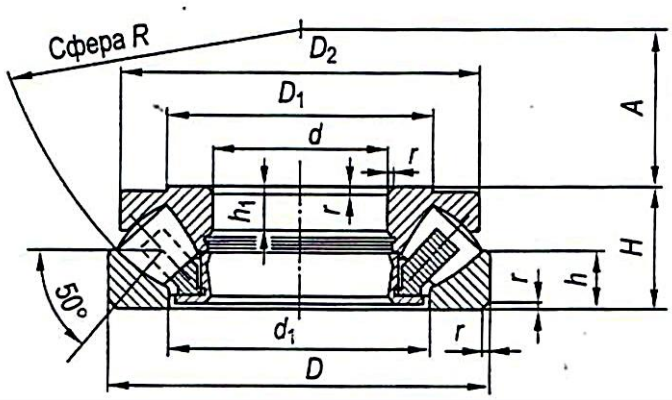


Рисунок 3.19 - Подшипник роликовый упорно-радиальный сферический исполнения 39000

3.5. УСТАНОВОЧНЫЕ РАЗМЕРЫ И ОСЕВЫЕ ЗАЗОРЫ В ПОДШИПНИКАХ

При конструировании подшипниковых узлов должны быть обеспечены достаточные зазоры между деталями подшипника и поверхностями деталей, контакт с которыми не предусмотрен.

В узлах с регулируемыми подшипниками должна быть обеспечена возможность регулирования осевых зазоров при их монтаже.

Для радиальных и радиально-упорных шариковых подшипников, а также радиальных роликовых подшипников, зазоры a между смежными деталями и торцами колец (рис. 3.20) должны быть не менее указанных в табл. 3.1.

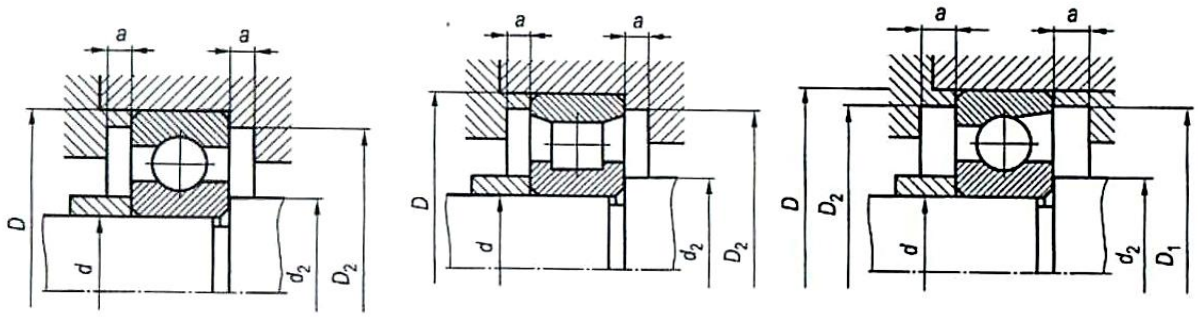


Рисунок 3.20 - Установочные размеры для подшипников качения

Таблица 3.1 - Минимальный боковой зазор a для подшипника, мм

d	a
12 – 50	2
55 – 120	3
125 - 240	4

В роликовых радиально-упорных конических подшипниках сепаратор выступает за пределы наружного кольца на величины *«m»* и *«n»* (рис. 3.21, а). Это следует учитывать при установке смежных с подшипниками деталей, например, шлицевых гаек (рис. 3.21, б), а или при установке двух рядом

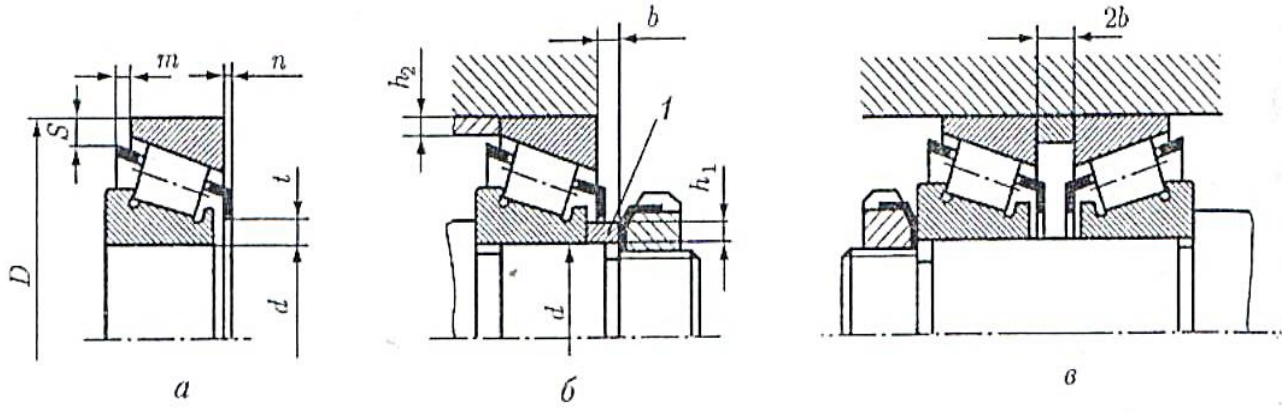
расположенных подшипников (рис. 3.21, в). Смежная деталь должна отстоять от торца наружного кольца конического роликоподшипника на b = 3…6 мм. Чтобы цилиндрические поверхности смежных деталей не касались сепаратора, высоты h_1 и h_2 не должны превышать значений [5]:

$$h_1 = 0{,}1 \cdot (D - d) \tag{3.1}$$

$$h_2 = 0{,}05 \cdot (D - d) \tag{3.2}$$

Для подшипников с углом контакта $\alpha \geq 20°$:

$$h_1 = 0{,}08 \cdot (D - d) \tag{3.3}$$



1 – дистанционное кольцо

Рисунок 3.21 - Установочные размеры для роликовых радиально-упорных конических подшипников [2]

По этой причине, если крепление внутреннего кольца подшипника на валу производится круглой шлицевой гайкой (рис.3.21, б), то между торцами внутреннего кольца подшипника и гайки устанавливают дистанционное кольцо 1. Примерно половиной своей длины кольцо 1 заходит на вал диаметром d, выполненным под установку подшипника, а оставшейся длиной перекрывает канавку для выхода инструмента при нарезании резьбы.

Предельные значения диаметров d_2, D_1 и D_2 (см. рис. 3.20) определяют по минимальной высоте заплечиков вала и корпуса h_{min} (см. табл. 3.2):

$$d_{2\,max} = d + h_{min}, \tag{3.4}$$

$$D_{2\,max} = D - 2h_{min} \tag{3.5}$$

Наибольшая галтель вала (корпуса) R_{max} должна быть меньше координаты фаски r кольца подшипника (см. табл. 3.2; здесь r обозначена $r_{\text{ном}}$).

Таблица 3.2 - Размеры элементов вала (корпуса), мм

Координата фаски подшипника $r_{\text{ном}}$	Наибольшая галтель вала (корпуса) R_{max}	Высота заплечиков вала (корпуса) h_{min}
0,3 – 0,5	0,2	1,0
0,8	0,5	2,0
1,0	0,6	2,5
> 1,0	0,6 $r_{\text{ном}}$	1,8 $r_{\text{ном}}$
Примечания: 1) для вала $h_{min} = 0{,}5 \cdot (d_2 - d)$; 2) для корпуса $h_{min} = 0{,}5 \cdot (D - D_2)$; $h_{min} = 0{,}5 \cdot (D - D_1)$		

В нерегулируемых подшипниках, например, радиальных, осевые зазоры между кольцами и телами качения созданы на заводе-изготовителе.

Регулирование осевого зазора в подшипниках проводится обычно при сборке подшипникового узла для регулируемых радиально-упорных подшипников (см. табл. 3.3 и 3.4).

Осевые зазоры в регулируемых радиально-упорных подшипниках устанавливают при монтаже путем взаимного осевого перемещения их колец. Значение требуемого осевого зазора (осевой игры) зависит от размеров подшипников, расстояния между ними, угла контакта, а также разности температур корпуса и вала. В табл. 3.3 и 3.4 указаны осевые зазоры при расстоянии между подшипниками не более l_{max} и разности температур корпуса и вала не более 10…20 °С [2].

Таблица 3.3 - Осевые зазоры для регулируемых радиально-упорных шариковых подшипников

d, мм	Осевой зазор, мкм, при номинальном угле контакта α, равном		l_{max}
	10 - 16°	≥ 20°	
До 30	20…40/30…50	10…20/ -	8*d*
Св. 30 до 50	30…50/40…70	15…30/ -	7*d*
Св. 50 до 80	40…70/50…100	20…40/ -	6*d*
Св. 80 до 120	50…100/60…150	30…50/ -	5*d*
Примечания: 1) в числителе - для сдвоенных подшипников, в знаменателе - для разнесенных подшипников; 2) l_{max} - наибольшее расстояние между разнесенными подшипниками			

Таблица 3.4 - Осевые зазоры для регулируемых конических радиально-упорных роликовых подшипников

d, мм	Осевой зазор, мкм, при номинальном угле конуса α, равном		l_{max}
	10 - 16°	≥ 20°	
До 30	20…40/40…70	-	14*d*
Св. 30 до 50	40…70/50…100	20…40/ -	12*d*
Св. 50 до 80	50…100/80…150	30…50/ -	11*d*
Св. 80 до 120	80…150/120…200	40…70/ -	10*d*
Примечания: 1) в числителе - для сдвоенных подшипников, в знаменателе - для разнесенных подшипников; 2) l_{max} - наибольшее расстояние между разнесенными подшипниками			

Способы регулирования осевого зазора зависят от конкретной конструкции подшипникового узла. Наиболее распространенными способами являются:

а) смещение наружных колец набором тонких металлических прокладок, устанавливаемых между фланцем привертной крышки и корпусом или стаканом;

б) смещение внутреннего кольца подшипника по валу шлицевой гайкой;

в) с помощью компенсаторных колец, устанавливаемых между наружным кольцом подшипника и закладной крышкой;

г) с помощью регулировочных винтов большого диаметра, вворачиваемых в закладную крышку и корпус.

Контролируют осевой зазор подшипниковых узлов индикатором часового типа путем измерения осевого перемещения вала из одного крайнего положения в другое.

Для сдвоенных радиально-упорных шариковых подшипников осевые зазоры не регулируют, так как заводы их поставляют с легким, средним и большим предварительным натягом в зависимости от требуемых условий работы.

Не требуют осевого регулирования при сборке и двухрядные конические роликоподшипники.

4. СМАЗЫВАНИЕ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ. КПД

Смазывание подшипников. Смазочные материалы в подшипниках уменьшают трение и шум, отводят теплоту, защищают подшипник от коррозии, заполняют зазоры в уплотнениях, обеспечивая герметизацию подшипникового узла.

Применяют жидкие и пластичные смазочные материалы.

Наиболее распространены ***жидкие смазочные материалы***, так как подшипники смазывают тем же маслом, что и детали передач. В редукторах и коробках передач часто применяют подачу масла к подшипникам разбрызгиванием из масляной ванны. Масло разбрызгивается одним из быстровращающихся колес. При окружной скорости колес $v \geq 1$ м/с брызгами масла покрыты все детали передач и внутренние поверхности стенок корпуса. Стекающее с колес, валов и со стенок корпуса масло попадает в подшипники, обеспечивая, таким образом, их смазывание.

Если доступ к подшипникам стекающего по стенкам корпуса масла затруднен, как, например, в конструкции вала конической шестерни (рис. 4.1), то используют различные конструктивные решения для облегчения доступа масла к подшипникам. Так, для смазывания подшипников вала конической шестерни на фланце корпуса в плоскости разъема делают канавки, а крышке корпуса скосы (рис. 4.1). В канавки со стенок крышки корпуса стекает разбрызгиваемое колесом масло и через отверстия в стакане попадает к подшипникам.

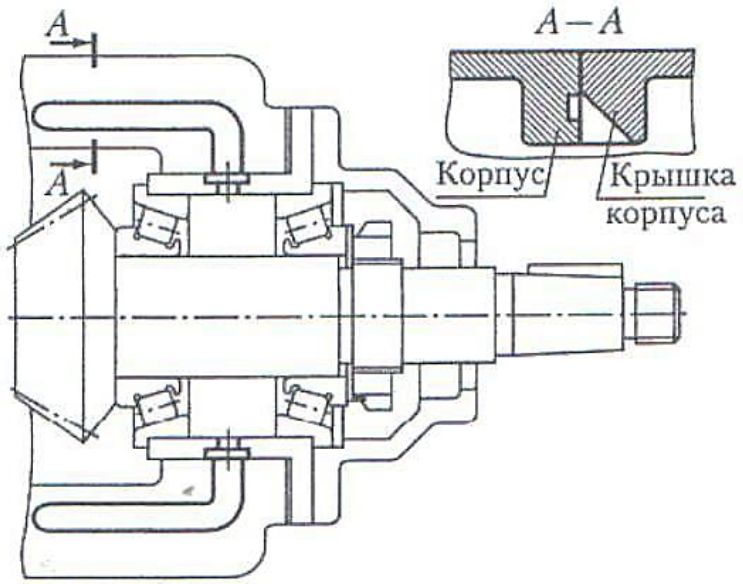


Рисунок 4.1 - Вариант конструктивного решения облегчения смазывания подшипников вала конической шестерни [5]

При окружной скорости колеса, погруженного в масляную ванну, менее 1 м/с не наблюдается разбрызгивания масла и, соответственно, невозможно смазывание подшипников разбрызгиванием. В этом случае в редуктор (коробку передач) встраивают насос. Насос подает масло в распределительное устройство, от которого по отдельным трубкам его подводят к подшипникам.

Если применение насоса нежелательно, то подшипники смазывают ***пластичным смазочным материалом*** (ПСМ). Обычно используют многоцелевой ПСМ *Литол–24* (ГОСТ 21150-87), который применяется при температурах от -40 до +130 °С и отличается высокой стабильностью. *Литол–24* относят к перспективному ПСМ, им рекомендуется заменять старые сорта ПСМ: *Солидол С, Пресс–солидол С, Солидол Ж и Пресс–солидол Ж.*

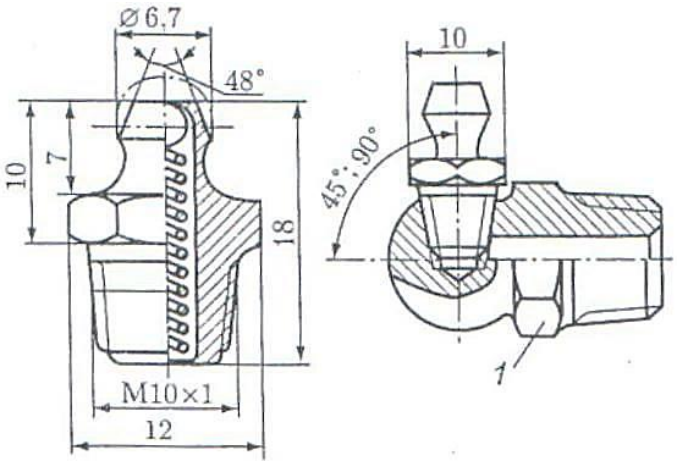
К многоцелевым ПСМ относят и ЦИАТИМ – 221 (ГОСТ 9433 – 80), который может использоваться при температурах от -60 до +150 ˚С (его также используют и при работе в вакууме).

К морозостойкому сорту общего назначения относится ПСМ *ЦИАТИМ–201* (ГОСТ 6267 – 74), предназначенный для работы при температурах от -60 до +90 °С.

При смазывании подшипников пластичным смазочным материалом открытые подшипники (без встроенных защитных шайб или уплотнений) в обязательном порядке должны быть снабжены внутренними уплотнениями (мазеудерживающими или контактными уплотнительными шайбами). Смазочный материал должен занимать 1/2…1/3 объема свободного пространства корпуса подшипникового узла.

Для подачи в подшипники пластичного смазочного материала применяют пресс-масленки (рис. 4.2). Смазочный материал подают под давлением специальным шприцем. В некоторых случаях для удобства подвода шприца применяют переходной штуцер 1 (рис. 4.2).

Значительно упрощает конструкцию узлов машин применение подшипников качения с двумя уплотнениями (например, шариковых радиальных, тип 180000, ГОСТ 8882 - 75) или защитными шайбами (тип 80000, ГОСТ 7242 - 81), смазочный материал в которые заложен при изготовлении и сохраняется в течении всего срока эксплуатации подшипника [4, 5].



1 – переходной штуцер

Рисунок 4.2 - Пресс-масленка для подачи пластичного смазочного материала в корпус подшипникового узла

КПД. В подшипниках качения наряду с трением качения наблюдается трение скольжения тел качения о сепаратор, а также скольжение в уплотнениях и в смазочном материале. Для одной пары подшипников качения принимают КПД η = 0,99 …0,995.

5. СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

На основании изучения материала, изложенного в п. 2…4, а также изучения конструкции образцов подшипников, подшипниковых узлов цилиндрических и червячных редукторов, студент составляет отчет, который должен содержать: **тема лабораторной работы, ответы на контрольные вопросы и задания**.

Контрольные вопросы и задания

1 Перечислите элементы подшипниковых узлов.

2 Назначение крышек подшипников, их виды.

3 Назначение уплотнительных устройств, виды уплотнений.

4 Примеры внешних уплотнений. Примеры внутренних уплотнений.

5 Укажите, что используется для крепления внутренних колец подшипников на валах

6 Укажите, что используется для крепления наружных колец подшипников в корпусе

7 Назначение подшипников качения (кратко), перечислите основные детали подшипника качения

8 Достоинства подшипников качения. Чему равен КПД подшипника качения?

9 Недостатки подшипников качения.

10 Основное обозначение подшипников качения с внутренними диаметрами от 20 до 500 мм (рис. 3.3).

11 Как отличаются по размерам подшипники разных серий ширин с одинаковым диаметром отверстия? Как отличаются по размерам подшипники разных серий диаметров с одинаковым диаметром отверстия? Какие параметры определяют размерную серию подшипника?

12 Заполните таблицу 5.1 с основными характеристиками подшипников.

13 Для варианта, указанного преподавателем (см. таблицу 5.3), выполните расшифровку условного обозначения подшипников в соответствии с таблицей 5.2.

14 Какие требования предъявляются к конструкции и размерам корпуса и вала в подшипниковых узлах? Что они должны обеспечить? Как создаются требуемые радиальные и осевые зазоры в нерегулируемых подшипниках качения?

15 Укажите способы регулирования осевого зазора для регулируемых радиально-упорных подшипников. Как контролируют осевой зазор в подшипниковых узлах?

16 Какие функции выполняют смазочных материалов в подшипниках качения?

17 Когда применяют пластичные смазочные материалы (ПСМ) для смазывания подшипников? Приведите примеры ПСМ. Какие уплотнения применяют в подшипниках при использовании ПСМ. Что применяется для подачи ПСМ в подшипники?

18 Когда применяют жидкие смазочные материалы для смазывания подшипников? Какие способы подачи масла используют.

Таблица 5.1 – Характеристика основных типов подшипников (*пример заполнения*)

Тип подшипника (в соответствии с пп. 3.4.1-3.4.10)	Воспринимаемая нагрузка (радиальная, осевая в одном направлении и т.п.)	Пример условного обозначения (исполнения)	Особенности конструкции или область применения (кратко)
Подшипники шариковые радиальные однорядные	*Радиальная*	*204* *305*	*простота конструкции, невысокая стоимость, могут воспринимать небольшие осевые нагрузки в обоих направлениях*
….			

Таблица 5.2 – Расшифровка условного обозначения подшипников (вариант №___)

№ п/п	Условное обозначение подшипника	Тип подшипника	Серия диаметров	Серия ширин	Диаметр d отверстия внутреннего кольца подшипника, мм
1.					
2.					
3.					
4.					
5.					

Таблица 5.3 – Исходные данные для расшифровки условного обозначения подшипников

Вариант	Подшипник 1	Подшипник 2	Подшипник 3	Подшипник 4	Подшипник 5
1.	207	306	7206A	7304A	2104
2.	208	307	7207A	7305A	2107
3.	209	308	7208A	7306	2110
4.	210	309	7209	7307A	2111
5.	211	310	7210A	7308A	2113
6.	212	311	7211	7309	2204
7.	213	312	7212A	7310A	2205
8.	214	313	7214A	7311A	2206
9.	215	314	7215	7312	2207

Вариант	Подшипник 1	Подшипник 2	Подшипник 3	Подшипник 4	Подшипник 5
10.	216	315	7216А	7313А	2209
11.	217	316	7217А	7314А	2307
12.	218	317	7218А	7315А	2306
13.	219	318	7219А	7317	2212
14.	220	319	7220	7318А	2211
15.	217	320	7204А	7320	2210

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Методические указания к лабораторной работе «Изучение конструкций подшипниковых узлов» по курсу «Детали машин» для студентов технических специальностей / Министерство образования Республики Беларусь, Брестский государственный технический университет, Кафедра "Техническая эксплуатация автомобилей"; сост. Ф.М.Санюкевич. – Брест : БрГТУ, 2011. – 66 с.

2 Атлас конструкций узлов и деталей машин: учеб. пособие [Б. А. Байков и др.]; под ред. О. А. Ряховского, О. П. Леликова. – М.: Издательство МГТУ им. Н. Э. Баумана, 2009. – 400 с.

3 Черменский О.Н., Федотов Н.Н. Подшипники качения: Справочник – каталог. – М.: Машиностроение, 2003.- 576 с.

4 Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин». – М.: Машиностроение, 2007. - 464 с.

5 Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.

Учебное издание

Составители: С.В. Монтик, зав. кафедрой МЭА, к.т.н, доцент
С.О.Березуцкая, ст. преподаватель кафедры МЭА, м.т.н.
А.А. Волощук, ст. преподаватель кафедры МЭА, м.т.н.

Методические указания

к выполнению лабораторной работы

«**Изучение конструкций подшипниковых узлов**»

по дисциплине «**Детали машин**»

для студентов технических специальностей

Ответственный за выпуск **Монтик С.В.**
Редактор.

Подписано к печати .2021 г. Формат 60x84/16 Бумага писчая N 1. Усл. п.л. ____. Уч. изд. л.. Заказ N . Тираж 20 экз. Отпечатано на ризографе Учреждения образования «Брестский государственный технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«Брестский государственный технический университет»

Кафедра «Машиностроение и эксплуатация автомобилей»

Методические указания

к выполнению лабораторной работы
«**Изучение конструкций подшипниковых узлов**»
по дисциплине «**Детали машин**»
для студентов технических специальностей

Часть 2

Брест 2022

УДК 621.822.6

Методические указания к выполнению лабораторной работы «Изучение конструкций подшипниковых узлов» по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей, часть 2, содержат описание типовых схем закрепления (осевого фиксирования) валов в узлах машин, а также способов монтажа и демонтажа подшипников качения и конструктивных решений, обеспечивающих правильную установку подшипников и возможность их демонтажа. Данные методические указания могут использоваться при выполнении курсового проекта и подготовке к экзамену по данной дисциплине. В 2 частях.

Составители: С.В. Монтик, зав. кафедрой МЭА, к.т.н, доцент
А.А. Волощук, ст. преподаватель кафедры МЭА, м.т.н., исследователь
С.В.Савчук, доцент кафедры МЭА, к.т.н.

Рецензенты: зам. главного инженера - главный конструктор Полуляшин Р.А.
зав. кафедрой машиноведения БрГТУ, к.т.н., доцент Голуб В.М.

© Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет» 2022

Лабораторная работа
ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИЙ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ
Часть 2

1 ЦЕЛЬ РАБОТЫ

1 Изучение типовых схем закрепления (осевого фиксирования) валов в узлах машин

2 Изучение способов монтажа и демонтажа подшипников качения и конструктивных решений, обеспечивающих правильную установку подшипников и возможность их демонтажа.

2 ТИПОВЫЕ СХЕМЫ ЗАКРЕПЛЕНИЯ (ОСЕВОГО ФИКСИРОВАНИЯ) ВАЛОВ В УЗЛАХ МАШИН

В узлах большинства машин валы должны быть закреплены (зафиксированы) в опорах от осевых перемещений. И только в конструкциях с шевронными передачами применяют так называемые плавающие валы, которые имеют возможность осевого смещения в обоих направлениях. Для этого их устанавливают на плавающих опорах.

Для осевого фиксирования валов в опорах от осевых перемещений применяют три типовые схемы:

1) осевое фиксирование вала по схеме «враспор»;

2) осевое фиксирование вала по схеме «врастяжку»;

3) осевое фиксирование вала по схеме «одна опора фиксирующая, вторая – плавающая».

В шевронных передачах один из валов устанавливают по схеме «плавающий вал».

Рассмотрим более подробно каждую из трех схем осевого фиксирования валов, а также схему «плавающий вал».

2.1. ОСЕВОЕ ФИКСИРОВАНИЕ ВАЛА ПО СХЕМЕ «ВРАСПОР»

В этой схеме вал зафиксирован в двух опорах, в каждой из которых размещено по одному подшипнику. В опорах применяют как радиальные, так и радиально-упорные подшипники (рис. 2.1, 2.2). Каждая опора фиксирует вал только в одном осевом направлении. Внутренние кольца подшипников упирают в буртик вала (в ряде конструкций – в ступицы деталей или втулки) и дополнительно к валу не крепят. Осевое перемещение наружных колец подшипников ограничено привертными (рис. 2.1) или закладными (рис. 2.2) крышками.

Схема «враспор» конструктивно наиболее проста и получила широкое распространение в узлах машин при относительно коротких валах. При больших расстояниях между опорами следует учитывать опасность нарушения нормальной работы подшипникового узла по причине удлинения вала в результате его нагрева. Для того, чтобы исключить защемление вала в опорах вследствие тепловой деформации подшипников и вала, при сборке подшипниковых узлов предусматривают определенный осевой зазор, называемый иногда осевой игрой.

Следует отметить, что подшипники качения в узле могут быть собраны с различными как радиальными, так и осевыми зазорами.

Под радиальным или осевым зазором подразумевают полную величину радиального или осевого перемещения в обоих направлениях одного кольца подшипника относительно другого под действием определенной нагрузки или без неё.

Нерегулируемые неразъемные радиальные подшипники, например, шариковые радиальные однорядные, изготавливают на заводе со сравнительно небольшими зазорами и после их установки на вал и в корпус они могут работать без дополнительной регулировки. Для компенсации тепловых деформаций между торцом крышки подшипника и его наружным кольцом при сборке должен быть предусмотрен осевой зазор 0,2…0,5 мм в узлах с радиальными шарикоподшипниками и 0,5…1 мм в узлах с радиальными роликоподшипниками [1].

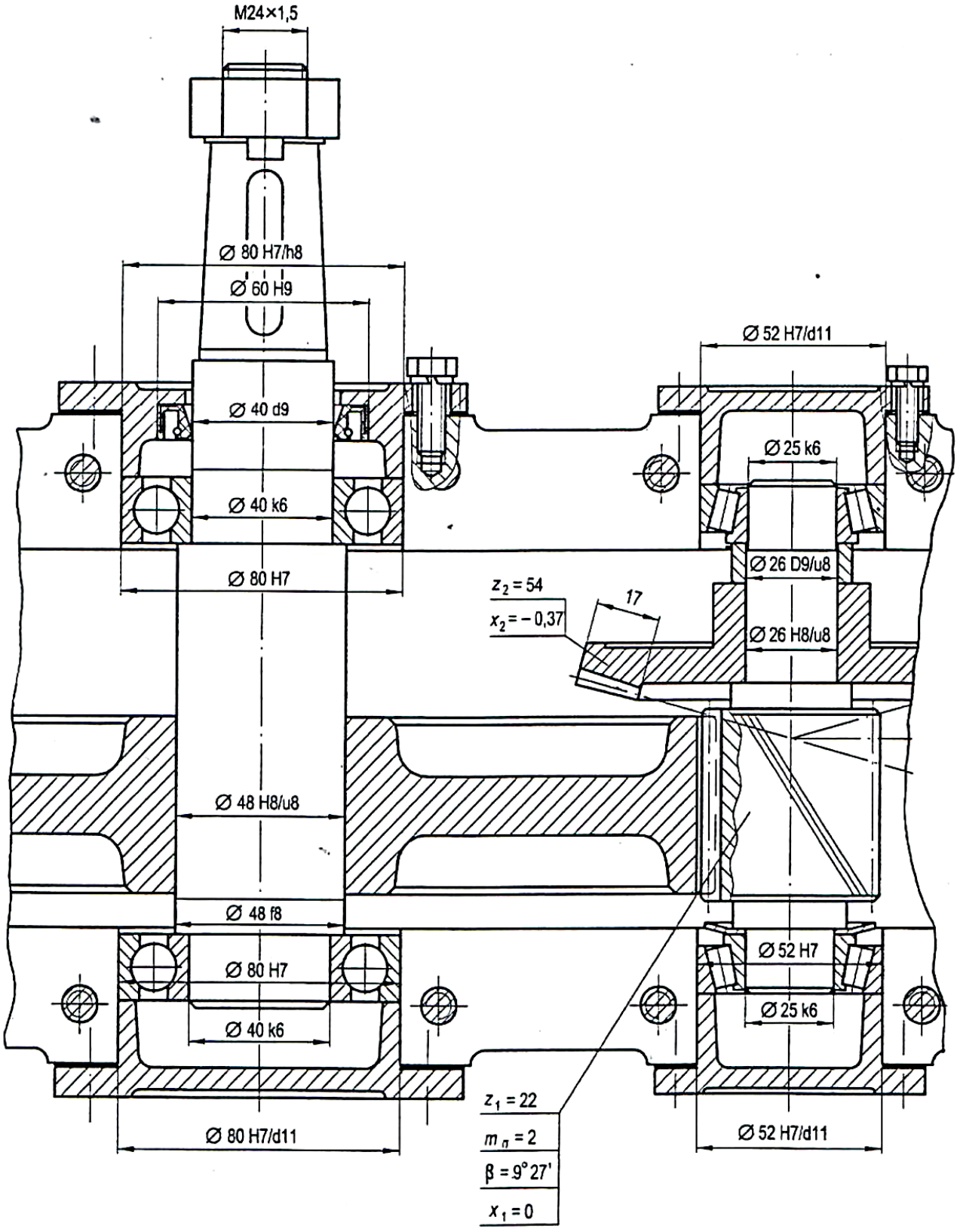


Рисунок 2.1 - Пример конструкции подшипниковых узлов валов, зафиксированных по схеме «враспор» (крышки подшипников - привертные)

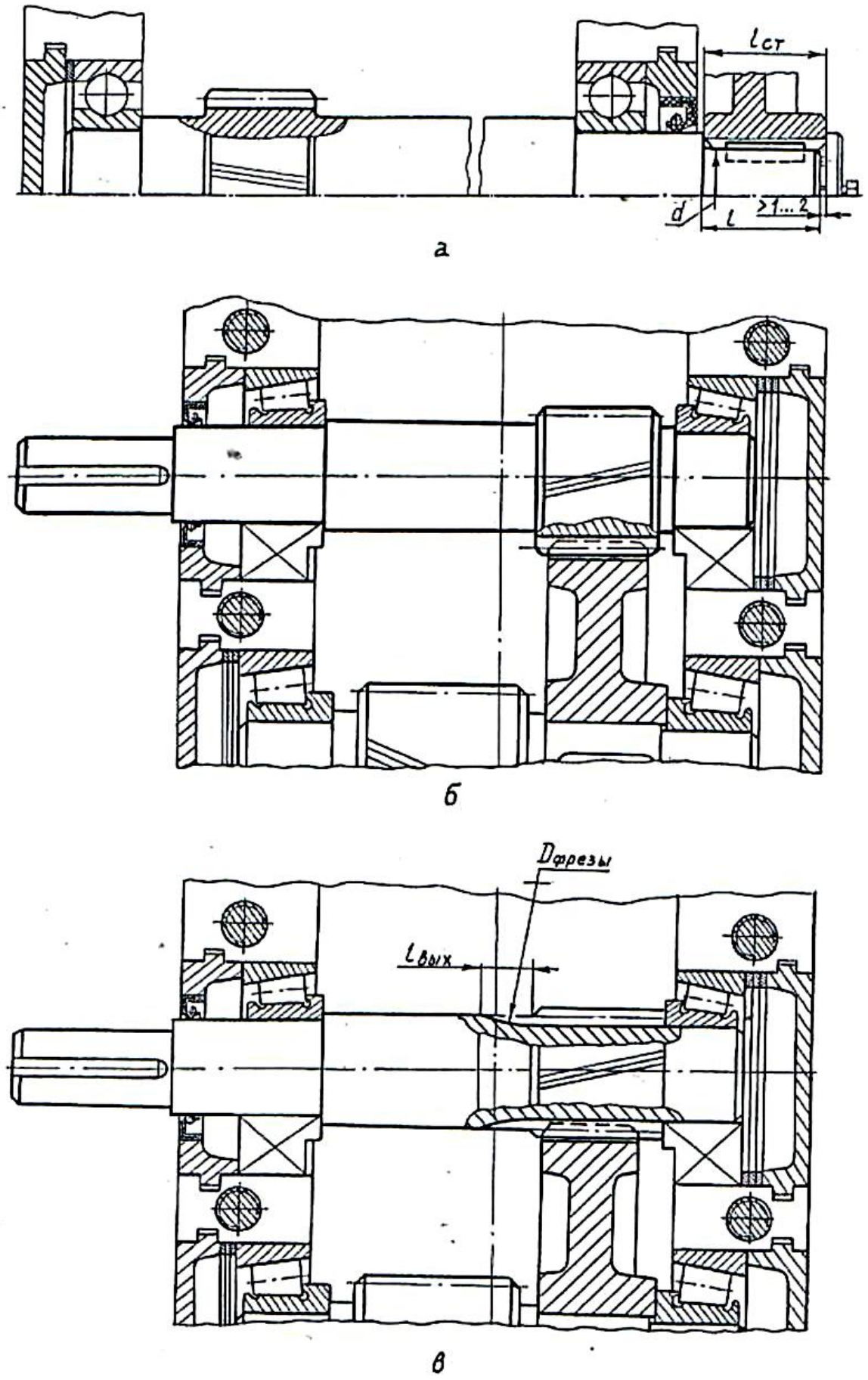


Рисунок 2.2 - Примеры конструкций подшипниковых узлов валов, зафиксированных по схеме «враспор» (крышки подшипников - закладные)

В некоторых узлах с радиальными шарикоподшипниками путем осевого смещения наружного кольца относительно внутреннего полностью выбирают осевой зазор, а, соответственно, и радиальный. Отрегулированные таким образом радиальные однорядные шарикоподшипники будут работать как радиально-упорные, но с меньшими углами контакта. Следует учитывать, что такая регулировка подшипников может привести к снижению их ресурса.

Применительно к регулируемым подшипникам (радиально-упорным однорядным шариковым и с коническими роликами, упорным однорядным и двойным) понятие об осевых зазорах собственно подшипника не имеет смысла. Например, у разъемных конических роликоподшипников нет ограничения на перемещение наружного кольца относительно внутреннего при его удалении от последнего. Осевые и радиальные зазоры этих подшипников могут быть установлены в определенных пределах только при монтаже комплекта подшипников в узле. При этом по величине осевые зазоры в подшипниках будут равны осевой игре вала. Необходимые пределы осевых зазоров достигаются путем регулировки узла, в процессе которой одно из колец подшипника перемещается относительно другого в осевом направлении. Радиальный зазор радиально-упорных подшипников зависит от осевого зазора, следовательно, величина его также регулируется. Оптимальную величину радиальных и осевых зазоров устанавливают экспериментально для каждого конкретного узла.

Зазоры в подшипниках обеспечивают легкость вращения вала, снижение момента сопротивления вращению, но ухудшают распределение нагрузки между телами качения, что приводит к снижению долговечности опор. Уменьшение зазоров приводит к более равномерному распределению нагрузки между телами качения, снижает вибрации, повышает жесткость опоры.

В станкостроении для повышения точности вращения, например, шпинделя станка, применяют подшипники, монтируемые с предварительным натягом.

Таким образом при сборке обычных подшипниковых узлов следует подбирать такой осевой зазор в подшипниках, при котором в условиях эксплуатации не возникает натяг в результате температурных деформаций.

Так как радиально-упорные подшипники с углами контакта $\alpha \geq 20^\circ$ более чувствительны к изменению осевого зазора (осевой игры), чем подшипники с углами контакта $\alpha = 10\ldots16^\circ$, то их не рекомендуется применять в качестве разнесенных опор валов, зафиксированных по схеме «враспор».

Регулирование осевых зазоров в подшипниках, установленных в опорах вала для схемы «враспор» зависит от типа крышки подшипника, применяемой в конструкции подшипникового узла.

Если в подшипниковом узле применены привертные крышки (рис. 2.1), то требуемый осевой зазор (осевая игра вала) устанавливается с помощью набора тонких металлических регулировочных прокладок, устанавливаемых с обеих сторон между фланцем подшипниковой крышки и корпусом (на рис. 2.1 они зачернены). Обычно применяют наборы прокладок толщиной 1…2 мм. В комплект входят прокладки толщиной 0,15; 0,2; 0,3 и 0,5 мм; при таких толщинах возможно выполнять регулировку с высокой точностью.

В случае применения закладных крышек требуемый осевой зазор устанавливается с помощью компенсаторного кольца (рис. 2.2, а) или набора компенсаторных колец (рис. 2.2, б,в), устанавливаемых со стороны глухой крышки. Толщина компенсаторных колец подбирается при сборке подшипникового узла.

Правильность регулировки проверяют по свободе вращения и величине осевого зазора, который обычно измеряют индикатором часового типа. Индикатор устанавливают неподвижно, так чтобы измерительный наконечник упирался в выходной конец вала или какую-либо деталь, закрепленную на валу. Прикладывая к валу (обычно с помощью рычага) не слишком большое усилие, перемещают его в обоих направлениях вдоль оси. Разница в показаниях индикатора выражает величину осевого зазора. Если осевой зазор недостаточен или велик, вводится соответствующая поправка в толщину комплекта прокладок для привертных крышек или компенсаторных колец для закладных крышек. Применяются и другие способы проверки осевых зазоров.

В подшипниковых узлах с радиально-упорными подшипниками и закладными крышками требуемый осевой зазор для вала устанавливают иногда с помощью специальных регулировочных винтов большого диаметра, вворачиваемых в одну из закладных крышек [2]. Для быстроходного и тихоходного валов винт вворачивается в глухую крышку (а не сквозную). Для промежуточных валов с двумя глухими крышками

винт вворачивают в любую из них. Регулировочный винт воздействует на самоустанавливающуюся промежуточную шайбу, контактируемую с торцом наружного кольца подшипника. После регулирования регулировочный винт стопорят. С целью повышения точности регулирования применяют резьбу с мелким шагом. Однако точность регулирования зависит не только от шага резьбы, но и от способа стопорения регулировочного винта (от количества положений по окружности, в которых может быть застопорен винт).

Для валов, с установленными на них деталями зубчатых конических и червячных передач, кроме регулирования осевого зазора для вала, требуется регулирование осевого положения вала. Это связано с тем, что при сборке подлежит регулированию зацепление конических зубчатых и червячных передач. Для первых требуется совпадение вершин начальных конусов шестерни и колеса, для вторых – совмещение средней плоскости зубчатого венца червячного колеса с осью червяка. Правильность монтажа оценивается по форме и расположению пятна контакта (по краске) на боковой поверхности зуба колеса. Регулирование осевого положения вала всегда проводят после установления требуемого для него осевого зазора.

Для привертных крышек требуемое осевое положение вала устанавливают путем перестановки регулировочных прокладок под фланцами крышек с одной стороны корпуса на другую. При этом суммарная толщина прокладок, с целью сохранения требуемого осевого зазора для вала, должна оставаться неизменной.

Для закладных крышек с регулировочными винтами при необходимости регулирования осевого положения вала предусматривают регулировочные винты с двух сторон вала.

Зацепление цилиндрических зубчатых передач при сборке не подлежит регулированию, потому в случае применения регулировочных винтов, их устанавливают только с одной стороны вала (обычно в глухой крышке) и используют только для установления его осевого зазора.

Если для вала с разнесенными подшипниками расстояние между ними превышает 10d (здесь d – диаметр отверстия подшипника) для опор с однорядными радиальными шарикоподшипниками или l_{max}, указанное в [2] для регулируемых радиально-упорных шариковых и конических роликовых подшипников, то установка его по схеме «враспор» не допускается. В таком случае вал устанавливают по схеме «одна опора фиксирующая, вторая - плавающая» (см. далее п. 2.3).

2.2. ОСЕВОЕ ФИКСИРОВАНИЕ ВАЛА ПО СХЕМЕ «ВРАСТЯЖКУ»

Осевое фиксирование валов по схеме «врастяжку» применяют главным образом в опорах валов конических шестерен и ступиц колес автомобилей.

Типовая конструкция вала конической шестерни, фиксированного по этой схеме, приведена на рис. 2.3. Валы конических шестерен короткие, поэтому температурные осевые деформации не играют такой роли, как при длинных валах. Расстояния между подшипниками сравнительно малы, а силы, действующие на вал и его опоры, велики. Концентрацию нагрузки в зацеплении при консольном расположении шестерни стремятся уменьшить повышением жесткости узла. Поэтому валы конических шестерен устанавливают главным образом на радиально-упорных конических роликоподшипниках, как более грузоподъемных и менее дорогих, обеспечивающих большую жесткость опор.

В узле на рис. 2.3,а применены конические роликовые подшипники с упорным бортом на наружном кольце. В узле на рис. 2.3,б для размещения подшипников применяется стакан с кольцевым выступом в отверстии. Наличие кольцевого выступа в отверстии стакана усложняет его обработку.

Осевая игра вала определяется осевым зазором в конических роликоподшипниках, который устанавливают осевым перемещением по валу внутреннего кольца одного подшипника с помощью круглой шлицевой гайки. Гайка после установления требуемого осевого зазора стопорится многолапчатой шайбой.

После регулирования осевого зазора для вала выполняется регулирование конического зацепления с целью совпадения вершин начальных конусов шестерни и колеса. Для этой цели используют набор регулировочных прокладок, устанавливаемых между фланцем стакана и корпусом (на чертеже рис. 2.3 они зачернены).

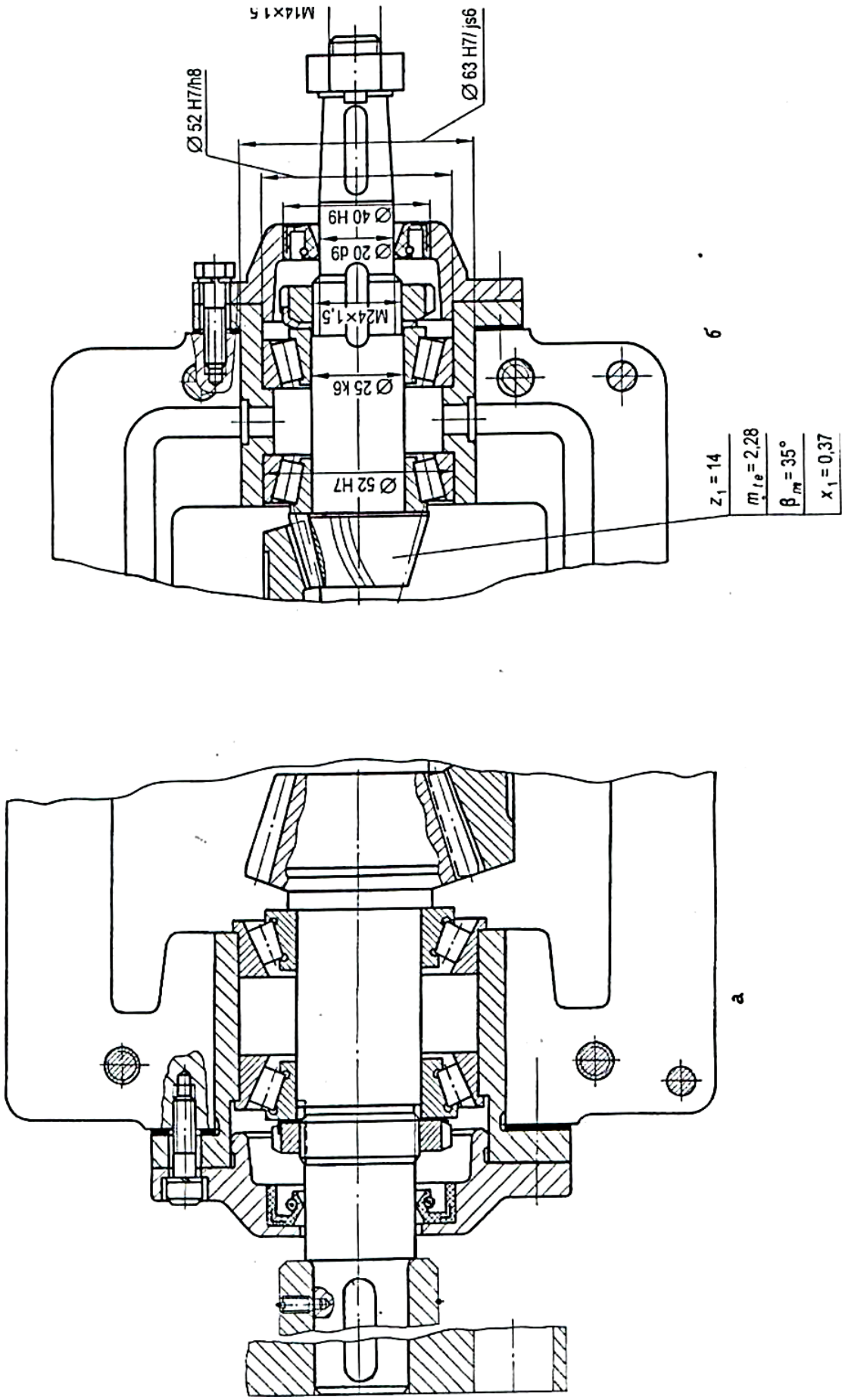


Рисунок 2.3 - Осевое фиксирование вала конической шестерни по схеме «врастяжку»

2.3 ОСЕВОЕ ФИКСИРОВАНИЕ ВАЛА ПО СХЕМЕ «ОДНА ОПОРА ФИКСИРУЮЩАЯ, ВТОРАЯ – ПЛАВАЮЩАЯ»

В этой схеме вал фиксируется от осевого перемещения только в одной опоре, называемой фиксирующей. Фиксирующая опора ограничивает перемещение вала в обоих направлениях. Вторую опору выполняют плавающей, которая допускает свободное осевое перемещение вала.

Фиксирующая опора воспринимает радиальную нагрузку и в любом направлении осевую. Плавающая опора воспринимает только радиальную нагрузку.

При небольших осевых нагрузках или при их отсутствии в фиксирующей опоре устанавливают только один радиальный подшипник (чаще всего однорядный шарикоподшипник, см. рис. 2.4, а). Фиксирование его относительно корпуса производится с помощью упорного кольца, установленного в канавке наружного кольца подшипника. Иногда подшипник фиксируют с помощью специального кольца и трех установочных винтов, расположенных равномерно по окружности (рис. 2.5).

При больших осевых силах, действующих в обоих направлениях на вал, например, на вал червяка, в фиксирующей опоре применяют радиально-упорные конические роликовые подшипники с углами контакта $\alpha \geq 20^{\circ}$. Так как радиально-упорные однорядные подшипники воспринимают осевую силу только одного направления, то для фиксации вала в обоих направлениях в фиксирующей опоре устанавливают два таких подшипника (рис. 2.4,б и 2.5). Регулирование выполняют с помощью набора тонких металлических прокладок, которые ставят под фланец крышки подшипника (на рис. 2.4,б и 2.5 они зачернены).

При значительных осевых силах в фиксирующей опоре применяют два одинарных упорных шариковых подшипника в комбинации с шариковым радиальным однорядным (рис. 2.6).

При установке вала в одном корпусе в плавающей опоре (рис. 2.4…2.6) применяют в основном радиальные подшипники: шариковый однорядный или роликовый с короткими цилиндрическими роликами. Если последний выполнен с однобортовым наружным кольцом, то осевое перемещение этого кольца ограничивают установкой в корпусе упорного кольца (рис. 2.5), принимая зазор между торцом наружного кольца подшипника и упорным кольцом, равный 0,2…0,8 мм (на рис. 2.5 для левой плавающей опоры вала червяка этот зазор составляет 0,2 мм).

Использование в плавающей опоре радиального подшипника с короткими цилиндрическими роликами уменьшает радиальные размеры опоры.

Если опоры вала, установленного по этой схеме, расположены в разных корпусах, например, приводные валы конвейеров, то в фиксирующей и плавающей опорах применяют только радиальные сферические двухрядные подшипники: шариковые или роликовые.

При фиксировании вала по схеме «одна опора фиксирующая, вторая - плавающая» внутренние кольца подшипников в обязательном порядке должны быть закреплены на валу с двух сторон. Для этой цели применяют:

а) плоское упорное кольцо с установкой между ним и торцом внутреннего кольца подшипника компенсаторного кольца, толщину которого подбирают при сборке;

б) круглую шлицевую гайку с многолапчатой стопорной шайбой;

в) концевую шайбу с винтом.

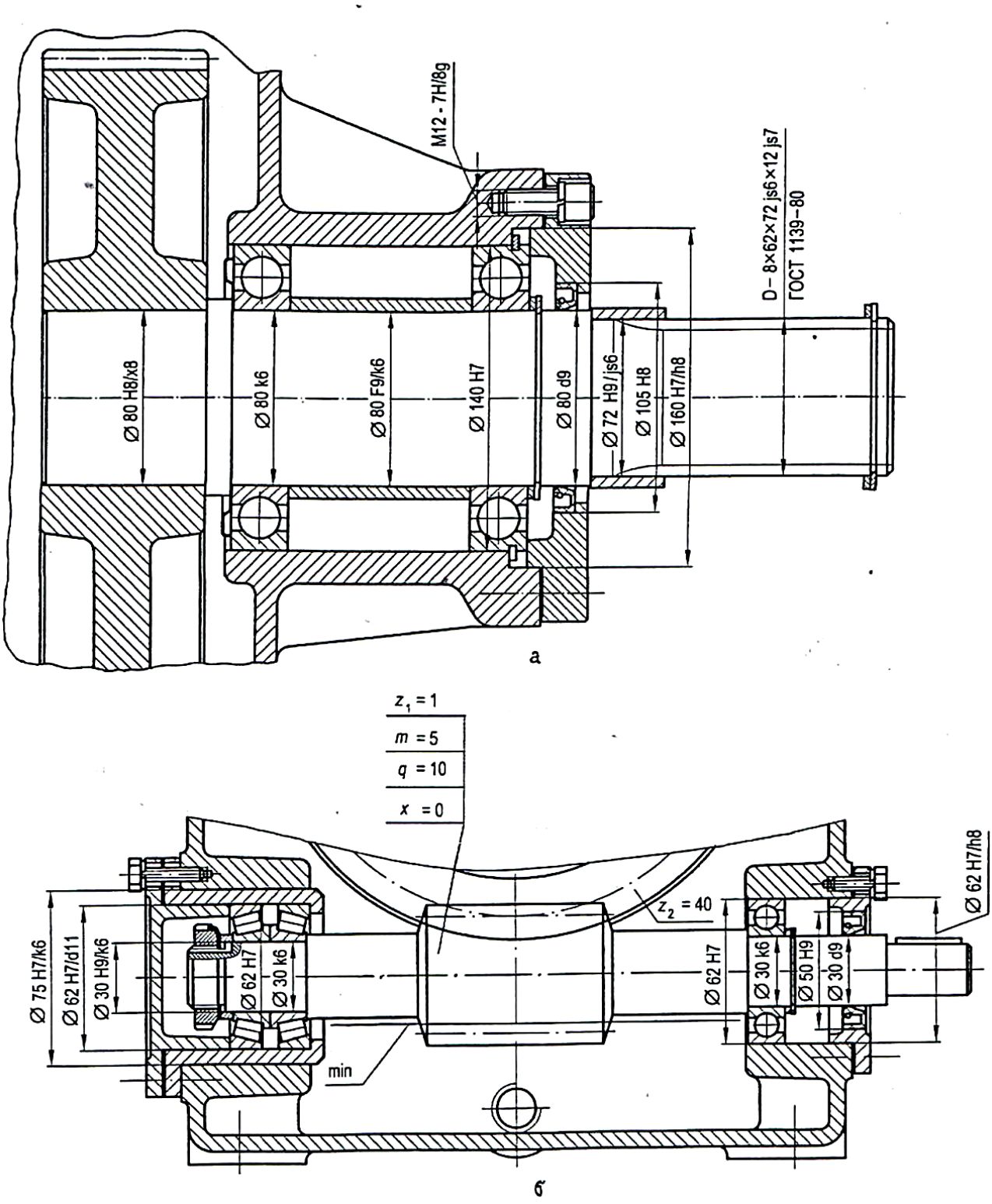


Рисунок 2.4 - Осевое фиксирование валов по схеме «одна опора фиксирующая, вторая – плавающая»

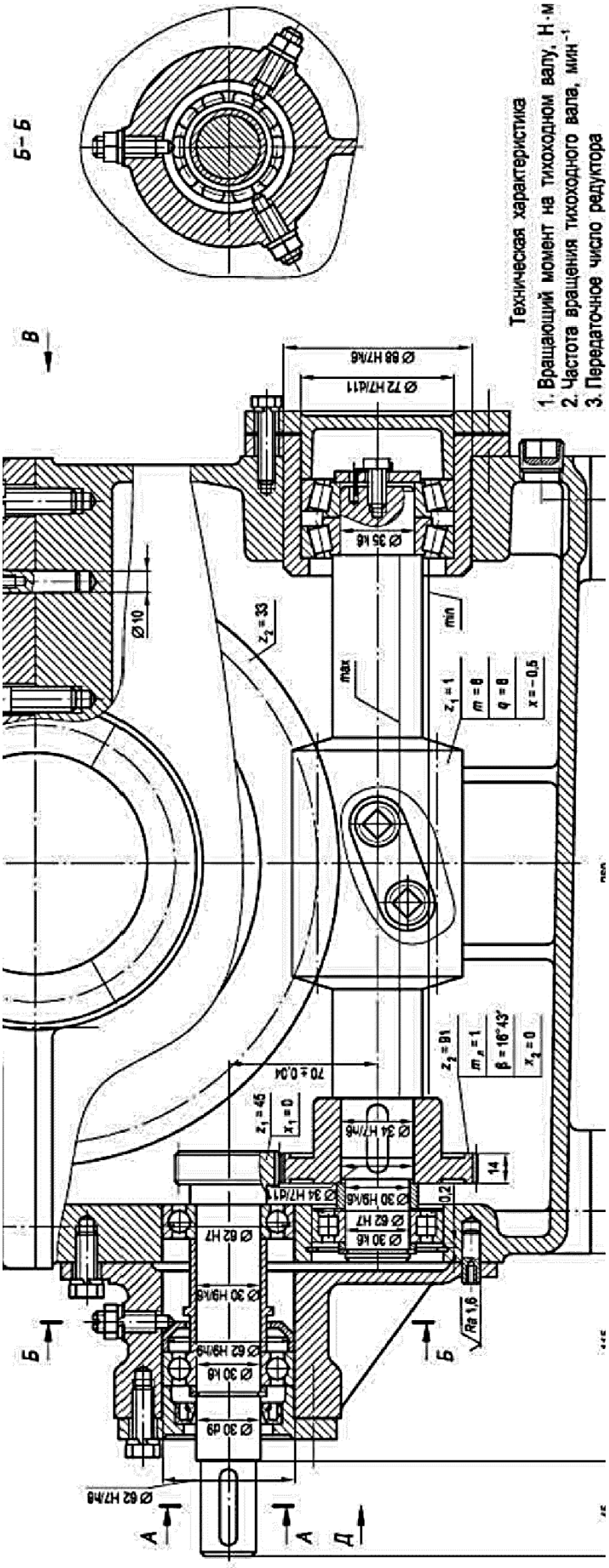


Рисунок 2.5 - Осевое фиксирование быстроходного и промежуточного валов цилиндро-червячного редуктора по схеме «одна опора фиксирующая, вторая - плавающая»

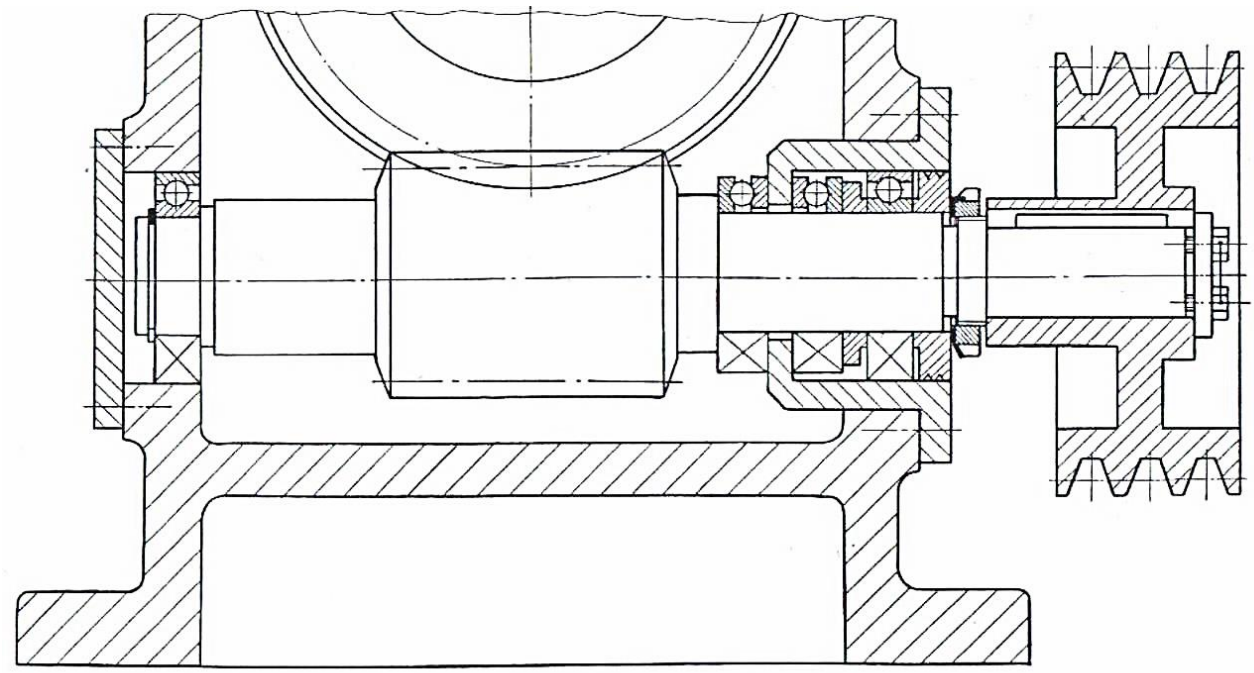


Рисунок 2.6 - Осевое фиксирование вала червяка по схеме «одна опора фиксирующая, вторая – плавающая» при больших осевых силах

2.4. УСТАНОВКА ВАЛА ПО СХЕМЕ «ПЛАВАЮЩИЙ ВАЛ»

В этой схеме обе опоры вала – плавающие. Осевая фиксация вала осуществляется зубьями шевронных зубчатых колес, наклоненными в разные стороны (рис. 2.7…2.8). Сопряженный с плавающим, вал должен быть зафиксирован относительно корпуса с использованием одной из трех выше рассмотренных схем. Чаще всего сопряженный вал устанавливают по схеме «враспор».

Схема «плавающий вал» принимается обычно для одного из валов шевронной передачи. В качестве плавающего принимают тот вал шевронной передачи, на котором отсутствуют детали с неуравновешенной осевой силой.

В опорах плавающего вала применяют в основном радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами.

При применении этих подшипников с одним бортом на наружном кольце (рис. 2.7,а) необходимое осевое положение привертных крышек устанавливают при сборке путем подбора тонких металлических прокладок между фланцами крышек и корпусом (на рис. 2.7, а они зачернены). Регулировочные прокладки подбираются таким образом, чтобы с обеих сторон между торцами привертной крышки и наружного кольца подшипника был обеспечен осевой зазор в пределах 0,5…0,8 мм. В таком случае наружные кольца подшипников имеют свободу осевого перемещения на величину этого зазора в сторону крышек подшипников.

В начальный момент осевого плавания вала ролики подшипников смещают наружные однобортовые кольца на некоторую величину в сторону привертных крышек. Найдя свое положение, наружные кольца остаются неподвижными. При этом между роликами и бортом наружного кольца при плавании вала наблюдается некоторый осевой зазор, который в процессе работы может изменяться в некоторых пределах, определяемых точностью изготовления зубьев шевронных зубчатых колес.

Если в опорах плавающего вала применяют подшипники с наружными кольцами без бортов (рис. 2.7,б и 2.8), то с внутренней части корпуса перед наружными кольцами подшипников предусматривают установку плоских упорных колец (эти кольца могут быть сплошными, если плоскость разъема корпуса проходит через ось вала). При сборке наружное кольцо подшипника поджимают торцом крышки (закладной или привертной) к упорному кольцу. Плавание вала осуществляется вместе с внутренними кольцами и комплектами роликов относительно неподвижно зафиксированных наружных колец на величину зазора в зацеплении шевронной передачи.

В схеме «плавающий вал» внутренние кольца подшипников должны быть закреплены на валу с двух сторон с целью предотвращения их случайного схода с вала. Закрепление проводится в основном с помощью плоского упорного кольца. Для компенсации неизбежной неточности изготовления по длине деталей между упорным кольцом и торцом внутреннего кольца подшипника иногда устанавливают компенсаторное кольцо (рис. 2.7,а … 2.8,а), толщину которого подбирают при сборке.

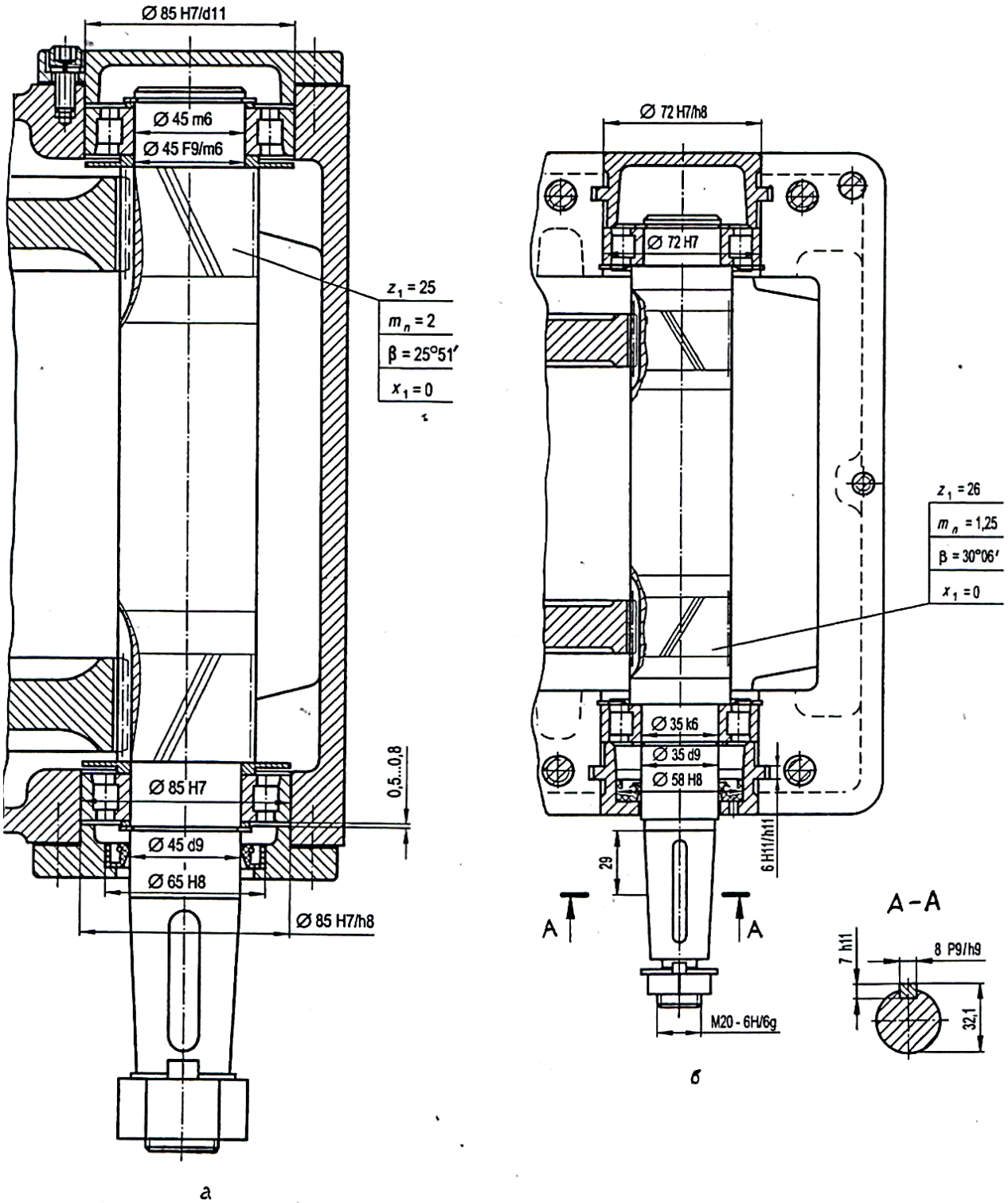


Рисунок 2.7 - Установка быстроходных (входных) валов редукторов с шевронной передачей по схеме «плавающий вал» на подшипниках с короткими цилиндрическими роликами: а – подшипники с одним бортом на наружном кольце, крышки подшипников – привертные; б – подшипники с безбортовым наружным кольцом, крышки подшипников – закладные

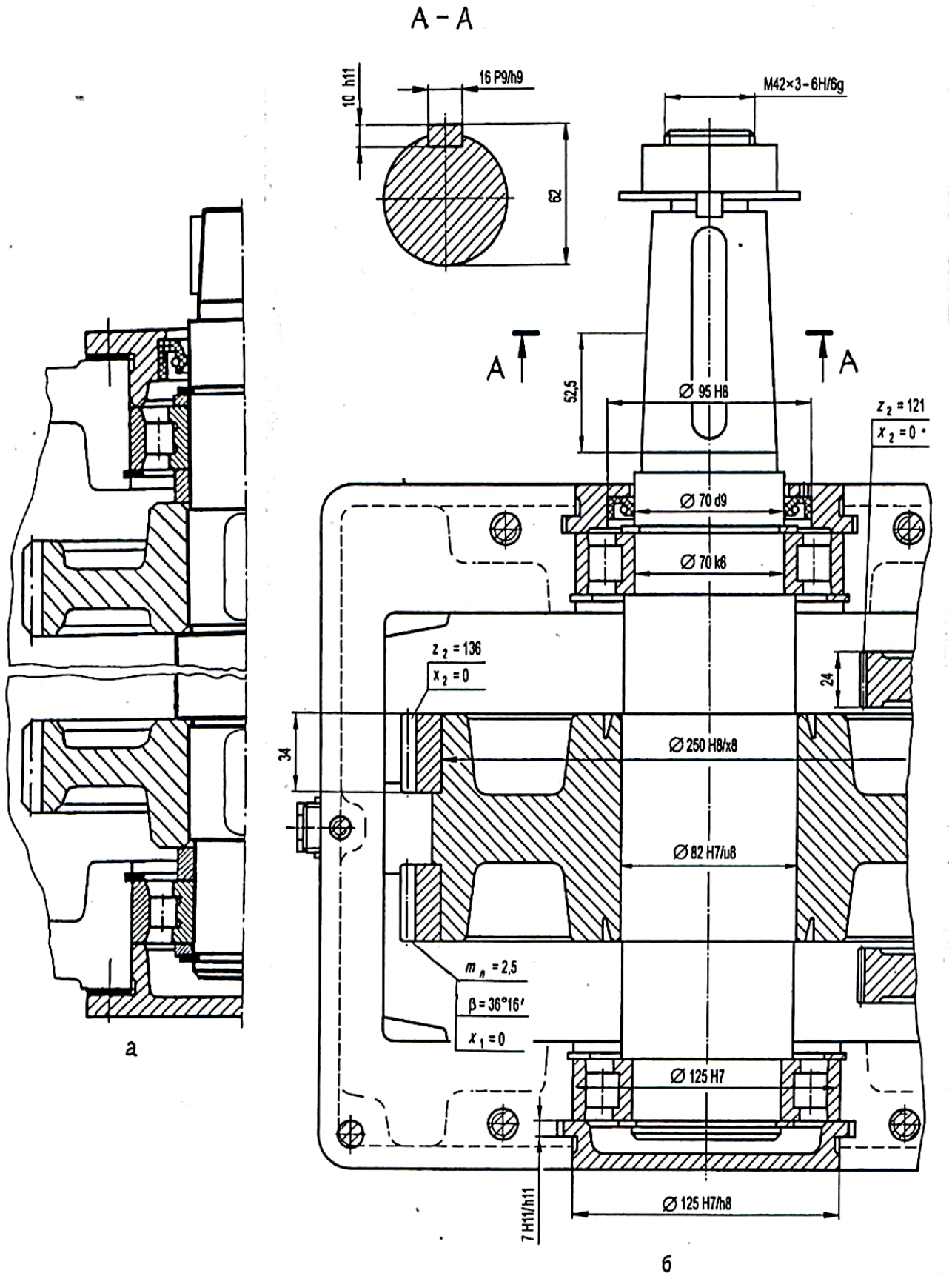


Рисунок 2.8 - Установка тихоходных (выходных) валов редукторов с шевронной передачей по схеме «плавающий вал» на подшипниках с короткими цилиндрическими роликами и безбортовыми наружными кольцами: а – крышки подшипников привертные; б - крышки подшипников закладные

3. МОНТАЖ И ДЕМОНТАЖ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Перед монтажом подшипника посадочные поверхности вала и корпуса чисто протирают и слегка смазывают. Для облегчения посадки подшипника на вал с натягом подшипник предварительно нагревают до 80 …90 ˚С в горячем минеральном масле или с помощью электроиндукционной установки.

Силу напрессовки прикладывают к тому кольцу, которое монтируется с натягом (рис. 3.1).

Недопустимо силу при монтаже и демонтаже передавать через тела качения (шарики или ролики).

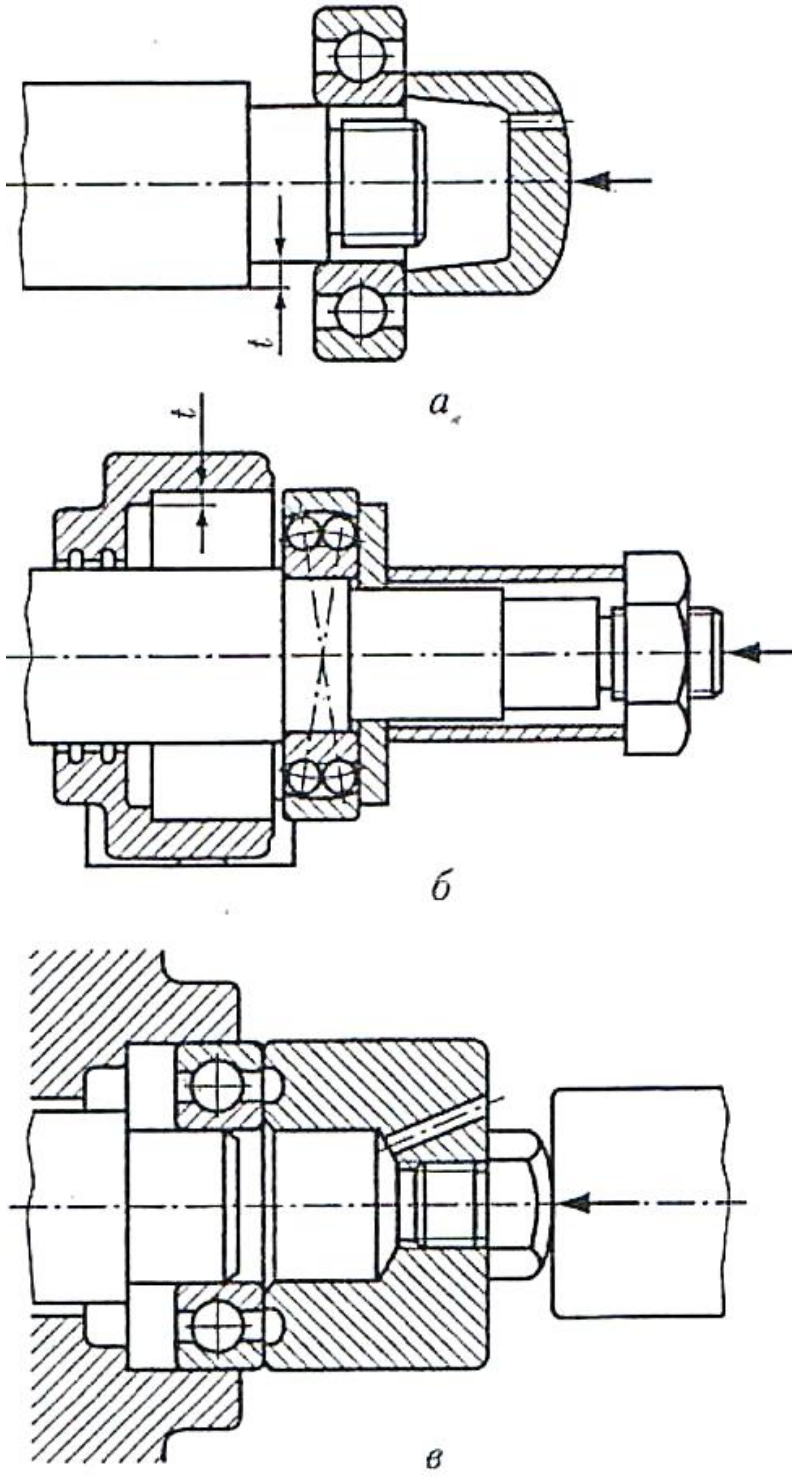


Рисунок 3.1 - Способы монтажа подшипников на вал (а), в корпус (б) и одновременно на вал и в корпус (в) [1]

Кольца подшипников имеют высокую жесткость. Поэтому для правильной установки подшипника его кольца доводят до упора в буртики (заплечики) высотой *t,* образованные на валу и в корпусе (рис. 3.2). Высота заплечиков должна образовывать достаточную опорную поверхность для торцов колец подшипников. Наименьшая высота заплечиков $t = h_{min}$, где h_{min} – см. табл. 3.2 [2]. Приближенно размер *t* принимают равным половине толщины кольца.

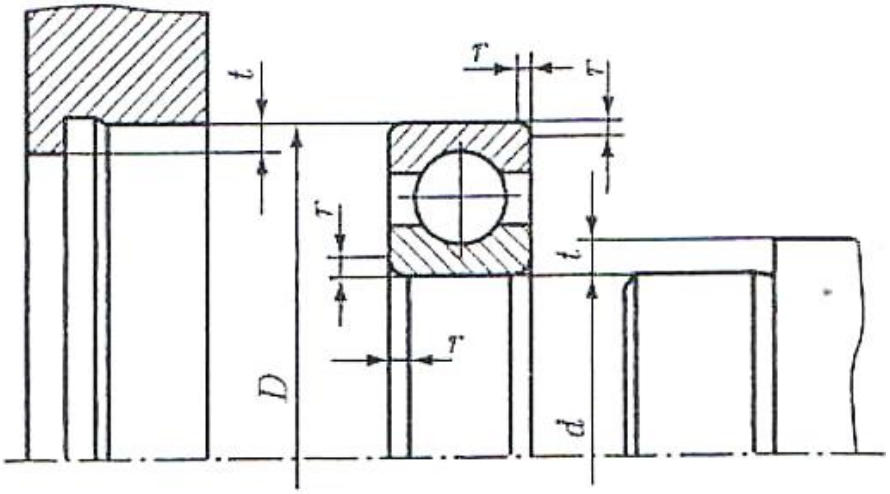


Рисунок 3.2 - Буртики (заплечики) на валу и в отверстии корпуса для упора колец подшипников

Для демонтажа подшипников качения используют винтовые съемники: с двумя (рис. 3.3, а) или с тремя (рис. 3.3, б, в) откидными тягами.

Съемник (по рис. 3.3, в) позволяет использовать для демонтажа также и две тяги, которые устанавливают в двух больших приливах.

Места установки подшипников должны быть конструктивно разработаны так, чтобы можно было удобно работать съемниками.

При удалении подшипника из корпуса его нужно захватывать за наружное кольцо (рис. 3.4, а), а при снятии с вала – за внутреннее (рис. 3.4, б). Чтобы можно было захватить тягами съемника кольцо подшипника, высотой *t* заплечика (рис. 3.4, а) не должна быть чрезмерно большой. Минимальный размер t_1 внутреннего кольца и t_2 наружного выступающего торца кольца подшипника, предназначенного для демонтажа рекомендуется [1]:

Диаметр вала *d*, мм	до 15	св. 15 до 50	св. 50 до 100
$t_1 = t_2$, мм	1	2	3,5

При высоких заплечиках предусматривают пазы для размещения тяг съемника (рис. 3.4, б – выносной элемент А).

Для размещения тяг съемника (рис. 3.4, а) при удалении наружного кольца подшипника из глухого отверстия предусматривают свободное пространство $a \approx (0{,}4\ldots0{,}5)C$, где *C* – ширина кольца подшипника.

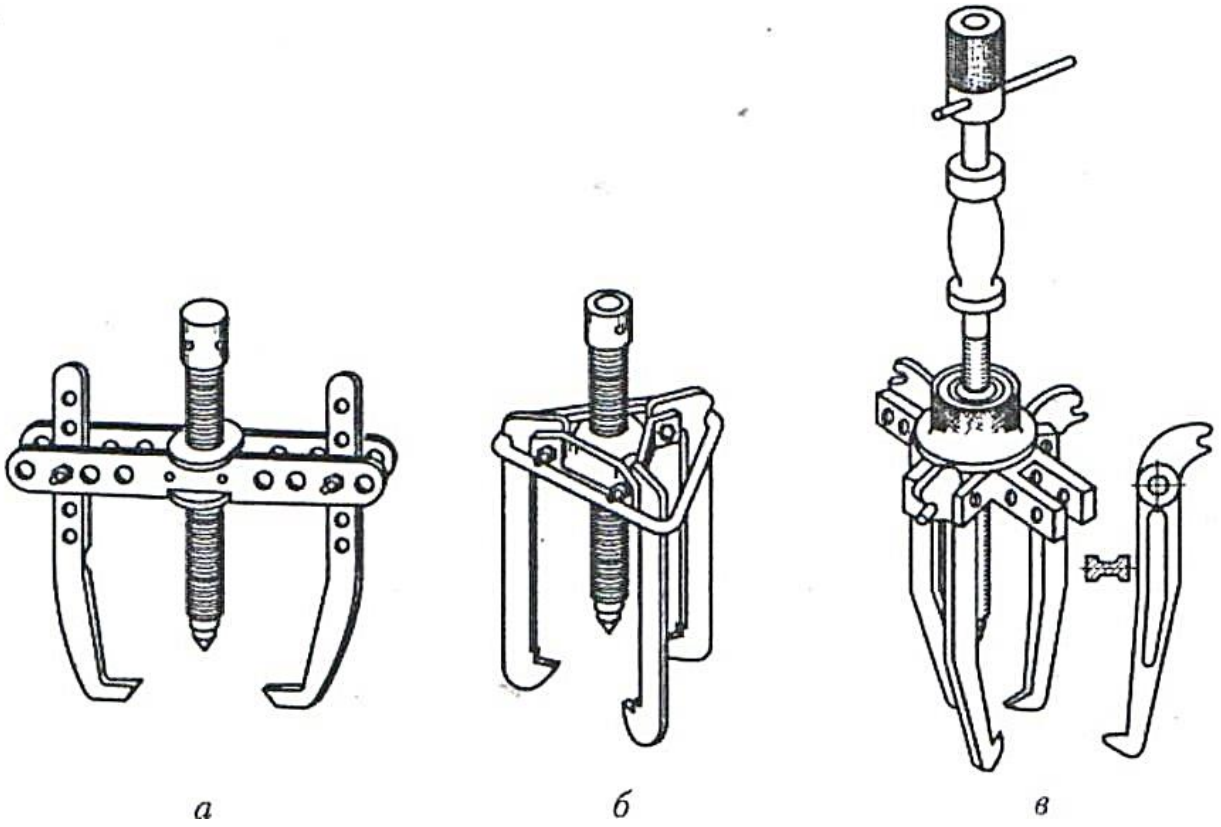


Рисунок 3.3 - Винтовые съемники для демонтажа подшипников качения [1]:
а – с двумя откидными тягами; б, в – с тремя откидными тягами

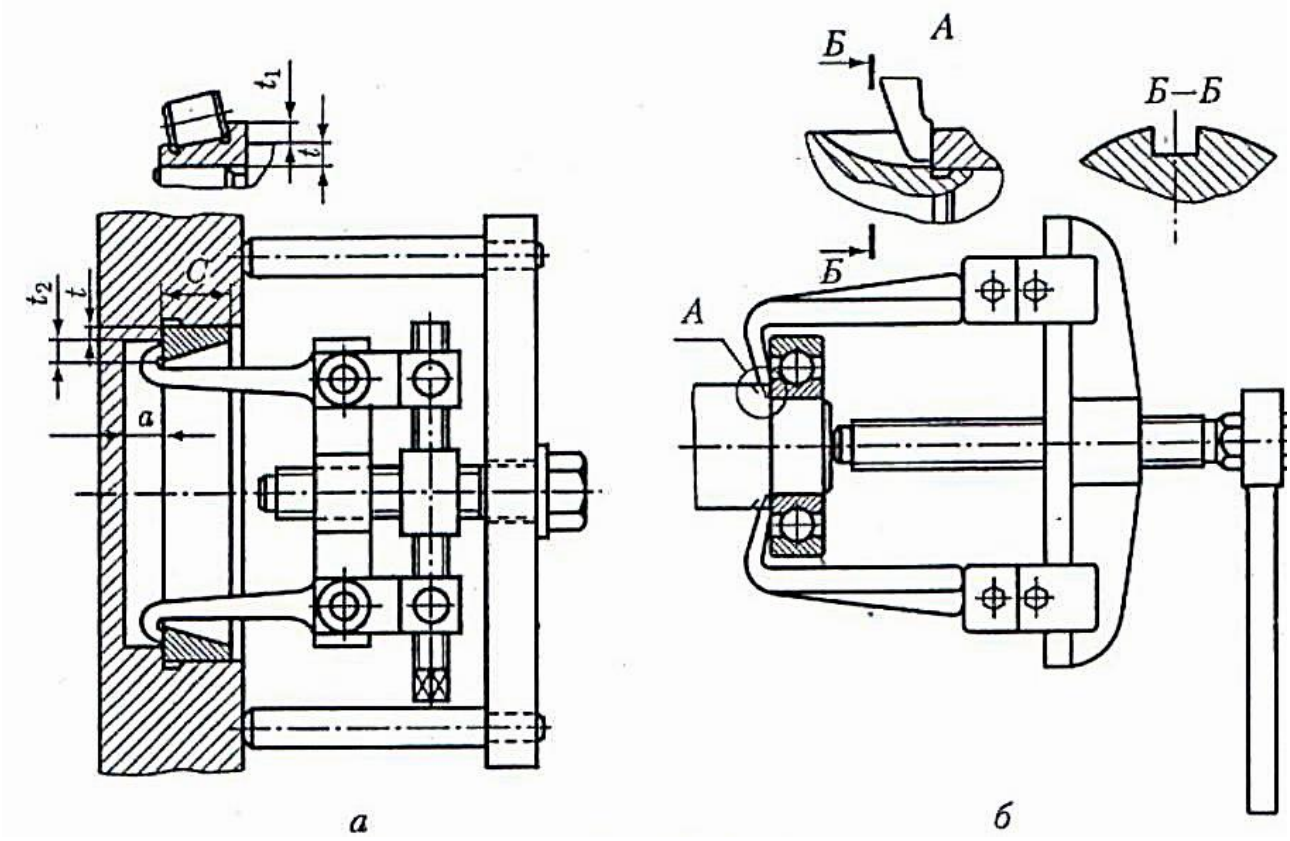


Рисунок 3.4 - Демонтаж подшипников винтовым съемником захватом
за наружное кольцо (а) и за внутреннее кольцо (б) [1]

4 ПРИМЕРЫ КОНСТРУКЦИЙ УЗЛОВ МАШИН С ПОДШИПНИКАМИ КАЧЕНИЯ

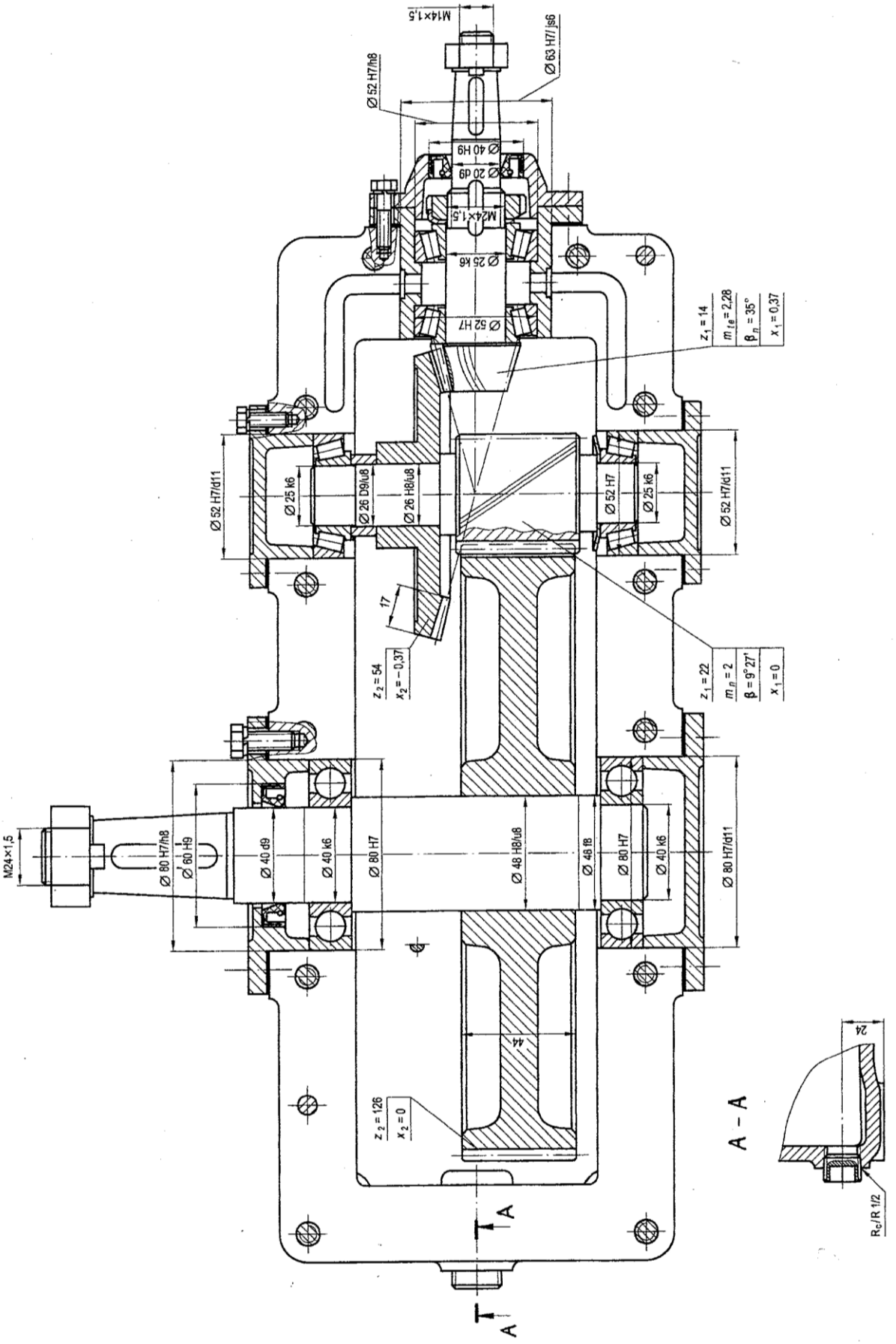


Рисунок 4.1 – Редуктор коническо-цилиндрический горизонтальный с разъемом корпуса по осям валов

5 СОДЕРЖАНИЕ ОТЧЕТА

На основании изучения материала, изложенного в п. 2…3, а также изучения конструкции подшипниковых узлов цилиндрических и червячных редукторов, студент составляет отчет, который должен содержать: **тема и цель лабораторной работы, письменные ответы на контрольные вопросы, индивидуальное задание**.

Контрольные вопросы

1 Когда применяется осевое фиксирование вала по схеме «враспор»?

2 Когда применяется осевое фиксирование вала по схеме «врастяжку»?

3 Когда примеряется осевое фиксирование вала по схеме «одна опора фиксирующая, вторая – плавающая»?

4 В каких случаях один из валов устанавливают по схеме «плавающий вал»? Какие подшипники обычно используются для данного вала?

5 Как проверяют правильность регулировки осевого зазора в подшипниках при установке вала по схеме «враспор»?

6 Как выполняется монтаж подшипников качения?

7 Какие приспособления используются для демонтажа подшипников качения? Как выполняется захват подшипника при удалении его из корпуса и при снятии с вала?

8 Как регулируется осевой зазор в подшипниках, установленных в опорах вала для схемы «враспор», если в подшипниковом узле применены: а) привертные крышки, б) закладные крышки?

10 Как регулируется осевое положение валов с установленными на них деталями зубчатых конических и червячных передач при применении: а)привертных крышек, б) закладных крышек?

Индивидуальное здание: используя [2] и п. 2…3, для конструкции узла, приведенного на рисунке в соответствии с вариантом, необходимо выполнить следующее: 1) указать типы подшипников, установленных на валу, а также способы их закрепления на валу и в корпусе; 2) указать схему осевого фиксирования вала; 3) указать вид смазочного материала (жидкий из общей масляной ванны или пластичный), используемого для смазывания подшипников вала; 4) перечислить внутренние (если имеются) и внешние уплотнения, установленные на валу.

Таблица 5 – Варианты индивидуальных заданий

Вар №	Рисунок	Вар №	Рисунок	Вар №	Рисунок	Вар №	Рисунок
1	4.1, входной вал	6	2.2,а	11	2.3. а	16	2.5,промежуточный вал
2	4.1, промежу-точный вал	7	2.2,б, входной вал	12	2.3, б	17	2.6
3	4.1, тихоходный вал	8	2.2,б, проме-жуточный вал	13	2.4, а	18	2.7, а
4	2.1, выходной вал	9	2.2,в, входной вал	14	2.4, б	19	2.7, б
5	2.1, промежу-точный вал	10	2.8, б	15	2.5, входной вал	20	2.8,а

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Методические указания к лабораторной работе «Изучение конструкций подшипниковых узлов» по курсу «Детали машин» для студентов технических специальностей / Министерство образования Республики Беларусь, Брестский государственный технический университет, Кафедра "Техническая эксплуатация автомобилей"; сост. Ф.М.Санюкевич. – Брест : БрГТУ, 2011. – 66 с.

2 Методические указания к выполнению лабораторной работы "Изучение конструкций подшипниковых узлов" по дисциплине "Детали машин" для студентов технических специальностей : в 2 ч. / Брестский государственный технический университет; сост.: С. В. Монтик, С. О. Березуцкая, А. А. Волощук. – Брест : БрГТУ, 2021. – Ч. 1. – 35 с.

Учебное издание

Составители: С.В. Монтик, зав. кафедрой МЭА, к.т.н, доцент
А.А. Волощук, ст. преподаватель кафедры МЭА, м.т.н.
С.В.Савчук, доцент кафедры МЭА, к.т.н.

Методические указания

к выполнению лабораторной работы
«**Изучение конструкций подшипниковых узлов**»
по дисциплине «**Детали машин**»
для студентов технических специальностей

Часть 2

Ответственный за выпуск Монтик С.В.
Редактор.

Подписано к печати .2022 г. Формат 60x84/16 Бумага писчая N 1. Усл. п.л. ____. Уч. изд. л.. Заказ N . Тираж 20 экз. Отпечатано на ризографе Учреждения образования «Брестский государственный технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

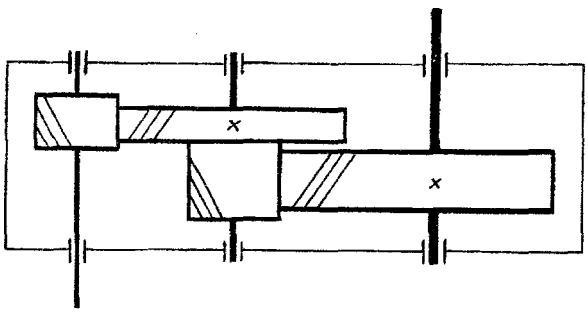
МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

Учреждение образования
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Техническая эксплуатация автомобилей»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к лабораторной работе
«Изучение конструкций цилиндрических зубчатых редукторов»
по курсу «Детали машин»
для студентов технических специальностей



Брест 2007

УДК 321.81 (076.5)

Методические указания предназначены для студентов технических специальностей при выполнении лабораторной работы «Изучение конструкций цилиндрических зубчатых редукторов» по курсу «Детали машин», для которых учебным планом предусмотрены лабораторные работы по деталям машин.

Составитель: Ф. М. Санюкевич, профессор, к.т.н.

Рецензент: Ю. И. Плющев, доцент, заместитель генерального директора по производству ОАО «Брестмаш»

Учреждение образования
© «Брестский государственный технический университет», 2007

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью лабораторной работы является:

1. Изучение общих сведений о цилиндрических редукторах.
2. Изучение элементов конструкции цилиндрического редуктора и их назначение.
3. Изучение конструкции, определение параметров зубчатого эвольвентного зацепления и проверочный расчет одной из ступеней двухступенчатого косозубого цилиндрического редуктора.

2. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

2.1. Изучение общих сведений о цилиндрических редукторах (п. 3):

- назначение и конструкции (п. 3.1);
- критерии работоспособности зубчатых передач цилиндрических редукторов (п. 3.3).

2.2. Изучение элементов конструкции цилиндрического редуктора и их назначение (п. 4):

- конструктивное исполнение корпуса редуктора (п. 3.2 и 4.1);
- конструктивное исполнение концов валов (п. 4.2);
- крышки подшипников (п. 4.3);
- крышки смотровых люков и пробки-отдушины (п. 4.4);
- устройства для подъема и транспортирования корпусных деталей и редуктора в сборе (п. 4.5);
- смазочные устройства (п. 4.6);
- уплотнительные устройства (п. 4.7).

2.3. Изучение конструкции цилиндрического редуктора, указанного преподавателем для выполнения лабораторной работы (дайте соответствующий ответ или выберите его из ниже изложенных, используя знания, полученные при изучении материала п. 2.1 ...2.2):

а) число ступеней;

б) кинематическая схема редуктора (простая развернутая; развернутая с раздвоенной быстроходной ступенью; развернутая с раздвоенной тихоходной ступенью; с соосным расположением быстроходного и тихоходного валов);

в) тип зубьев (прямые, косые, шевронные);

г) особенности конструкции корпуса редуктора (литой из чугуна; литой из алюминиевого сплава; сварной; разъемный; неразъемный);

д) конструктивное исполнение концов быстроходного и тихоходного валов (цилиндрические; конические: тип 1 или 2);

е) конструктивное исполнение подшипниковых крышек (привертные; закладные);

ж) схемы установки подшипников качения валов редуктора:

- враспор;
- врастяжку;
- одна опора фиксирующая, вторая плавающая;
- плавающие (плавающий вал);

з) регулировка подшипников валов:

- набором металлических прокладок;
- с помощью компенсаторных колец (кольца);
- регулировочными винтами через нажимные шайбы;

и) залив масла в корпус редуктора (через заливное отверстие, закрываемое пробкой; через люк);

к) контроль уровня масла в корпусе (с помощью контрольной пробки; с помощью жезлового маслоуказателя; с помощью маслоуказателя из прозрачного материала);

л) слив отработанного масла (указать местоположение сливного отверстия);

м) внешние уплотнения подшипниковых узлов с выходными концами валов:

- с помощью резиновых армированных манжет;
- с помощью упругой стальной шайбы;
- за счет уменьшения зазоров между валами и сквозными отверстиями, выполненными в подшипниковых крышках;

н) устройства для подъема и транспортирования корпусных деталей и редуктора в сборе (указать вид проушины или другого устройства).

2.4. Вычертить кинематическую схему цилиндрического редуктора, указанного преподавателем для изучения, и установить направление линии зуба шестерни и колеса (левое и правое) каждой ступени.

При вычерчивании схемы редуктора в качестве примера принимается кинематическая схема, показанная на рис. 2.1.

Направление линий зубьев зубчатых колес редуктора на рис. 2.1: шестерен – левое, колес – правое.

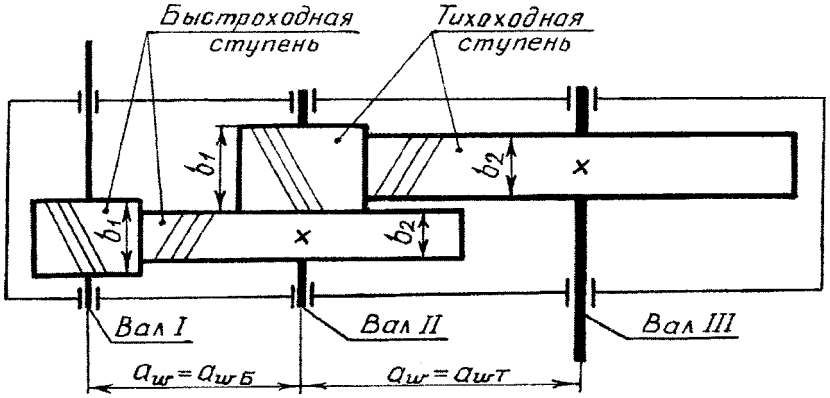


Рис. 2.1. Кинематическая схема двухступенчатого цилиндрического косозубого горизонтального редуктора, выполненного по простой развернутой схеме

2.5. Определить межосевое расстояние a_w $(мм)$ быстроходной и тихоходной ступеней редуктора (уточнить у преподавателя).

2.6. Подсчитать число зубьев шестерни z_1 и колеса z_2 быстроходной и тихоходной ступеней.

2.7. Определить передаточное отношение каждой ступени и общее передаточное отношение редуктора.

Для соответствующей ступени передаточное отношение

$$i = \frac{z_2}{z_1}.$$

Если передаточное отношение быстроходной ступени обозначить $i_Б$, а тихоходной i_T, то общее передаточное отношение редуктора

$$i_P = i_Б i_T.$$

Точность расчетов $i_Б$, i_T и i_P - два знака после запятой.

2.8. Определить основной нормальный шаг для быстроходной и тихоходной косозубых ступеней.

Основной нормальный шаг p_{bn} для косозубых зубчатых колес ступеней определяют как разность двух длин W_{z+1} и W_z общей нормали, которые измеряют на одном колесе (а не шестерне) с помощью зубомерного микрометра, имеющего плоскопараллельные губки, касающиеся непосредственно профиля зубьев (рис. 2.2).

Длина общей нормали W колеса – это расстояние между двумя параллельными плоскостями, которые являются касательными к двум разноименным активным боковым поверхностям зубьев в точках A и B. При этом, общая нормаль W является одновременно касательной к основной окружности диаметром d_b измеряемого колеса.

Число охватываемых зубьев n при замере длины общей нормали W_z определяют по формуле:

$$n = 0{,}111 z_2 + 0{,}5,$$

где z_2 - число зубьев измеряемого колеса.

Полученную величину n округляют до целого числа.

При измерении W_{z+1} (см. рис. 2.2) число зубьев охвата принимают на один зуб больше, чем при замере W_z.

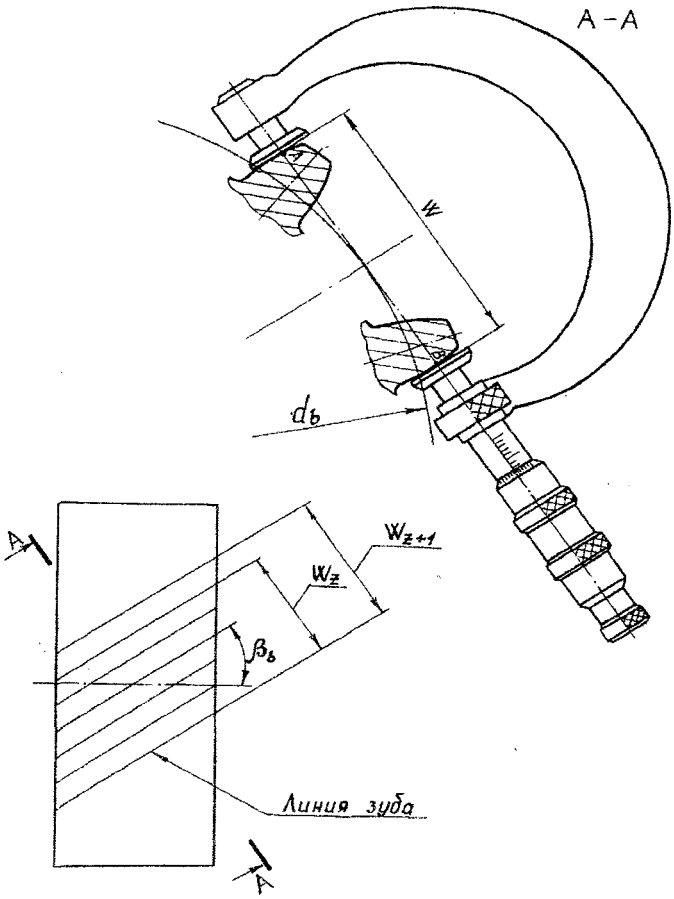


Рис. 2.2. Схема измерения длины общей нормали косозубого колеса

2.9. Рассчитать делительный нормальный шаг.

Делительный нормальный шаг между одноименными профилями соседних зубьев по делительному цилиндру колеса равен

$$p_n = \frac{p_{bn}}{\cos 20°}.$$

2.10. Определить нормальный модуль зацепления быстроходной и тихоходной ступеней редуктора.

Делительный нормальный модуль или просто нормальный модуль зацепления косозубой передачи

$$m_n = \frac{p_n}{\pi}.$$

Полученную величину m_n согласуют со стандартным значением по ГОСТ 9563-60:

1-й ряд.....1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; ...
2-й ряд.....1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; ...

2.11. Рассчитать угол наклона линии зуба на делительном цилиндре для быстроходной и тихоходной ступеней.

При известных для каждой ступени величинах z_1, z_2, m_n и a_w угол β наклона линии зуба на делительном цилиндре (или просто угол наклона линии зуба):

$$\cos\beta = \frac{m_n(z_1 + z_2)}{2a_w},$$

точность расчета cosβ – четыре знака после запятой;

$$\beta = \arccos\beta = \_\_^{\circ}\ \_\_'\ \_\_''.$$

Для горизонтальных и вертикальных цилиндрических двухступенчатых косозубых редукторов, выполненных по простой развернутой схеме (рис. 3.3, *а*, *г*, *и*), и соосных редукторов (рис. 3.3, *д*...*з*), а также мотор-редукторов на их базе угол $\beta = 8...22°$.

Для раздвоенной быстроходной (рис. 3.3, *б*) или тихоходной (рис. 3.3, *в*) косозубых ступеней с противоположным наклоном зубьев редукторов по развернутой схеме, как и для шевронных передач, $\beta = 23...35°$.

2.12. Рассчитать делительные и начальные диаметры шестерни и колеса быстроходной и тихоходной ступеней (точность расчета – два знака после запятой).

Делительный диаметр шестерни $(мм)$

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta}.$$

Делительный диаметр колеса

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos\beta}.$$

Начальные диаметры: $d_{w1} = d_1$; $d_{w2} = d_2$.

2.13. Для каждой ступени измерить ширину венца шестерни b_1 и колеса b_2 и определить рабочую ширину b_w передачи.

В цилиндрических редукторах ширину венца шестерни b_1 выполняют на 5...10 $мм$ больше ширины венца колеса b_2 для компенсации возможного осевого смещения зубчатых колес из-за неточности сборки (рис 2.1). Так как $b_1 > b_2$, то рабочая ширина передачи, как общая величина для шестерни и колеса, $b_w = b_2$.

Величины b_1, b_2, и b_w округлить до целого числа.

2.14. Рассчитать коэффициенты ψ_{ba} и ψ_{bd} для быстроходной и тихоходной ступеней.

$\psi_{ba} = \frac{b_w}{a_w}$ - коэффициент рабочей ширины зубчатой передачи относительно межосевого расстояния;

$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1}$ - коэффициент рабочей ширины зубчатой передачи относительно делительного диаметра шестерни.

2.15. По указанию преподавателя записать номер задания для проверочного расчета одной из ступеней изучаемого редуктора.

2.16. Выписать из таблицы (см. приложение А) исходные данные для указанного преподавателем номера задания.

2.17. Определить частоты вращения шестерни n_1 и n_2, а также вращающие моменты на шестерне T_1 и колесе T_2 ступени редуктора, подлежащей проверочному расчету.

Так как в таблице исходных данных (см. приложение А) задается частота вращения $n_Б$ $(мин^{-1})$ входного быстроходного вала редуктора, а номинальный вращающий момент T_T $(Н \cdot м)$ указан на выходном конце тихоходного вала, то при проверочном расчете быстроходной ступени:

$$n_1 = n_Б;\ n_2 = \frac{n_Б}{i_Б};\ T_1 = \frac{T_T}{i_p \eta_{з.ц}^2};\ T_2 = \frac{T_T}{i_T \eta_{з.ц}}.$$

При проверочном расчете тихоходной ступени редуктора:

$$n_1 = \frac{n_Б}{i_Б};\ n_2 = \frac{n_Б}{i_Р};\ T_1 = \frac{T_Т}{i_Т \eta_{з.ц}};\ T_2 = T_Т,$$

где $i_Б$, $i_Т$ и $i_Р$ - передаточные отношения быстроходной ступени, тихоходной ступени и общее передаточное отношение редуктора (см. п. 2.7); $\eta_{з.ц}$ - КПД закрытой цилиндрической зубчатой передачи с учетом потерь на трение в опорах валов: $\eta_{з.ц} = 0{,}97$.

2.18. Материал и термообработка зубчатых колес изучаемого редуктора.

Обе зубчатые пары изучаемого цилиндрического редуктора изготовлены из цементуемой легированной стали 2ХГМ. Применяемая термообработка - нитроцементация.

Нитроцементация – насыщение поверхностных слоев зубьев углеродом и азотом с последующей закалкой, что обеспечивает высокую прочность, износостойкость и сопротивление заеданию. Нитроцементация проводится после нарезания зубьев на улучшенных заготовках. При этом упрочняется тонкий поверхностный слой зубьев (толщиной 0,3...0,8 мм) до твердости 56...63 $HRC_Э$, коробление незначительное, поэтому последующее шлифование не применяют. Средняя твердость *H* активной поверхности зубьев (а не сердцевины) шестерни и колеса каждой ступени будет одинакова и равна:

$$H_1 = H_2 = H = \frac{56 + 63}{2} = 59{,}5HRC_Э.$$

2.19. Определение коэффициента долговечности Z_N, учитывающего влияние ресурса при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев.

Базовое число циклов нагружения $N_{H\lim}$ (абсцисса точки перелома кривой усталости для контактных напряжений) при нитроцементации будет одинаково для шестерни и колеса проверяемой ступени:

$$N_{H\lim 1} = N_{H\lim 2} = N_{H\lim} = 30(H_{HB})^{2,4} = 30 \cdot 595^{2,4} = 136{,}8 \cdot 10^6,$$

где среднюю твердость активной поверхности зубьев $H = 59{,}5HRC_Э$ переводим в единицы HB, получая $H = H_{HB} = 595HB$.

При этом должно выполняться условие

$$N_{H\lim} \le 120 \cdot 10^6.$$

Так как мы получили $N_{H\lim} = 136{,}8 \cdot 10^6$, что больше $120 \cdot 10^6$, то принимаем окончательно:

$$N_{H\lim 1} = N_{H\lim 2} = 120 \cdot 10^6.$$

Эквивалентное число циклов нагружения зуба шестерни N_{HE1} и колеса N_{HE2} за весь срок службы передачи (требуемый ресурс) L_h при расчете передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев (результат расчета записать в виде ..., $X \cdot 10^6$, например, $14{,}6 \cdot 10^6$):

$$N_{HE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_H;$$
$$N_{HE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_H,$$

где $c_{1(2)}$ – число зацеплений зуба шестерни (колеса) за один его оборот (для изучаемого цилиндрического редуктора $c_1 = c_2 = 1$); n_1, n_2 - *мин*$^{-1}$; L_h - *часы*; μ_H - коэффициент приведения при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости:

Типовой режим нагружения.....	0	1	2	3	4	5
μ_H	1	0,5	0,25	0,18	0,125	0,063

Таким образом, если в результате расчета для шестерни мы получили $N_{HE1} \ge N_{H\lim 1}$, то коэффициент долговечности $Z_{N1} = 1$. Если для шестерни получено $N_{HE1} < N_{H\lim 1}$, то коэф-

фициент долговечности рассчитывают по формуле

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim 1}}{N_{HE1}}} \le Z_{N\max} = 1{,}8.$$

Если получилось $Z_{N1} > Z_{N\max} = 1{,}8$, то следует принять $Z_{N1} = Z_{N\max} = 1{,}8$.

Аналогичным образом поступают и для колеса проверяемой ступени. При $N_{HE2} \ge N_{H\lim 2}$ $Z_{N2} = 1$. При $N_{HE2} < N_{H\lim 2}$

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim 2}}{N_{HE2}}} \le Z_{N\max} = 1{,}8.$$

Если получилось $Z_{N2} > Z_{N\max} = 1{,}8$, то следует принять $Z_{N2} = Z_{N\max} = 1{,}8$.

Точность расчетов $Z_{N1(2)}$ – два знака после запятой.

2.20. Определение коэффициента долговечности Y_N, учитывающего влияние ресурса при расчете зубчатой передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе.

Базовое число циклов нагружения $N_{F\lim}$ (абсцисса точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба) не зависит от марки стали и вида применяемой термообработки и всегда составляет $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$.

Тогда для шестерни и колеса ступени:

$$N_{F\lim 1} = N_{F\lim 2} = 4 \cdot 10^6.$$

Эквивалентное число циклов нагружения зуба шестерни N_{FE1} и колеса N_{FE2} за весь срок службы передачи (требуемый ресурс) L_h при расчете передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе (результат расчета записать в виде ..., $X \cdot 10^6$, например, $11{,}6 \cdot 10^6$):

$$N_{FE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_{F1};$$

$$N_{FE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_{F2},$$

где $c_1 = c_2 = 1$ (см. п. 2.19); n_1, n_2 - *мин*$^{-1}$; L_h - *часы*; $\mu_{F1(2)}$ - коэффициент приведения при расчете зубчатой передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе; для зубьев, подвергнутых нитроцементации $\mu_{F1} = \mu_{F2} = \mu_F$, где μ_F принимают в зависимости от типового режима нагружения:

Типовой режим нагружения 0	1	2	3	4	5
μ_F 1	0,2	0,1	0,063	0,016	0,004

Таким образом, если в результате расчета для шестерни мы получили $N_{FE1} \ge N_{F\lim 1}$, то коэффициент долговечности $Y_{N1} = 1$. Если для шестерни получено $N_{FE1} < N_{F\lim 1}$, то коэффициент долговечности при нитроцементации рассчитывают по формуле:

$$Y_{N1} = \sqrt[9]{\frac{N_{F\lim 1}}{N_{FE1}}} \le Y_{N\max} = 2{,}5.$$

Если получилось $Y_{N1} > Y_{N\max} = 2{,}5$, то следует принять $Y_{N1} = Y_{N\max} = 2{,}5$.

Аналогичным образом поступают и для колеса проверяемой ступени. При $N_{FE2} \ge N_{F\lim 2}$ $Y_{N2} = 1$. При $N_{FE2} < N_{F\lim 2}$

$$Y_{N2} = \sqrt[9]{\frac{N_{F\lim 2}}{N_{FE2}}} \le Y_{N\max} = 2{,}5$$

Если получилось $Y_{N2} > Y_{N\max} = 2{,}5$, то следует принять $Y_{N2} = Y_{N\max} = 2{,}5$.

Точность расчетов $Y_{N1(2)}$ - два знака после запятой.

2.21. Определение допускаемого контактного напряжения при проверочном расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев.

Предел контактной выносливости $\sigma_{H\lim}$ активной поверхности зубьев, соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для контактных напряжений $N_{H\lim}$, при нитроцементации будет одинаков для шестерни и колеса:

$$\sigma_{H\lim 1} = \sigma_{H\lim 2} = 23H = 23 \cdot 59{,}5 = 1369 H/мм^2,$$

где $H = 59{,}5HRC_Э$ - см. п. 2.18.

Коэффициент безопасности S_H при нитроцементации: $S_{H1} = S_{H2} = 1{,}2$.

Тогда допускаемое контактное напряжение для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$ $(H/мм^2)$:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\lim 1}}{S_{H1}} Z_{N1};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\lim 2}}{S_{H2}} Z_{N2},$$

где Z_{N1}, Z_{N2} - см. п. 2.19.

Точность расчетов $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ - целое число $H/мм^2$.

Расчетное допускаемое контактное напряжение при термообработке нитроцементация

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min},$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ - меньшее из двух $[\sigma_H]_1$, $[\sigma_H]_2$.

2.22. Определение допускаемого напряжения изгиба при проверочном расчете зубчатой передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе.

Предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба $\sigma_{F\lim}$, соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба $N_{F\lim}$ при термообработке нитроцементация зубчатых колес из стали 25ХГМ:

$$\sigma_{F\lim 1} = \sigma_{F\lim 2} = 1000 H/мм^2.$$

Коэффициент безопасности S_F при нитроцементации: $S_{F1} = S_{F2} = 1{,}5$.

Для реверсивной передачи коэффициентом Y_A учитывается двустороннее приложение нагрузки. Для зубьев шестерни и колеса реверсивной передачи, подвергнутых нитроцементации, $Y_{A1} = Y_{A2} = 0{,}75$.

Для нереверсивной передачи $Y_{A1(2)} = 1$ - односторонняя нагрузка.

Реверсивность передач редуктора указывается в исходных данных (см. приложение А).

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ $(H/мм^2)$ при проверочном расчете передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе определяют отдельно для шестерни и колеса:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\lim 1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_{A1};$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim 2}}{S_{F2}} Y_{N2} Y_{A2},$$

где Y_{N1}, Y_{N2} - см. п. 2.20.

Точность расчетов $[\sigma_F]_1$ и $[\sigma_F]_2$ - целое число $H/мм^2$.

2.23. Определение степени точности передачи.

Окружная скорость υ $(м/с)$ шестерни и колеса в полюсе зацепления

$$\upsilon = \frac{\pi d_{w2} n_2}{60 \cdot 10^3},$$

где d_{w2} - $мм$; n_2 - $мин^{-1}$.

В зависимости от окружной скорости υ степень точности косозубой цилиндрической передачи:

υ, $м/с$	≤ 4	св. 4 до 10	св. 10 до 15	св. 15 до 30
Степень точности	9	8	7	6

2.24. Определение коэффициентов K_α, K_β, K_υ и K_A.

Физический смысл коэффициентов K_α, K_β, K_υ и K_A следующий:

K_α -коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар косых зубьев;

K_β - коэффициент концентрации (неравномерности распределения) нагрузки по длине зуба;

K_υ - коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи;

K_A - коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку.

При расчете передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев коэффициенты K_α, K_β, и K_υ обозначают дополнительным индексом «H», при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе – дополнительным индексом «F». Коэффициент K_A дополнительными индексами «H» и «F» не обозначают.

Рассмотрим методику определения коэффициентов K_α, K_β, K_υ и K_A для цилиндрической косозубой передачи.

Коэффициенты $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ принимают в зависимости от окружной скорости υ вращения зубчатых колес и степени точности передачи:

υ, $м/с$ ..... ≤ 5	св.5 до 10	св.10 до 15
$K_{H\alpha}$ при степени точности передачи:		
7.....1,03	1,05	1,08
8.....1,07	1,10	1,15
9.....1,13	-	-
$K_{F\alpha}$ при степени точности передачи:		
7.....1,07	1,20	1,25
8.....1,22	1,10	1,40
9.....1,35	-	-

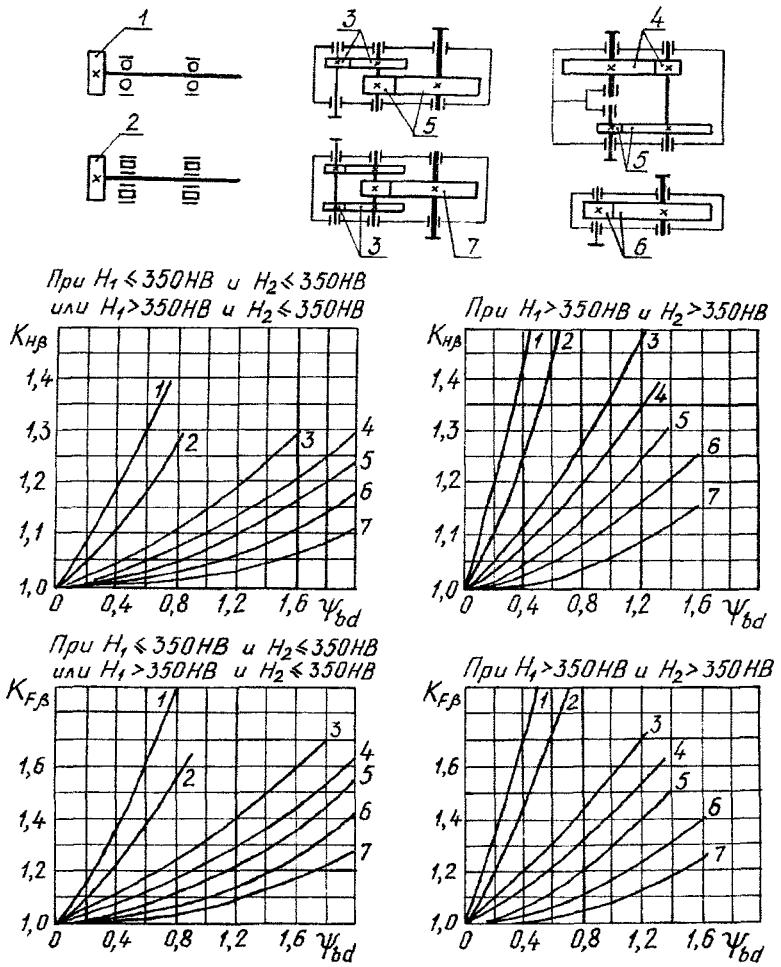


Рис. 2.3. Приближенные значения коэффициентов концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ (номер кривой на графике соответствует номеру ступени редуктора)

Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ принимают по графикам (рис. 2.3) при $H_1 > 350HB$ и $H_2 > 350\ HB$ по кривой 3 (быстроходная ступень) и по кривой 5 (тихоходная ступень) в зависимости от коэффициента ψ_{bd}, рассчитанного в п. 2.14 для проверяемой ступени.

Коэффициенты $K_{H\upsilon}$ и $K_{F\upsilon}$ принимают в зависимости от окружной скорости υ вращения зубчатых колес и степени точности передачи (при нитроцементации $K_{H\upsilon} = K_{F\upsilon}$):

υ, $м/с$	1	5	10	15	20
$K_{H\upsilon}$ и $K_{F\upsilon}$ при степени точности передачи:					
7.....	1,01	1,05	1,10	1,15	1,20
8.....	1,01	1,06	1,12	1,18	1,24
9.....	1,01	1,07	1,14	1,21	1,28

При окружной скорости вращения зубчатых колес $\upsilon < 1\ м/с$ $K_{H\upsilon}$=1 и $K_{F\upsilon}$=1.

Коэффициент K_A при проверочном расчете передач изучаемого цилиндрического редуктора рекомендуется $K_A = 1{,}25$ (возможный режим нагружения ведомой машины – с малой неравномерностью).

2.25. Проверочный расчет зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев.

Коэффициент торцового перекрытия (точность расчета – два знака после запятой)

$$\varepsilon_\alpha = [1{,}88 - 3{,}2(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2})]\cos\beta .$$

Коэффициент уменьшения контактных напряжений в косозубой передаче в сравнении с прямозубой (точность расчета – два знака после запятой)

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha}\cos^2\beta}{\varepsilon_\alpha}},$$

где $K_{H\alpha}$ - см. п. 2.24.

Окружная сила F_t (H) в торцовом сечении косозубой цилиндрической передачи, приложенная в полюсе зацепления:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{w2}},$$

где T_2 - вращающий момент на колесе проверяемой ступени, $H \cdot мм$ [ранее в п. 2.17 момент T_2 был рассчитан в $H \cdot м$; тогда $T_2(H \cdot мм) = T_2(H \cdot м) \cdot 10^3$]; d_{w2} - диаметр начальной окружности колеса, $мм$ (d_{w2} - см. п. 2.12.).

Тогда расчетное контактное напряжение σ_H $(H/мм^2)$ в полюсе зацепления (точность расчета – целое число $H/мм^2$):

$$\sigma_H = Z_{H\beta}\sqrt{\frac{E_{пр}F_t K_{H\beta}K_{H\upsilon}K_A}{b_w d_{w1}} \cdot \frac{u+1}{u}},$$

где $E_{пр} = 2{,}1 \cdot 10^5\ H/мм^2$ - приведенный модуль упругости для стали; F_t - H; $K_{H\beta}$, $K_{H\upsilon}$, K_A - см. п. 2.24; b_w - $мм$ (см. п. 2.13); d_{w1} - $мм$ (см. п. 2.12); u – передаточное число проверяемой передачи: $u = \frac{z_2}{z_1}$ (т.е. для понижающей передачи $u = i$, здесь i - передаточное отношение ступени, см. п. 2.7).

Сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев проверяемой ступени обеспечивается при выполнении условия

$$\sigma_H \le [\sigma_H],$$

где $[\sigma_H]$ - см. п. 2.21.

Условие $\sigma_H \le [\sigma_H]$ исключает усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев при действии контактных напряжений и гарантирует нормальную работу передачи с вращающим моментом T_2 на колесе проверяемой ступени в течение требуемого ресурса L_h.

При $\sigma_H > [\sigma_H]$ наблюдается перегрузка передачи. Однако нормальная работа передачи возможна при перегрузке $\Delta\sigma_H$, не превышающей 5%, т.е.

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100\% \le 5\%.$$

При перегрузке $\Delta\sigma_H > 5\%$ ресурс передачи L_h уменьшается. Поэтому в таком случае при выполнении лабораторной работы с целью обеспечения требуемого ресурса L_h следует уменьшить вращающий момент T_2 на колесе проверяемой ступени до величины T_2' $(H \cdot мм)$:

$$T_2' = T_2 (\frac{[\sigma_H]}{\sigma_H})^2.$$

Вращающий момент T_2' приводят к выходному тихоходному валу редуктора, используя зависимости, изложенные в п. 2.17, и определяют новое (уменьшенное) значение номинального вращающего момента T_T', при котором будет гарантирована нормальная работа передачи в течение требуемого ресурса L_h.

2.26. Проверочный расчет зубчатой передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе.

Число зубьев эквивалентного прямозубого зубчатого колеса (эквивалентное число зубьев) z_υ:

$$z_{\upsilon 1} = z_1 / \cos^3 \beta;$$
$$z_{\upsilon 2} = z_2 / \cos^3 \beta.$$

Числа зубьев $z_{\upsilon 1}$ и $z_{\upsilon 2}$ округляют до целого числа.

Коэффициент формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} согласно рис. 2.4 в зависимости от z_υ при коэффициенте смещения исходного контура $x = 0$: для шестерни $Y_{FS1} = ...$; для колеса $Y_{FS2} = ...$ (точность определения Y_{FS} - два знака после запятой).

Коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба в косозубой передаче и неравномерного распределения нагрузки (точность расчета - два знака после запятой).

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{140°},$$

где β - угол наклона линии зуба (в градусах).

Коэффициент уменьшения напряжений изгиба в косозубой передаче в сравнении с прямозубой (точность расчета – два знака после запятой)

$$Y_{F\beta} = K_{F\alpha} Y_\beta / \varepsilon_\alpha,$$

где $K_{F\alpha}$ - см. п.2.24; ε_α -см. п. 2.25.

Расчетное напряжение при изгибе σ_F $(H/мм^2)$ в опасном сечении зуба шестерни и колеса (точность расчета - целое число $H/мм^2$):

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{F\upsilon} K_A}{b_1 m_n} Y_{FS1} Y_{F\beta};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{F\upsilon} K_A}{b_2 m_n} Y_{FS2} Y_{F\beta},$$

где F_t - H (см. п. 2.25); $K_{F\beta}$, $K_{F\upsilon}$, K_A - см. п. 2.24; b_1, b_2 - $мм$ (см. п. 2.13); m_n - $мм$ (см. п. 2.10).

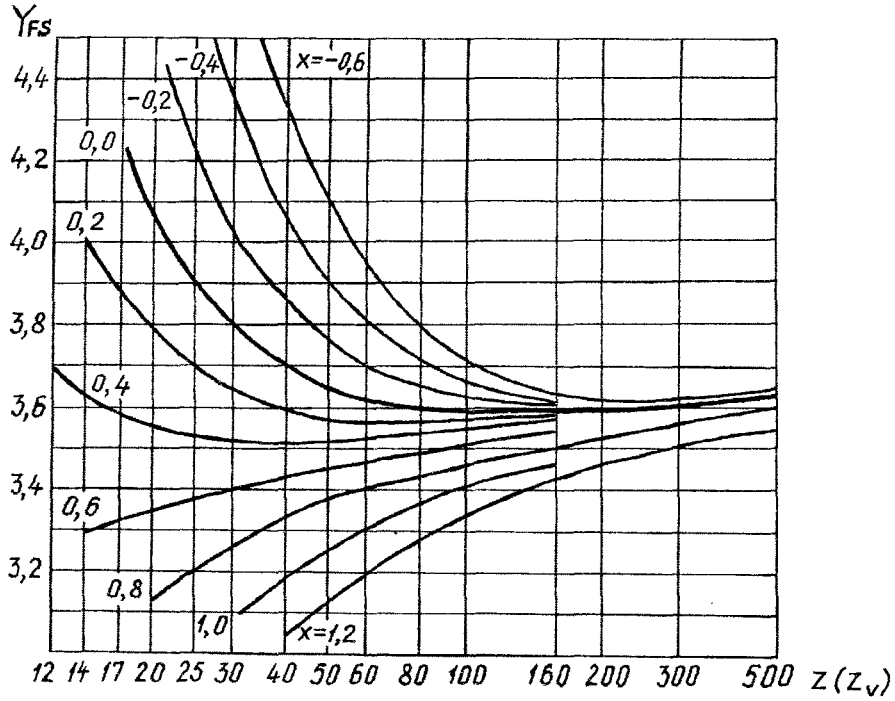


Рис. 2.4. График для определения коэффициента формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS}:

z - число зубьев прямозубого цилиндрического зубчатого колеса; z_v - число зубьев эквивалентного прямозубого цилиндрического зубчатого колеса (эквивалентное число зубьев); x - коэффициент смещения исходного контура

Сопротивление усталости зубьев при изгибе обеспечивается при выполнении условия: $\sigma_F \le [\sigma_F]$. Допускается $\sigma_F \le 1{,}1[\sigma_F]$. Выполнение этих условий исключает усталостную поломку зубьев при действии напряжений изгиба.

Если при расчете получили для одного зубчатого колеса $\sigma_F \le [\sigma_F]$, а для второго $\sigma_F > 1{,}1[\sigma_F]$, то для последнего следует уменьшить окружную силу F_t до величины

$$F_t' = F_t \frac{[\sigma_F]}{\sigma_F}$$

и определить на нем новое (уменьшенное) значение вращающего момента

$$T' = F_t' \frac{d_w}{2}.$$

Если для шестерни и колеса получили $\sigma_{F1(2)} > 1{,}1[\sigma_F]_{1(2)}$, то следует определить уменьшенную окружную силу F_t' для каждого зубчатого колеса и по наименьшей из двух величине $F_{t\,\min}'$ рассчитать минимальный вращающий момент

$$T_1' = F_{t\,\min}' \frac{d_{w1}}{2} \text{ или } T_2' = F_{t\,\min}' \frac{d_{w2}}{2},$$

с которым может работать проверяемая ступень редуктора.

Далее необходимо уменьшенный вращающий момент T_1' или T_2' привести к выходному тихоходному валу редуктора, используя зависимости в п. 2.17, и определить новое (уменьшенное) значение номинального вращающего момента T_T', при котором будет гарантирована нормальная работа передачи в течение требуемого ресурса L_h.

2.27. Проверочный расчет зубчатой передачи на контактную прочность активных поверхностей зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке).

Цель данного расчета – предотвращение остаточных деформаций активных поверхностей зубьев или хрупкого разрушения их поверхностного слоя при действии пиковой нагрузки, не учитываемой в расчете на сопротивление контактной усталости.

Предельно допускаемое контактное напряжение $[\sigma_{H\max}]$, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев для нитроцементованных шестерни и колеса одинаково и определяется по формуле

$$[\sigma_{H\max}]_1 = [\sigma_{H\max}]_2 = [\sigma_{H\max}] = 40H = 40 \cdot 59{,}5 = 2380 \ H/мм^2,$$

где H - см. п. 2.18.

Расчетное максимальное контактное напряжение $\sigma_{H\max}$ $(H/мм^2)$ при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке)

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_П},$$

где σ_H - расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления при расчете передачи на сопротивление контактной усталости, $H/мм^2$ (см. п. 2.25); $K_П = 2$ - коэффициент кратковременной перегрузки.

При $\sigma_{H\max} \le [\sigma_{H\max}]$ обеспечивается контактная прочность активных поверхностей зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке).

Если получилось $\sigma_{H\max} > [\sigma_{H\max}]$, следует уменьшить вращающий момент T_2 на колесе проверяемой зубчатой пары до значения T_2':

$$T_2' = T_2 \left(\frac{[\sigma_{H\max}]}{\sigma_{H\max}}\right)^2.$$

Далее, используя зависимости в п. 2.17, следует привести уменьшенный вращающий момент T_2' к выходному тихоходному валу и определить новое (уменьшенное) значение номинального момента T_T', при котором будет гарантирована нормальная работа передачи в течение требуемого ресурса L_h.

2.28. Проверочный расчет зубчатой передачи на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке).

Цель данного расчета – предупреждение статической поломки зубьев при действии пиковой нагрузки, не учитываемой в расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе.

Предельно допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_{F\max}]$, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба пиковой нагрузкой, для нитроцементованных шестерни и колеса одинаково:

$$[\sigma_{F\max}]_1 = [\sigma_{F\max}]_2 = 1520 \ H/мм^2.$$

Расчетное максимальное напряжение изгиба $\sigma_{F\max}$ $(H/мм^2)$ в опасном сечении зуба шестерни и колеса при действии пиковой нагрузки:

$$\sigma_{F\max 1} = \sigma_{F1} K_П;$$

$$\sigma_{F\max 2} = \sigma_{F2} K_П,$$

где σ_{F1} и σ_{F2} - расчетные напряжения при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса при расчете передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе, $H/мм^2$ (см. п. 2.26); $K_П = 2$ - коэффициент кратковременной перегрузки.

При $\sigma_{F\max 1} \le [\sigma_{F\max}]_1$ и $\sigma_{F\max 2} \le [\sigma_{F\max}]_2$ исключается статическая поломка зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке).

Если получилось $\sigma_{F\max} > [\sigma_{F\max}]$, то следует уменьшить окружную силу F_t (см. п. 2.26) до величины

$$F_t' = F_t \left(\frac{[\sigma_{F\max}]}{\sigma_{F\max}}\right)$$

и определить новое (уменьшенное) значение вращающего момента

$$T' = F_t' \frac{d_w}{2}$$

на соответствующем зубчатом колесе проверяемой ступени.

Далее, используя зависимости в п. 2.17, необходимо привести уменьшенный вращающий момент T' к выходному тихоходному валу и определить новое (уменьшенное) значение номинального момента T'_T, при котором будет гарантирована нормальная работа передачи в течение требуемого ресурса L_h.

2.29. Окончательный вывод о работоспособности проверяемой зубчатой передачи при заданной номинальной нагрузке (вращающем моменте T_T на выходном тихоходном валу редуктора) и требуемом ресурсе L_h.

Окончательный вывод о работоспособности проверяемой ступени редуктора следует сделать на основании результатов расчетов, изложенных в п. 2.25...2.28. Если в каком-либо из указанных пунктов необходимо было уменьшение заданного номинального вращающего момента T_T, то следует окончательно установить новое (уменьшенное) значение T'_T, при котором будет обеспечена нормальная работа проверяемой зубчатой передачи в течение требуемого ресурса L_h. При этом должны выполняться все критерии работоспособности передачи:

$$\sigma_H \le [\sigma_H];\ \sigma_{F1(2)} \le [\sigma_F]_{1(2)};\ \sigma_{H\max} \le [\sigma_{H\max}];\ \sigma_{F\max 1(2)} \le [\sigma_{F\max}]_{1(2)}.$$

3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРАХ

3.1. НАЗНАЧЕНИЕ И КОНСТРУКЦИИ

Редуктор – механизм, служащий для уменьшения частоты вращения и увеличения вращающего момента.

Редукторы с цилиндрическими зубчатыми передачами и эвольвентным зацеплением (цилиндрические редукторы) имеют наибольшее распространение как наиболее простые в изготовлении и эксплуатации, надежные и малогабаритные. Они отличаются высоким КПД, долговечностью и большим диапазоном скоростей и нагрузок.

Большинство цилиндрических редукторов изготовляют с косозубыми зубчатыми колесами, которые по сравнению с прямозубыми обладают большими нагрузочной способностью и быстроходностью.

При малых передаточных отношениях применяют **одноступенчатые цилиндрические редукторы** (рис. 3.1 и 3.2). Передаточные отношения для них целесообразно принимать не больше 6,3 (предпочтительно до 5) во избежание увеличения габаритов.

Наибольшее распространение в настоящее время имеют **двухступенчатые редукторы**. Для них наиболее характерны передаточные отношения 6,3...40 (50).

При передаточных отношениях 25...250 применяют **трехступенчатые редукторы**.

Основные кинематические схемы двухступенчатых цилиндрических редукторов и некоторые их разновидности показаны на рис. 3.3.

Наибольшее распространение из двухступенчатых редукторов имеют редукторы по развернутой схеме (рис. 3.3, *а ...г, и*). Эти редукторы наиболее просты.

На рис. 3.4, *а* показан наиболее распространенный двухступенчатый цилиндрический горизонтальный редуктор, выполненный по **простой развернутой схеме** (рис. 3.3, *а*), в которой каждая ступень состоит из одной пары зубчатых колес. Он имеет наименьшую ширину, но несимметричное расположение зубчатых колес относительно опор приводит к повышенной концентрации нагрузки по длине зуба в результате деформаций изгиба и кручения валов. Поэтому такие редукторы требуют жестких валов. Указанный недостаток больше сказывается при высокой твердости активных поверхностей зубьев (> 350 НВ), когда приработка их затруднена.

Варианты конструктивного исполнения валов редуктора, выполненного по простой развернутой схеме, показаны на рис. 3.5 (быстроходный вал), рис. 3.6 (промежуточный вал) и рис. 3.7 (тихоходный вал). Выходные концы валов рассматриваемого редуктора имеют цилиндрическую или коническую форму. Кроме этого, выходной конец тихоходного вала выполняется также с венцом зубчатой муфты (рис. 3.4, *б*), пример использования такой конструкции – см. рис. 3.4, *в, г*. Соединение зубчатого венца тихоходного вала с внутренними зубьями ступицы барабана образует встроенную внутри его зубчатую муфту, предназначенную для приведения во вращение барабана. Слева зубчатая муфта закрывается специальной крышкой, состоящей из двух половин, которая предотвращает вытекание смазки из узла муфты.

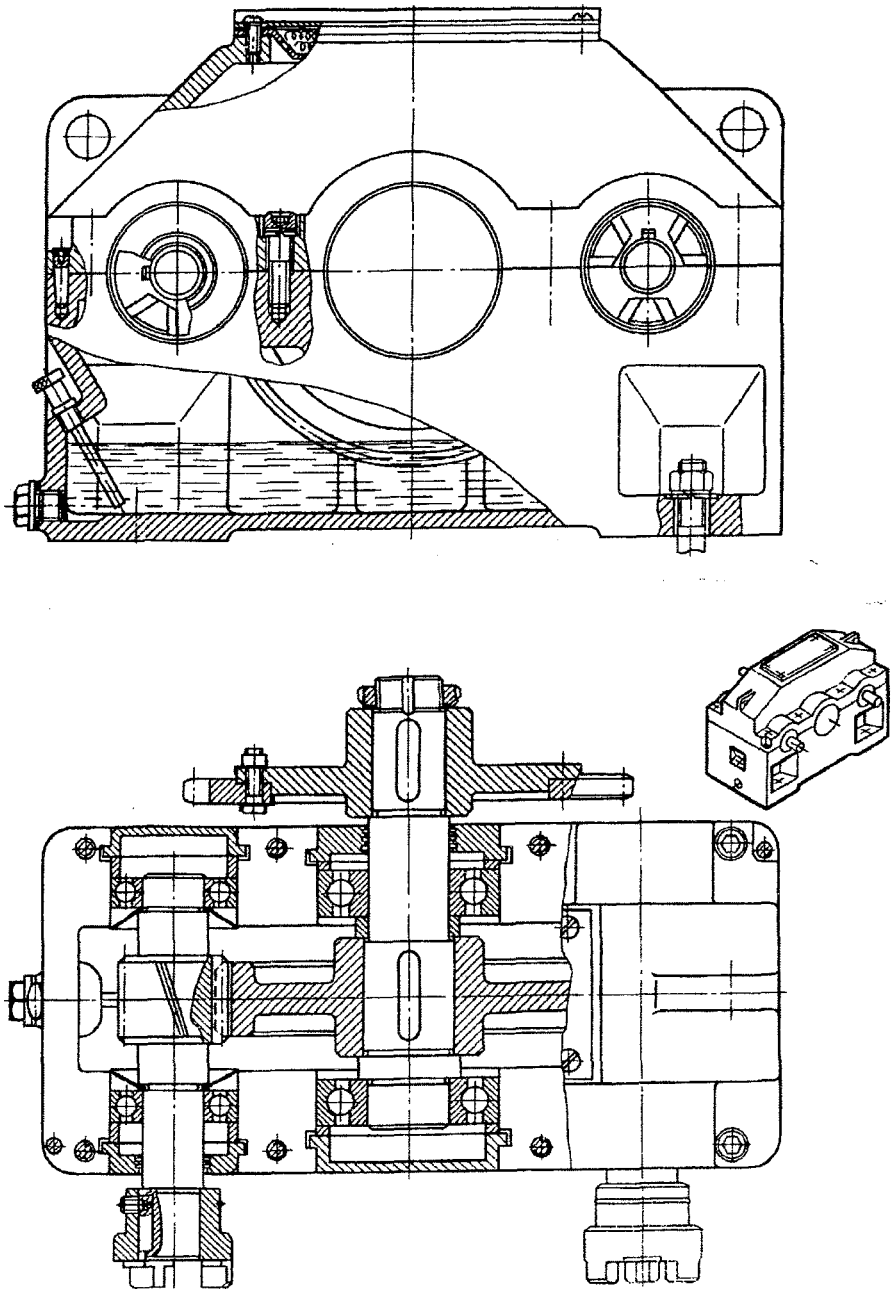


Рис. 3.1. Цилиндрический горизонтальный одноступенчатый редуктор с двумя быстроходными валами [4]

Ось барабана вращается вместе с тихоходным валом редуктора, зубчатой муфтой, барабаном, левым подшипником и внутренним кольцом правого подшипника как одно целое. Такая конструкция узла барабана отличается компактностью и надежностью в работе. Недостаток ее – увеличенная консольная радиальная нагрузка на тихоходный вал редуктора. В двухступенчатых передачах более совершенными с точки зрения распределения нагрузки, являются редукторы, выполненные с раздвоенными ступенями (см. рис. 3.3, *б*, *в*). В двухступенчатых цилиндрических редукторах раздвоенной может быть быстроходная (рис. 3.3, *б*) или тихоходная (рис. 3.3, *в*) ступень. Большее применение имеют редукторы с раздвоенной быстроходной ступенью. Более нагруженная тихоходная ступень в таких конструкциях может быть выполнена с весьма широкими зубчатыми колесами, так как за счет симметричного расположения относительно опор в зацеплении этой пары устраняется концентрация нагрузки по длине зуба от изгиба валов, что особенно важно для плохо прирабатывающихся высокотвердых зубчатых передач.

Для раздвоенных ступеней зубчатые колеса выполняют узкими, принимая коэффициент $\psi_{ba} = b_w / a_w = 0{,}2...0{,}25$.

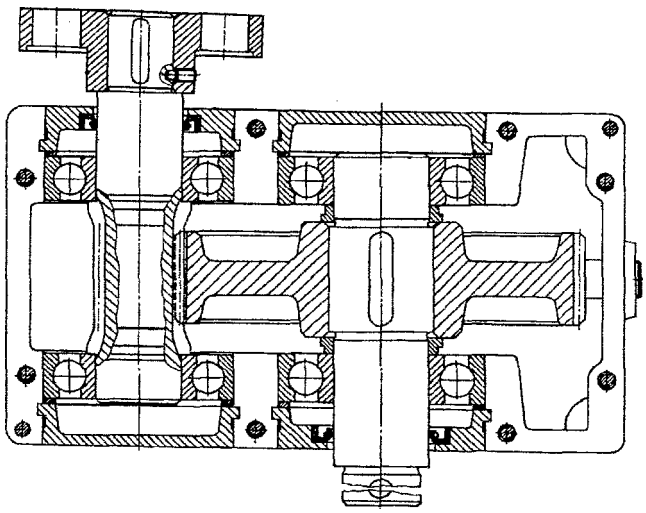


Рис. 3.2. Цилиндрический горизонтальный одноступенчатый редуктор.

Зубчатые колеса раздвоенных ступеней обычно выполняют косозубыми с противоположным наклоном зубьев. Угол наклона зубьев раздвоенных ступеней, как и в шевронных передачах, рекомендуется принимать в пределах $\beta = 23...35°$.

В раздвоенных передачах, как и в шевронных, положение одного вала относительно другого определяют наклоненные в разные стороны зубья, поэтому фиксировать относительно корпуса следует только один вал, а второй должен иметь «плавающие» опоры, допускающие свободу самоустановки в осевом направлении. Если опоры обоих валов сделать фиксирующими, то в результате неизбежной неточности изготовления и ошибок монтажа зубья могут не входить в зацепление, а также мощность неравномерно распределится между параллельными парами.

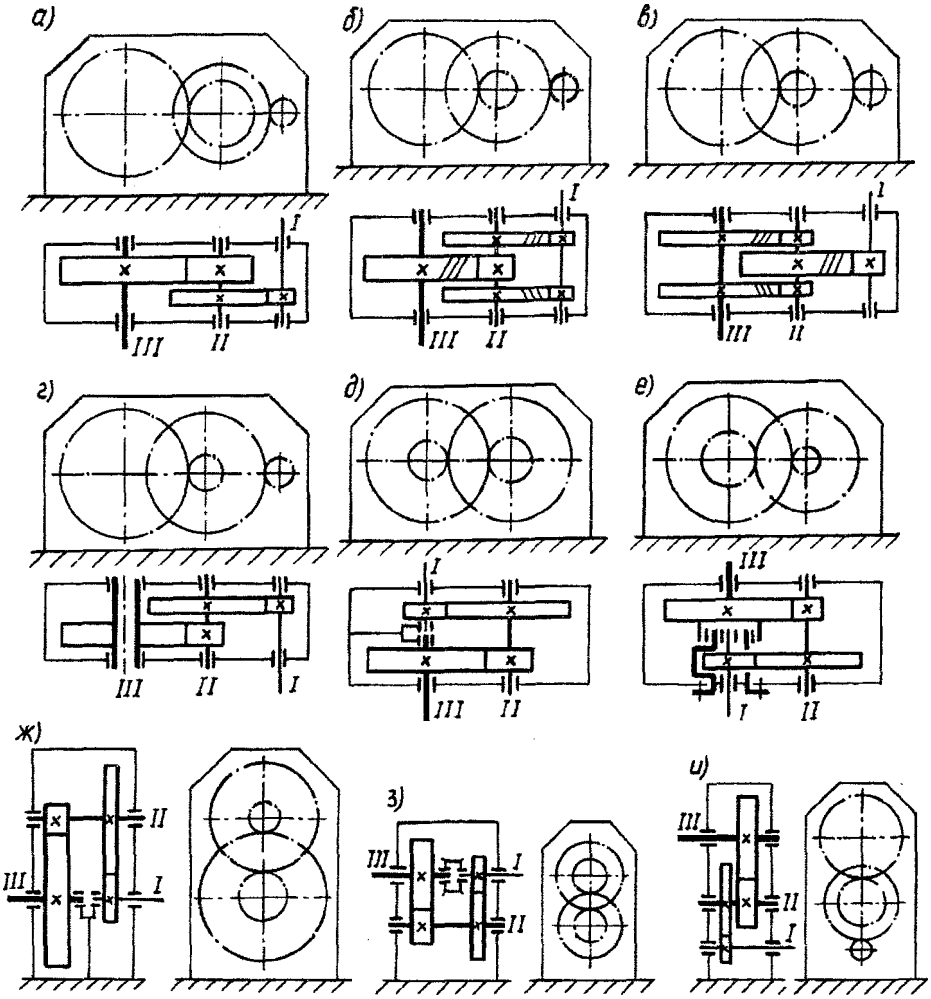


Рис. 3.3. Кинематические схемы двухступенчатых цилиндрических редукторов:
I - быстроходный вал; II - промежуточный вал; III - тихоходный вал

Плавающими желательно делать менее нагруженные опоры. При этом следует учитывать, что на плавающий вал не должны действовать неуравновешенные осевые силы от смежных пар, так как иначе нарушится равновесие осевых сил на раздвоенных зубчатых колесах.

Для плавающих опор обычно применяют подшипники качения с короткими цилиндрическими роликами (рис. 3.8). При использовании других подшипников, например, шариковых радиальных однорядных, возможен износ посадочных поверхностей в корпусах.

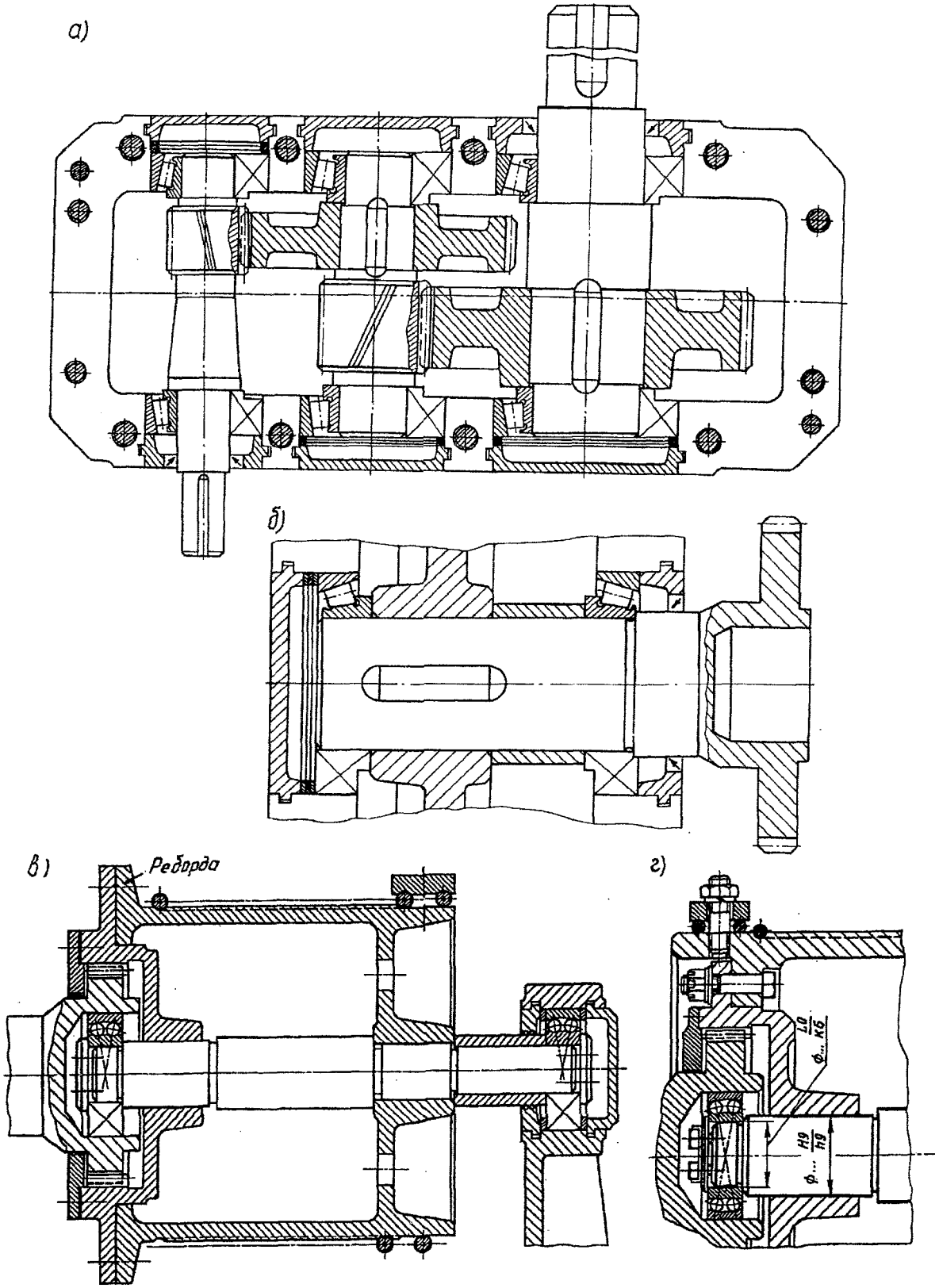


Рис. 3.4. Двухступенчатый цилиндрический горизонтальный редуктор, выполненный по простой развернутой схеме рис. 3.3, *а*: *а* – конструкция редуктора; *б* – тихоходный вал с венцом для зубчатой муфты; *в*, *г* – узел барабана со встроенной зубчатой муфтой

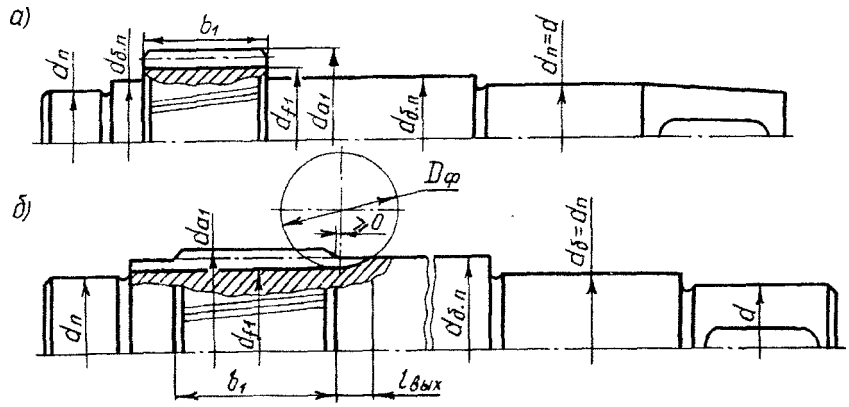


Рис. 3.5. Варианты конструкции быстроходного вала двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по простой развернутой схеме: d - диаметр конца вала; $d_п$ - диаметр отверстия внутреннего кольца подшипника; $d_б$ - диаметр буртика вала для упора детали; $d_{б.п}$ - диаметр буртика (заплечика) вала для упора внутреннего кольца подшипника; $D_ф$ - диаметр фрезы; $l_{вых}$ - длина участка для выхода фрезы

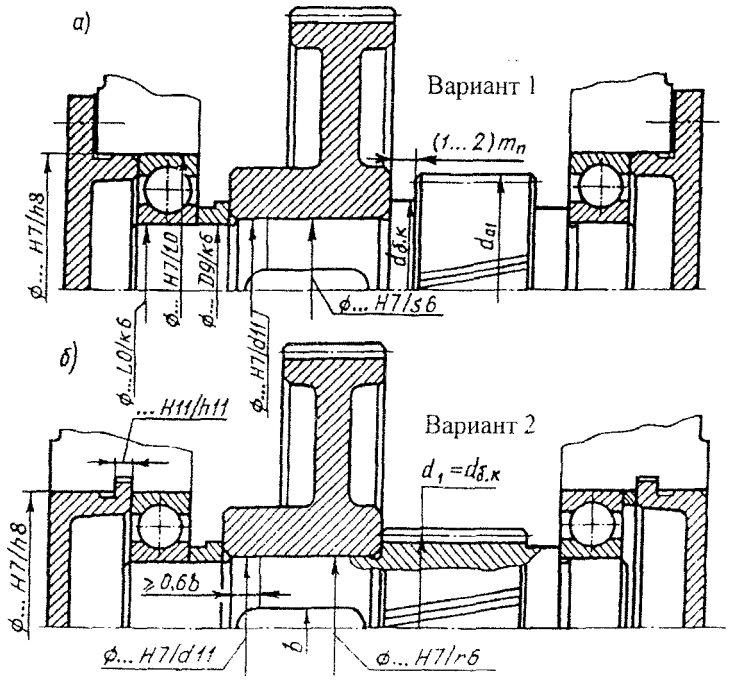


Рис. 3.6. Варианты конструкции промежуточного вала двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по простой развернутой схеме: $d_{б.к}$ - диаметр буртика вала для упора ступицы колеса

У редуктора с раздвоенной быстроходной косозубой ступенью (рис. 3.3, *б*) плавающими должны быть подшипники быстроходного вала I (конструктивное исполнение см. рис. 3.8, *а*, *б*), а у редуктора с раздвоенной тихоходной косозубой ступенью (рис. 3.3, *в*) плавающими следует выполнять подшипники тихоходного вала (конструктивное исполнение см. рис. 3.8,*в*). Примеры конструктивного исполнения промежуточного вала редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью (см. вал II на рис. 3.3, *в*) показаны на рис. 3.9. Если диаметр вершин шестерен d_{a1} больше диаметра $d_к$ ступени вала, на которой устанавливается колесо быстроходной нераздвоенной передачи, то с целью обеспечения сборки колеса, одну из шестерен выполняют насадной (рис. 3.9, *а*). Вторая шестерня выполняется за одно целое с валом. При $d_{a1} < d_к$ обе шестерни выполняют за одно целое с валом (рис. 3.9, *б*). В последнем случае колесо устанавливается на ступени вала диаметром $d_к$ и поджимается до упора в буртик вала круглой шлицевой гайкой, для которой предусматривается ступень 1 вала с резьбой и пазом для язычка многолапчатой стопорной шайбы, предохраняющей отвинчивание шлицевой гайки. Диаметр буртика $d_{б.к} \geq d_к + (3{,}6...4)f$, где f - размер фаски в отверстии ступицы колеса.

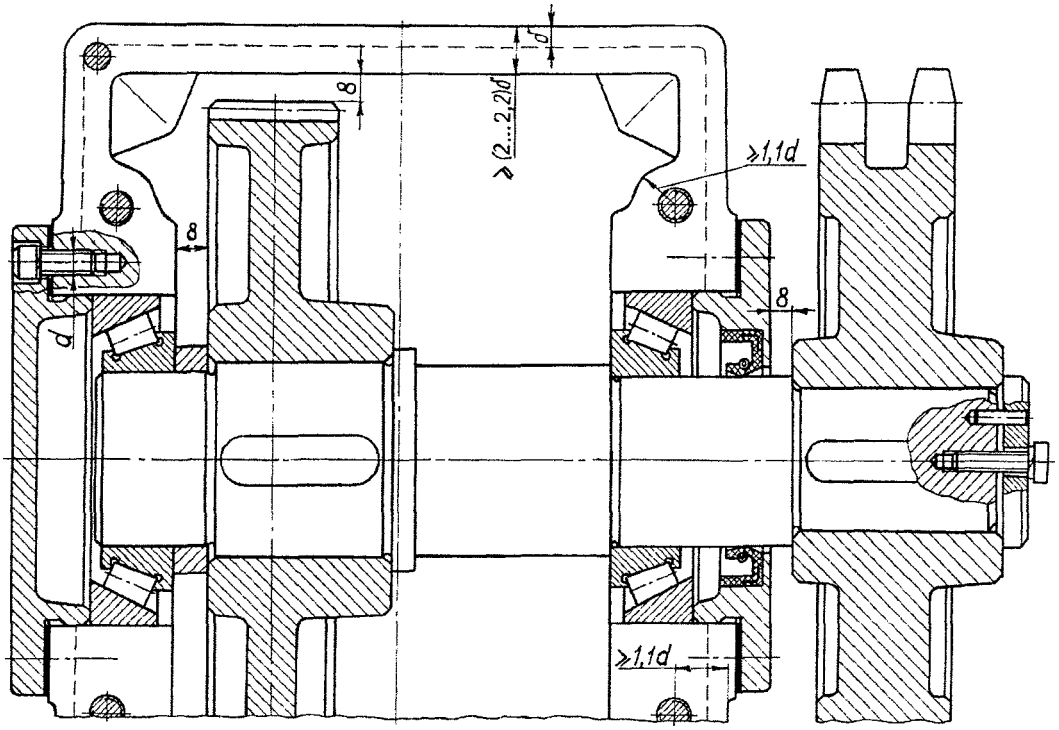


Рис. 3.7. Вариант конструкции тихоходного вала двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по простой развернутой схеме

Соосные цилиндрические редукторы (рис. 3.3, *д*...*з*) имеют малые габариты по длине и в ряде случаев удобны с точки зрения общей компоновки машины. Однако по сравнению с редукторами, выполненными по развернутым схемам, они обладают рядом недостатков: быстроходная ступень, имеющая габариты (a_w) тихоходной, обычно сильно недогружена;

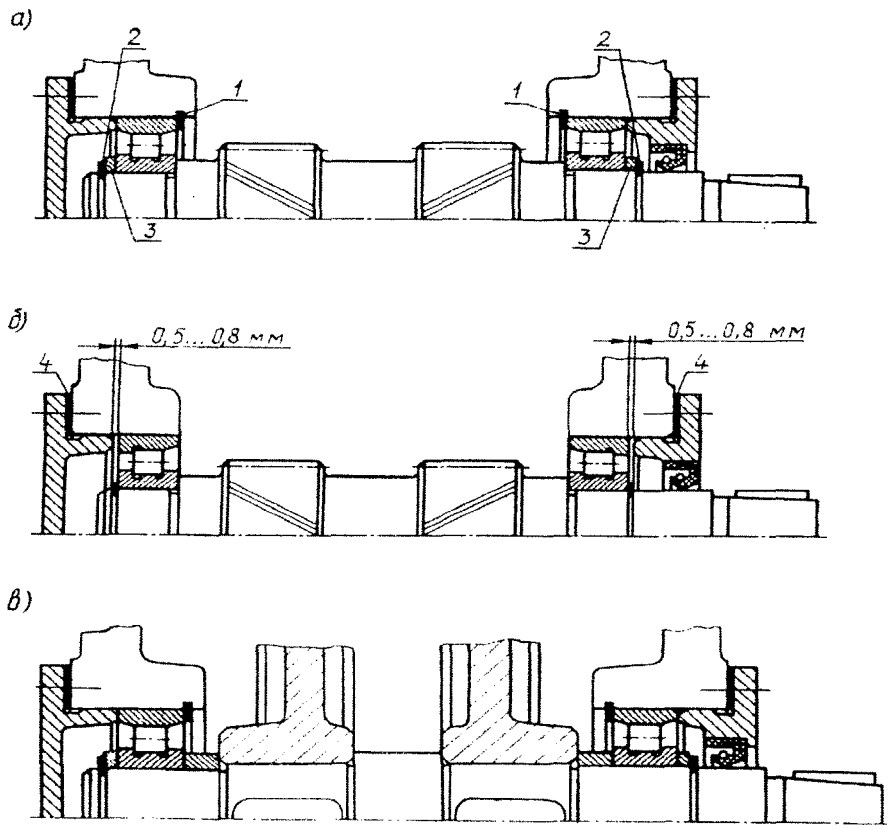


Рис. 3.8. Конструкции валов раздвоенных косозубых ступеней с плавающими опорами (плавающие валы): 1 - пружинное плоское внутреннее кольцо; 2 -пружинное плоское наружное кольцо; 3 - компенсаторное кольцо, толщина которого подбирается при сборке; 4 - набор металлических регулировочных прокладок

расположение опор соосных валов внутри корпуса усложняет его конструкцию, приводит к увеличению длины промежуточного вала, а следовательно, и его прогибов; соосные редукторы имеют большие габариты по ширине и массу.

Соосные редукторы выполняют с валами, расположенными как в горизонтальной плоскости (рис. 3.3, *д*, *е*), так и в вертикальной (рис. 3.3, *ж*, *з*). В этих редукторах оси быстроходного и тихоходного валов совпадают.

На рис. 3.10 и 3.11 показаны двухступенчатые цилиндрические горизонтальные соосные редукторы с внутренней стенкой, предназначенной для размещения опор соосных валов. На рис. 3.10 внутренняя стенка предусмотрена по всей длине корпуса, на рис. 3.11 она имеет ограниченную длину. Так как в конструкции корпуса на рис. 3.10 внутренняя стенка полностью перекрывает корпус, то при общей масляной ванне для сообщения обеих частей корпуса в ней делают окна прямоугольной формы. Для опор соосных валов во внутренней стенке предусмотрен массивный прилив с отверстием под подшипники, образующий так называемую промежуточную опору. Подшипники соосных валов, устанавливаемые в промежуточной опоре, имеют разные габариты, так как один из них является опорой быстроходного вала, а второй – тихоходного вала. Поэтому возможны два варианта конструкции промежуточной опоры. В первом варианте (рис. 3.10) отверстие в промежуточной опоре растачивают одного диаметра, равного наружному диаметру подшипника тихоходного вала, что

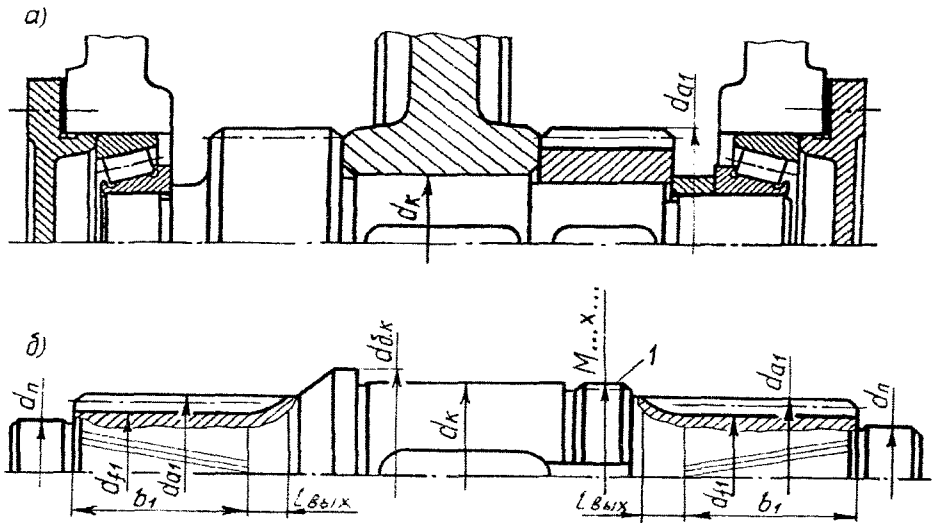


Рис. 3.9. Примеры конструкций промежуточного вала редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью (вал II на схеме рис. 3.3, *в*)

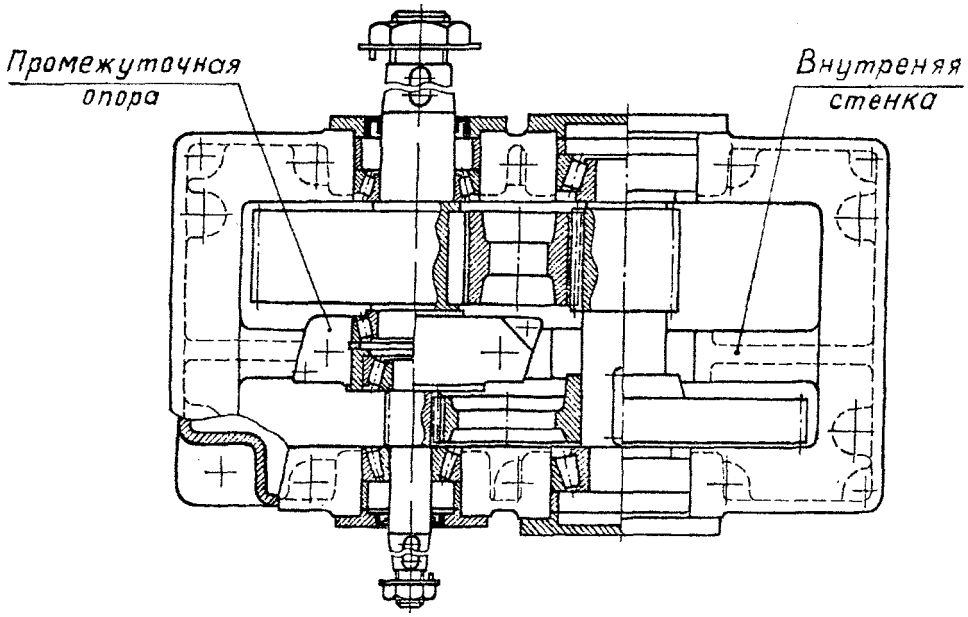


Рис. 3.10. Двухступенчатый цилиндрический горизонтальный соосный редуктор с внутренней стенкой по всей длине корпуса

значительно упрощает обработку. Подшипник быстроходного вала, имеющий меньшие габариты, установлен в дополнительной втулке. Во втором варианте (рис. 3.11) отверстие под подшипники выполняют непосредственно во внутренней стенке корпусе, проводя обработку отверстий с двух сторон. При этом буртики (заплечики) для подшипников образуют в обоих отверстиях, что обеспечивает наиболее высокую точность установки подшипников. На рис. 3.10 упор подшипника тихоходного вала и дополнительной втулки с подшипником быстроходного вала осуществляется в специальное кольцо между ними, которое устанавливается по посадке H11/h11 в канавку, выполняемую в приливе внутренней стенки корпуса.

Подшипники, установленные в промежуточной опоре, крепятся сверху отдельной крышкой (рис. 3.10 и 3.11). Крышку крепят к корпусу винтами или шпильками (рис. 3.11, *В-В*) и фиксируют двумя коническими штифтами (рис. 3.11, *Г-Г*). Для увеличения жесткости внутренней стенки ее верхний край имеет горизонтальное ребро (рис. 3.11, *Б-Б*, *Д-Д*).

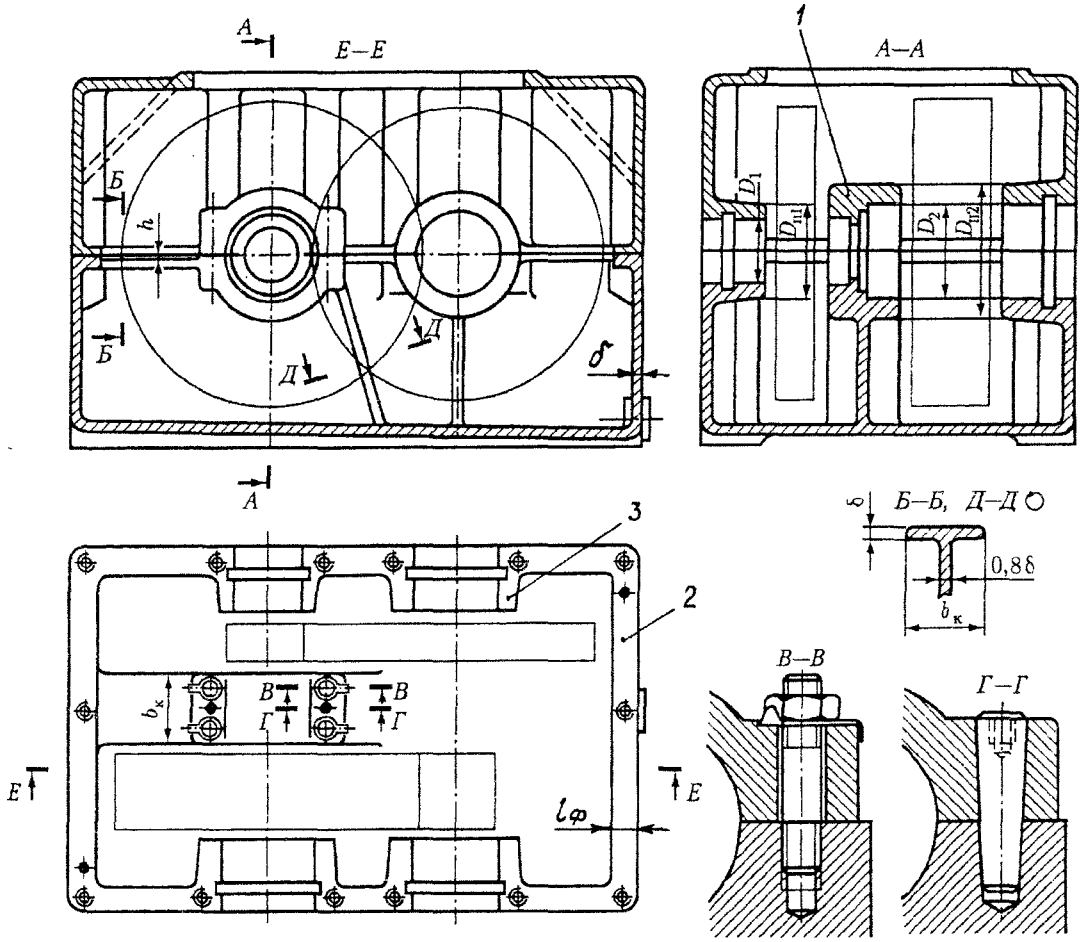


Рис. 3.11. Двухступенчатый цилиндрический горизонтальный соосный редуктор с внутренней стенкой ограниченной длины [2]: 1 – промежуточная опора; 2 – фланец корпуса; 3 – прилив для подшипникового гнезда

Двухступенчатый цилиндрический горизонтальный соосный редуктор (рис. 3.12) выполнен по схеме рис. 3.3, *е*. Редуктор имеет меньшие габаритные размеры по ширине по сравнению с представленными на рис. 3.10 и 3.11, так, в нем отсутствует внутренняя стенка. Оба подшипника быстроходного вала размещены в стакане, который одновременно предназначен и для установки одной из опор тихоходного вала. Для увеличения жесткости стакан выполнен с толстыми оребренными стенками. Колесо тихоходной ступени, в отверстии которого размещен подшипник, изготовлено за одно целое с валом. Посадка колеса быстроходной ступени рассчитана на передачу вращающего момента и осевой силы без использования шпоночного соединения. Для обеспечения зацепления быстроходной передачи стакан имеет специальный вырез (см. *А-А* на рис. 3.12).

Двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор с валами, расположенными в вертикальной плоскости (рис. 3.13), выполнен по схеме рис. 3.3, *ж*. Как и в горизонтальных соосных редукторах (рис. 3.10 и 3.11), в данной конструкции предусмотрена промежуточная опора для подшипников соосных валов. Эта опора в виде массивного прилива выполняется во внутренней стенке нижней части корпуса и закрывается сверху отдельной съемной крышкой,

аналогичной конструкции, приведенной на рис. 3.11. Крышку подшипников крепят к корпусу винтами или шпильками и фиксируют двумя коническими штифтами. Для смазывания быстроходной ступени редуктора предусмотрена установка на отдельной оси смазочного зубчатого колеса из полимерного материала.

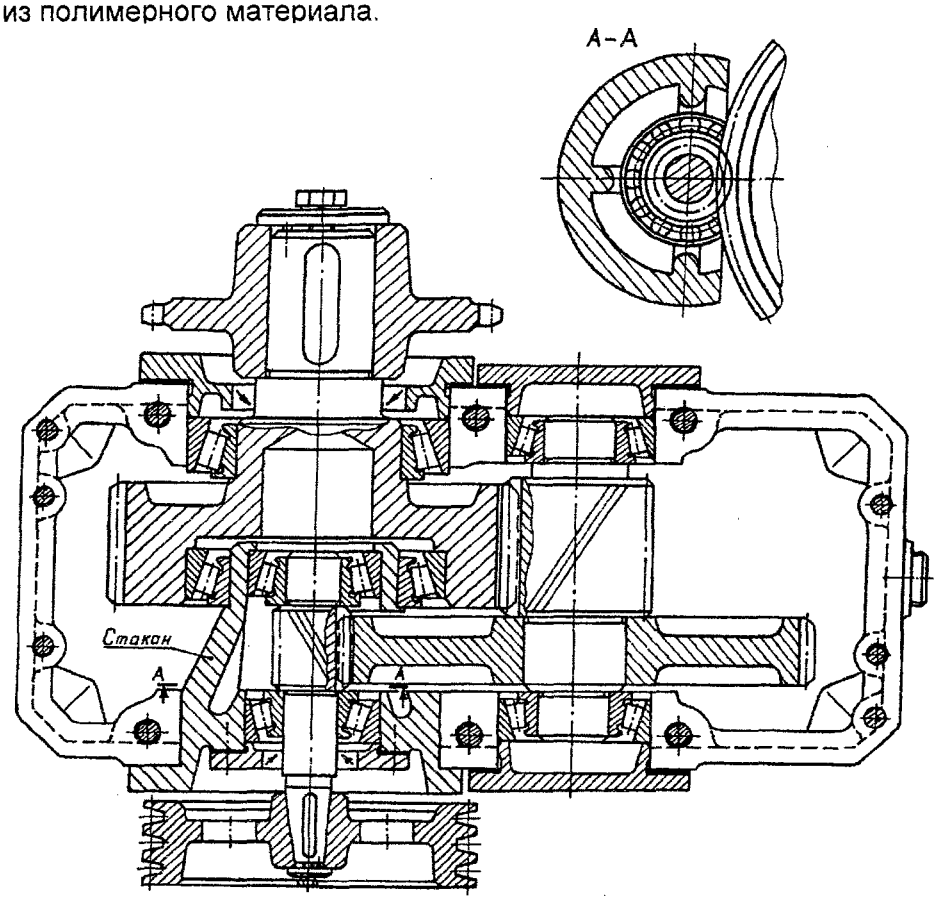


Рис. 3.12. Двухступенчатый цилиндрический горизонтальный соосный редуктор без внутренней стенки в корпусе

В цилиндрических редукторах насадного исполнения тихоходный вал выполняют полым с внутренними шлицами (см. рис. 4.2, а). Такой вал соединяется непосредственно с валом ведомой машины.

Агрегат, в котором конструктивно объединены электродвигатель и редуктор, называется **мотор–редуктор**. Мотор–редукторы на базе цилиндрических передач получили широкое распространение.

На рис. 3.14 показан мотор-редуктор на базе двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора с расположением валов в вертикальной плоскости. Корпус редуктора 1 и щит 4 литые чугунные состыкованы в вертикальной плоскости двумя цилиндрическими штифтами. Расположение одной опоры вала в корпусе, а второй в щите позволило создать технологичную конструкцию, сократить осевой габарит редуктора и значительно уменьшить его массу.

В задней стенке щита 4 находятся расточка и резьбовые отверстия для фланцевого соединения с электродвигателем 6. Насаженная на вал двигателя шестерня 5 быстроходной ступени находится в зацеплении с колесом 9, установленным на промежуточном валу 13. Шестерня тихоходной ступени выполнена за одно целое с промежуточным валом 13, который вращается на двух конических роликоподшипниках 8. Тихоходный вал 14 с установленным на нем колесом 2 вращается на двух конических роликоподшипниках 18. Зубчатые пары изготовлены из стали 25ХГМ. Термообработка – нитроцементация.

Конические роликоподшипники регулируются стальными прокладками 17 и 11, устанавливаемыми под крышки 16, 12. Неподвижные соединения уплотняются прокладками, а выходной вал – резиновой армированной манжетой 15 по ГОСТ 8752–79 исполнения 1.

В верхней части корпуса 1 находится отверстие для залива масла и для установки отдушины 3. В нижней части щита 4 расположено отверстие для слива масла, закрытое пробкой 10. Уровень масла контролируется по маслоуказателю 7, изготовленному из прозрачного материала.

Смазка осуществляется из общей масляной ванны: зубчатых колес быстроходной ступени – окунанием, тихоходной ступени и подшипников обеих ступеней - разбрызгиванием (в том числе и переднего подшипника электродвигателя).

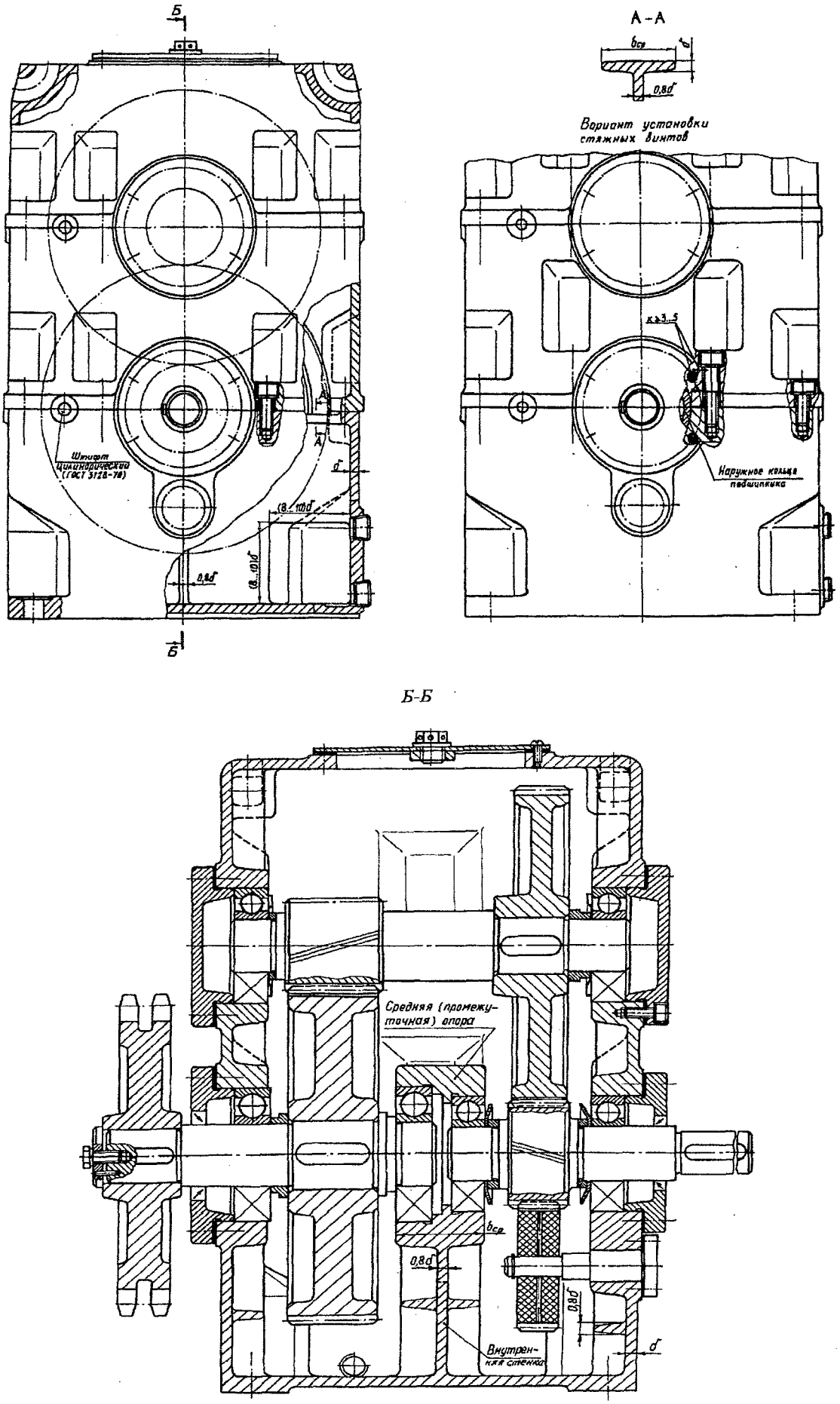


Рис. 3.13. Двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор с валами, расположенными в вертикальной плоскости

В акционерном обществе закрытого типа АОЗТ НИИ «Редуктор» (Украина) (бывший ВНИИредуктор) разработана целая гамма двухступенчатых (рис. 3.15) и трехступенчатых (рис.3.16) цилиндрических мотор–редукторов с номинальной частотой вращения выходного (тихоходного) вала $n = 90...10$ $мин^{-1}$ и соответственно с общим передаточным отношением $i_p = 10{,}08...138{,}68$ и номинальным вращающим моментом на выходном валу $T = 400...500$ $Н \cdot м$. Конструкции отличаются высокой степенью унификации. Предусмотрены исполнения на лапах (рис. 3.15) и фланцевое (рис. 3.16). Мотор–редукторы могут ра- ботать с выходным валом, расположенным горизонтально, а также вертикально (вверх или вниз). Соответствующим образом меняется положение заливной, контрольной и сливной пробок. Оригинальное расположение осей валов обеспечило компактность конструкции. У двухступенчатого мотор-редуктора вал двигателя с шестерней быстроходной ступени смещен относительно вертикальной оси симметрии корпуса (см. рис. 3.15), у трехступенчатого – совпадает (рис. 3.16).

В качестве опор валов используются конические роликоподшипники, поставленные по схеме «враспор».

Колеса в мотор–редукторах установлены на валах по посадке с натягом (без шпонок). Для осевого фиксирования деталей на конце выходного вала установлено упорное кольцо круглого сечения.

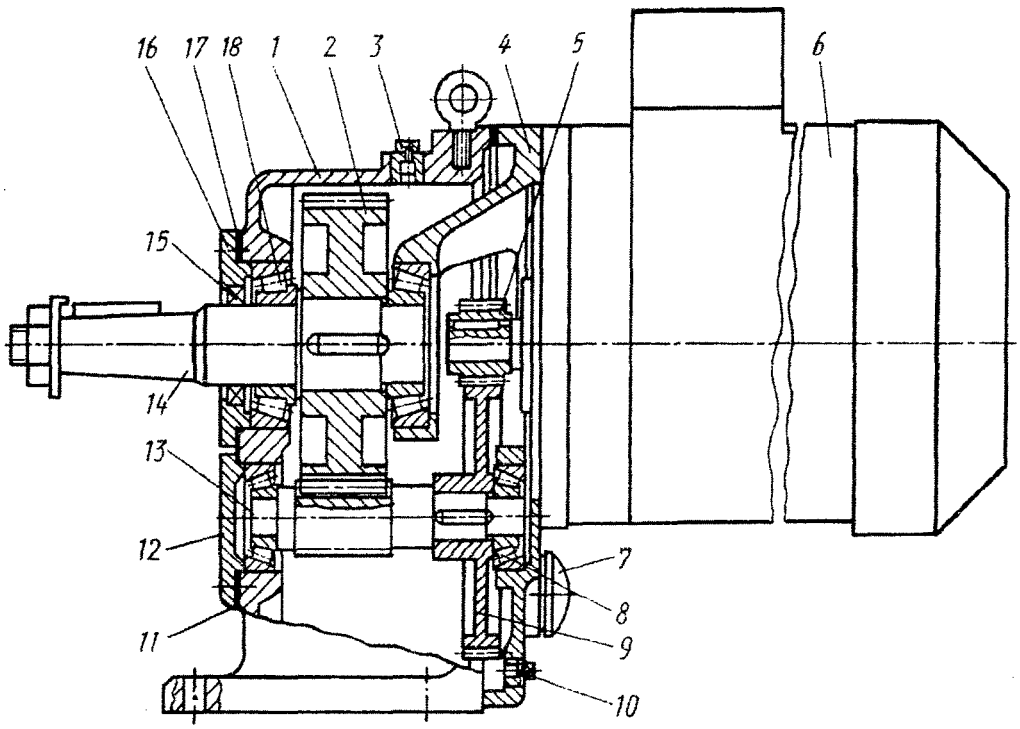


Рис. 3.14. Двухступенчатый цилиндрический соосный мотор–редуктор

3.2. КОНСТРУКЦИИ КОРПУСОВ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

Основа корпуса цилиндрического редуктора – коробка с толщиной стенки δ (см. рис. 3.11). Для удобства монтажа корпус выполняют разъемным (рис. 3.1, 3.4, 3.10...3.13). Плоскость разъема проходит, как правило, через оси валов и для удобства обработки располагается параллельно плоскости основания. Разъемная конструкция корпуса позволяет каждый вал редуктора собирать и контролировать заранее независимо от других валов и затем устанавливать в корпус.

Для образования соединения плоскость разъема корпуса оформляют фланцами 2 (рис. 3.11), которые объединяют с приливами (бобышками) 3 для подшипниковых гнезд.

Ширину фланца $l_ф$ принимают:

$$l_ф = (2...2{,}2)\delta .$$

Диаметр приливов $D_П$ для подшипниковых гнезд:

$$D_П = 1{,}25D + 10 \ \ мм ,$$

где D – диаметр отверстия в корпусе для опоры вала. Например, на рис. 3.11:

$$D_{П1} = D_1 + 10 \ мм ; \ D_{П2} = D_2 + 10 \ мм .$$

В ряде конструкций редукторов ширину фланца $l_ф$ принимают одинаковой по всему контуру корпуса и равной длине подшипникового гнезда тихоходного вала (рис. 3.4, 3.10). Поверхность стыка фланцев при сборке покрывают тонким слоем герметика.

Составные части разъемных корпусов редукторов соединяют болтами или винтами и положение их точно фиксируют с помощью цилиндрических или конических штифтов.

К основным элементам корпуса любого редуктора относятся также крышки подшипников (закладные или привертные), смотровой люк и крышки люка с пробкой – отдушиной, проушины, смазочные устройства (пресс – масленки, пробки для заливных и сливных отверстий, маслоуказатель) и уплотнения (внешние и, при необходимости, внутренние). Подробное описание элементов конструкции редуктора и их назначение см. п. 4.

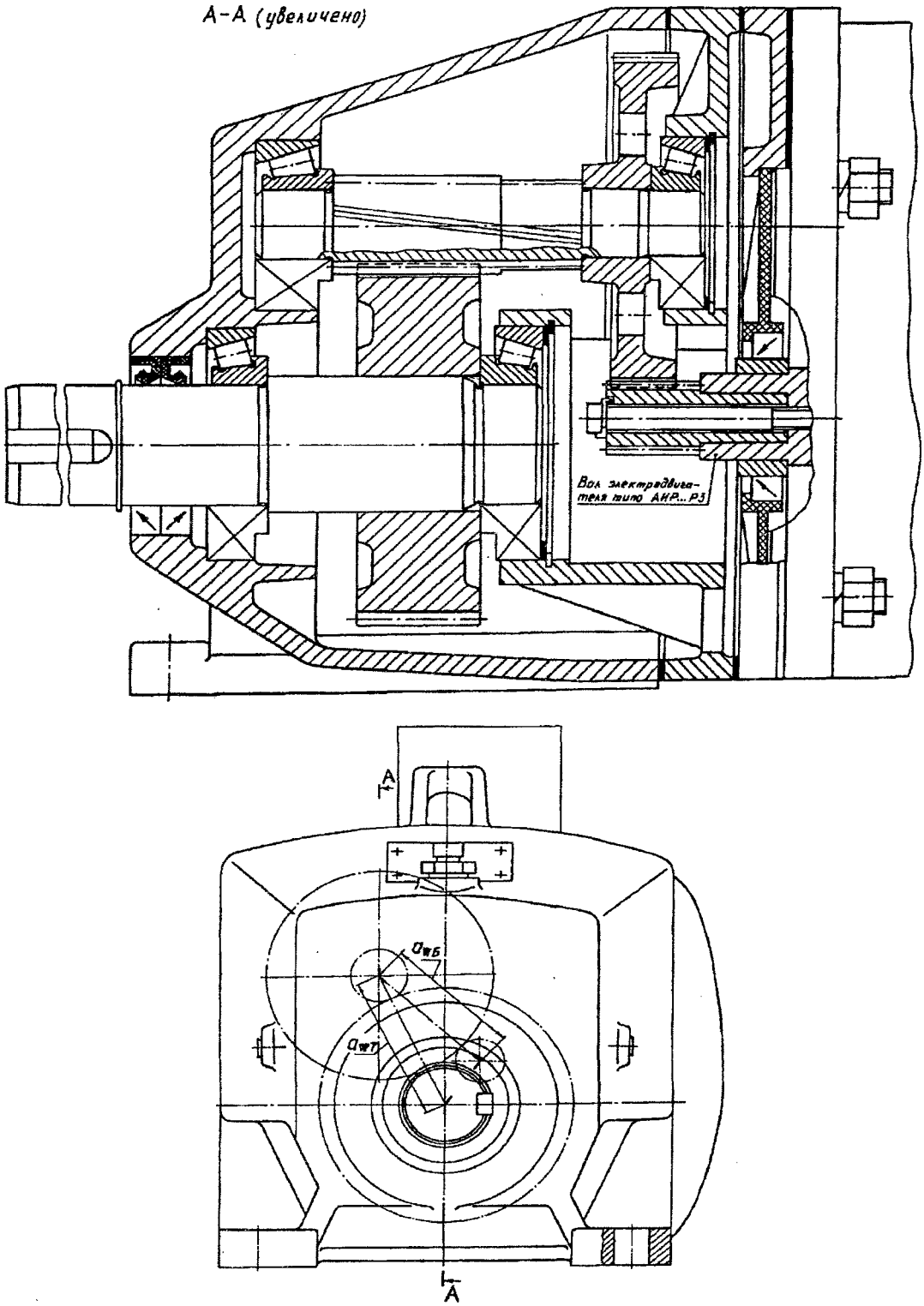


Рис. 3.15. Двухступенчатый цилиндрический мотор – редуктор (исполнение – на лапах): $a_{wБ}$, a_{wT} - межосевое расстояние соответственно быстроходной и тихоходной ступеней

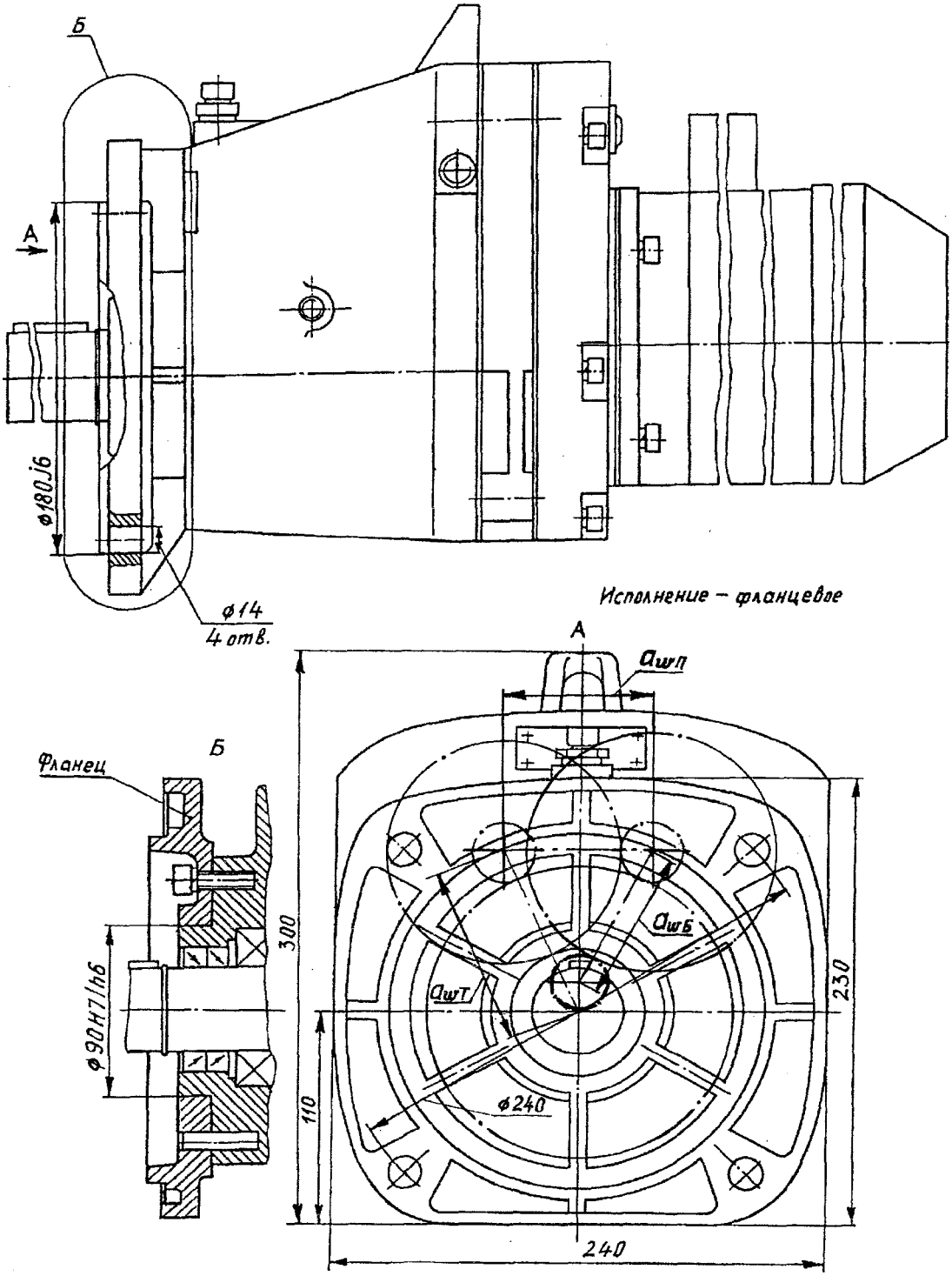


Рис. 3.16. Трехступенчатый цилиндрический мотор – редуктор (исполнение - фланцевое): $a_{wБ}$, $a_{wП}$, a_{wT} - межосевое расстояние соответственно быстроходной, промежуточной и тихоходной ступеней

3.3. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ

Основными критериями работоспособности цилиндрических зубчатых передач, работающих в закрытом корпусе, являются контактная прочность зубьев и прочность их при изгибе, которые обеспечиваются выполнением следующих условий:

1) сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев при

$$\sigma_H \le [\sigma_H], \qquad (3.1)$$

где σ_H - расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления; $[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение.

Условие (3.1) исключает усталостное выкрашивание поверхностных слоев зубьев при действии контактных напряжений;

2) сопротивление усталости зубьев при изгибе, когда

$$\sigma_F \le [\sigma_F], \tag{3.2}$$

где σ_F – расчетное напряжение изгиба в опасном сечении зуба; $[\sigma_F]$ - допускаемое напряжение изгиба для зуба.

Условие (3.2) исключает усталостную поломку зубьев при действии напряжений изгиба;

3) контактная прочность активных поверхностей зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), когда

$$\sigma_{H\max} \le [\sigma_{H\max}], \tag{3.3}$$

где $\sigma_{H\max}$ и $[\sigma_{H\max}]$ - соответственно расчетное и допускаемое контактные напряжения при действии пиковой нагрузки.

Условие (3.3) предотвращает остаточные деформации активных поверхностей зубьев или хрупкое разрушение их поверхностного слоя при действии пиковой нагрузки, не учитываемой в расчете на сопротивление контактной усталости;

4) прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке), когда

$$\sigma_{F\max} \le [\sigma_{F\max}], \tag{3.4}$$

где $\sigma_{F\max}$ и $[\sigma_{F\max}]$ - соответственно расчетное и допускаемое напряжения изгиба при действии пиковой нагрузки.

Условие (3.4) исключает статическую поломку зубьев при действии пиковой нагрузки, не учитываемой в расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе.

4. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ РЕДУКТОРА И ИХ НАЗНАЧЕНИЕ

4.1. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ КОРПУСА РЕДУКТОРА

В зависимости от конструкции и вида используемых передач корпус редуктора может быть разъемным и неразъемным. Разъемные корпуса имеют одну или две плоскости разъема, проходящие через оси валов. По всему периметру плоскости разъема предусматривают фланцы, соединяющие составные части корпуса. В свою очередь фланцы объединены с массивными приливами (бобышками) для подшипниковых гнезд. При сборке поверхности стыка фланцев покрывают пастой типа Герметик. Соединение составных частей разъемных корпусов редукторов производится стяжными болтами или винтами и положение их точно фиксируется с помощью цилиндрических или конических штифтов.

В неразъемных конструкциях корпусов редукторов предусматривают отверстия, закрываемые крышками, через которые производится установка передач.

4.2. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ КОНЦОВ ВАЛОВ

Концы быстроходных и тихоходных валов редукторов выполняют цилиндрической (рис. 4.1, *а*) или конической (рис. 4.1, *б*) формы. Основные размеры цилиндрических концов валов регламентированы ГОСТ 12080-66, конических – ГОСТ 12081-72. Каждый из этих стандартов предусматривает два исполнения концов валов: исполнение 1 - длинные и исполнение 2 – короткие. Наибольшее распространение получили валы исполнения 2.

В редукторах насадного исполнения тихоходные (выходные) валы выполняют полыми с внутренними шлицами (рис. 4.2, *а*).

С целью уменьшения габаритов привода в плане тихоходный вал редуктора выполняют с венцом зубчатой муфты (рис. 4.2, *б*). Вторая полумуфта крепится к приводному элементу, ось которого опирается на подшипник, устанавливаемый в расточке тихоходного вала. В результате образуется встроенная внутри приводного узла зубчатая муфта, что обеспечивает компактность конструкции привода. Такое исполнение тихоходного вала широко применяется в редукторах грузоподъемных лебедок.

4.3. КРЫШКИ ПОДШИПНИКОВ

Крышки подшипников изготовляют из чугуна марок СЧ15, СЧ20. Различают крышки привертные (или накладные) и закладные (или врезные).

Привертные крышки (рис. 4.3) крепятся к корпусу винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ (рис. 4.3, *а*) или болтами (рис. 4.3, *б*). В последнем случае опорную поверхность в виде пояска под головки крепежных болтов необходимо обрабатывать.

Для того, чтобы смазочное масло не просачивалось через фланцы крышек, некоторые заводы цилиндрический участок крышки уплотняют кольцами из маслобензостойкой резины (рис. 4.3, *в*). Привертные крышки на рис. 4.3, *а*, *б* выполнены глухими, на рис. 4.3, *г*, *д* - с отверстием для выходного конца вала. Крышки с отверстием обычно снабжают внешним уплотнением в виде резиновой армированной манжеты.

На рис. 4.3, *е* показана предпочтительная форма фланца привертной крышки.

Привертные крышки применяют в основном при неразъемной конструкции корпуса редуктора, однако встречаются примеры их использования и в разъемных конструкциях корпусов.

При разъемных корпусах наиболее рациональны закладные крышки, показанные на рис. 4.4. Они не требуют крепления резьбовыми деталями, так как их удерживает кольцевой выступ на поверхности крышки, для которого в корпусе выполнена канавка. Как и привертные, закладные крышки выполняют с отверстием для выходного конца, снабжая их манжетным уплотнением (рис. 4.4, *а*), и глухими (рис. 4.4, *б*).

В некоторых конструкциях редукторов внешнее уплотнение в закладной крышке с отверстием не предусматривают, а устанавливают минимальный зазор между валом и отверстием в крышке, который при эксплуатации заполняют пластичной смазкой (рис. 4.4,*г*).

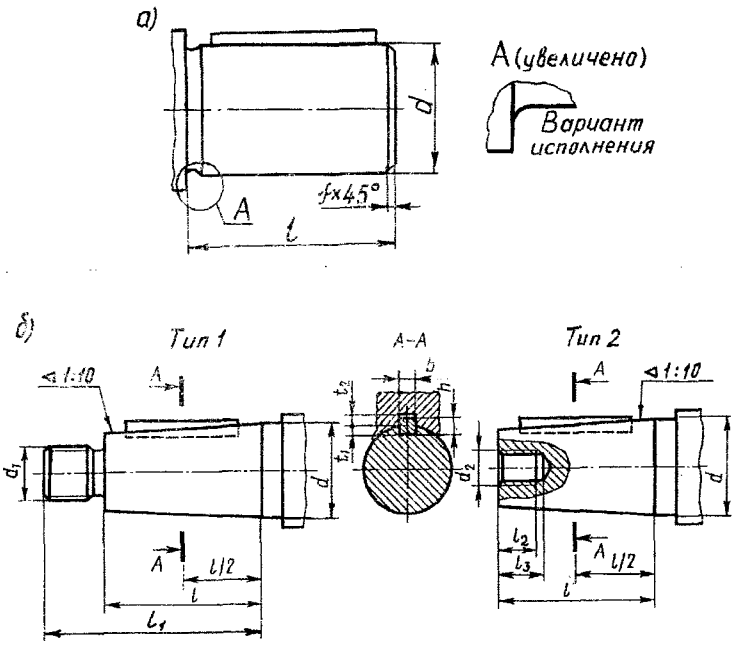


Рис. 4.1. Конструктивное исполнение концов валов:
а – концы валов цилиндрические; *б* – концы валов конические с конусностью 1:10

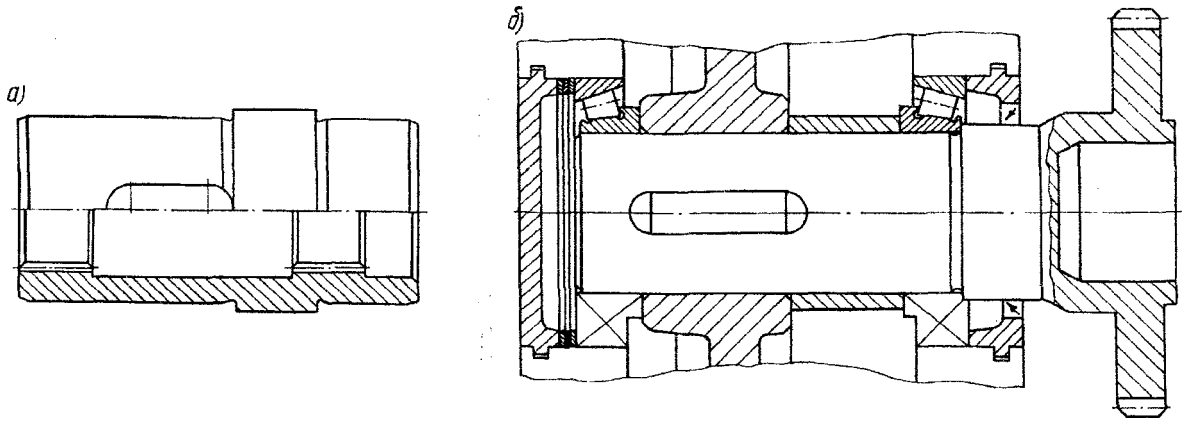


Рис. 4.2. Варианты конструктивного исполнения тихоходных (выходных) валов:
а – полый вал с внутренними шлицами; *б* – исполнение с венцом зубчатой муфты

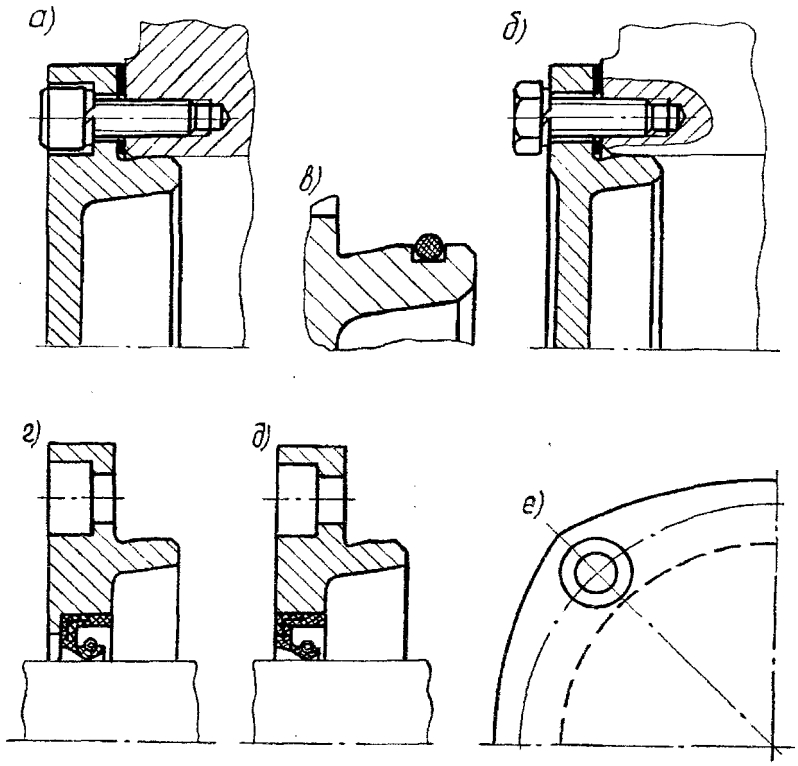


Рис. 4.3. Конструкции привертных крышек

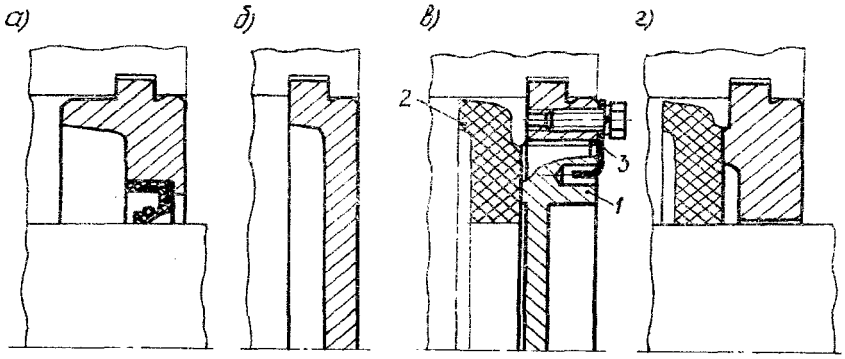


Рис. 4.4. Конструкции закладных крышек

При регулировании подшипников регулировочными винтами, в случае применения закладных крышек, регулировочный винт 1 большого диаметра выполняют из стали и ввинчивают в крышку (рис. 4.4, *в*). В процессе регулирования винт воздействует на внешнее кольцо подшипника через промежуточную нажимную шайбу 2 (может выполняться из пластмассы). Фиксация винта 1 производится замком 3.

4.4. КРЫШКИ СМОТРОВЫХ ЛЮКОВ И ПРОБКИ-ОТДУШИНЫ

Для залива масла в редуктор, контроля сборки зацепления и его состояния в эксплуатации предусматривают люки. Люки в корпусе выполняют прямоугольной или (реже) круглой формы и закрывают крышками. Наибольшее распространение получили стальные крышки (рис. 4.5) из листов толщиной $\delta_к \geq 3мм$: при единичном и мелкосерийном производстве – простой формы (рис. 4.5, *а*), а при средне– и крупносерийном – штампованные (рис. 4.5, *б*).

Для того, чтобы внутрь корпуса не засасывалась пыль, под крышку ставят уплотняющие прокладки (из картона марки А толщиной 1...1,5 мм или технической маслобензостойкой резины толщиной 2...3 мм). В крышках люков располагают пробки–отдушины (рис. 4.5, *в*), выполняющие одновременно функции заливной пробки.

В небольших редукторах с нерегулируемым зацеплением люки необязательны. В этих случаях устанавливают только отдушину, используя ее как заливную пробку. В небольших редукторах небольшого объема отдушины необязательны. Отверстия для залива масла в них закрывают пробками с цилиндрической или конической резьбой (рис. 4.8, а...*в*).

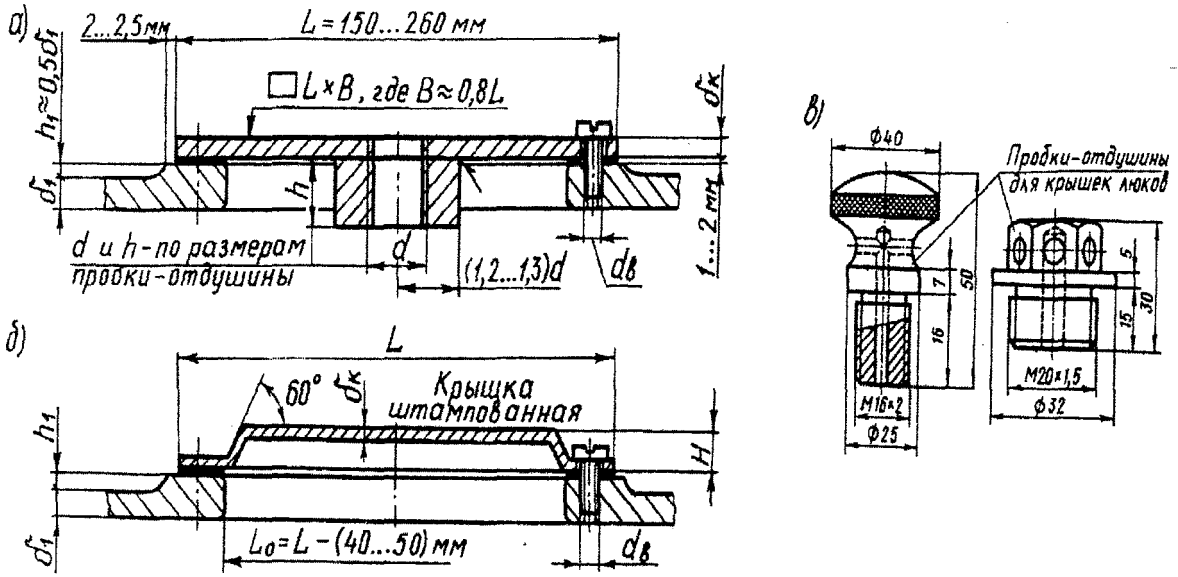


Рис. 4.5. Крышки смотровых люков (*а* , *б*) и пробки-отдушины (*в*)

4.5. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПОДЪЕМА И ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ И РЕДУКТОРА В СБОРЕ

Для подъема и транспортирования крышки корпуса и редуктора в сборе предусматривают проушины, отливая их заодно с крышкой (рис. 4.6). Выполняют проушины в виде ребра с отверстием (рис. 4.6, *а* , *б*) или сквозного отверстия (рис. 4.6, *в*).

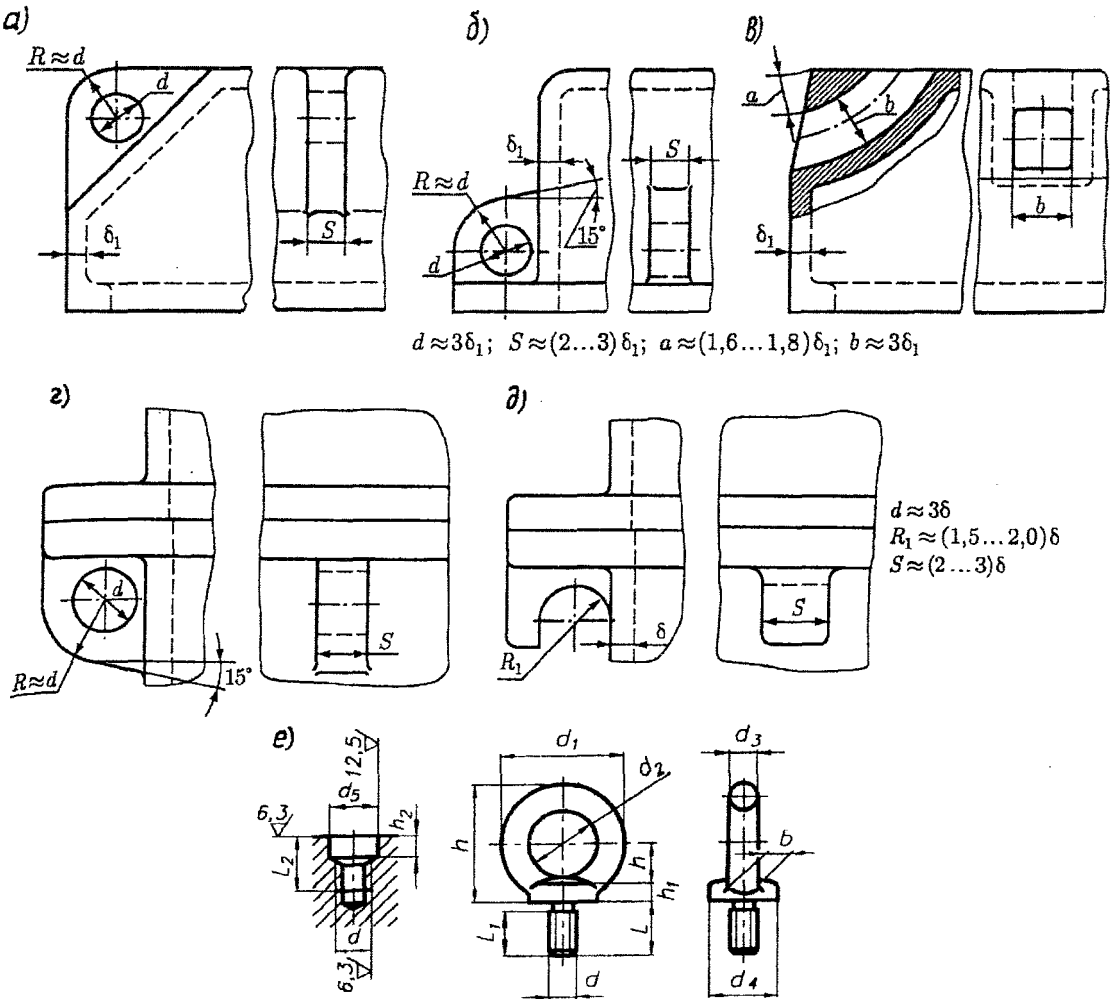


Рис. 4.6. Устройства для подъема и транспортирования корпусных деталей и редуктора в сборе: *а* ...*в* – проушины крышки; *г*...*д* – проушины корпуса редуктора; *е* – рым-болт

Для корпусов больших размеров предусматривают крючья или проушины, отлитые заодно с корпусом (рис. 4.6, *г*, *д*).

Для подъема и транспортирования редуктора в сборе в ряде случаев используют рым-болты (рис. 4.6, *е*).

4.6. СМАЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

К смазочным устройствам относят пресс-масленки, пробки для заливных и сливных отверстий, а также маслоуказатели.

Пресс–масленки. Подшипники качения, к которым затруднен доступ масла, смазывают пластичным смазочным материалом (Литол–24, ЦИАТИМ–201, ОКБ–122–7 и др.). Для подачи в подшипники пластичного смазочного материала применяют пресс–масленки (рис. 4.7, *а*). Смазочный материал подают под давлением специальным шприцем. Для удобства подвода шприца в ряде случаев применяется специальный переходной штуцер 1 (рис. 4.7, *б*).

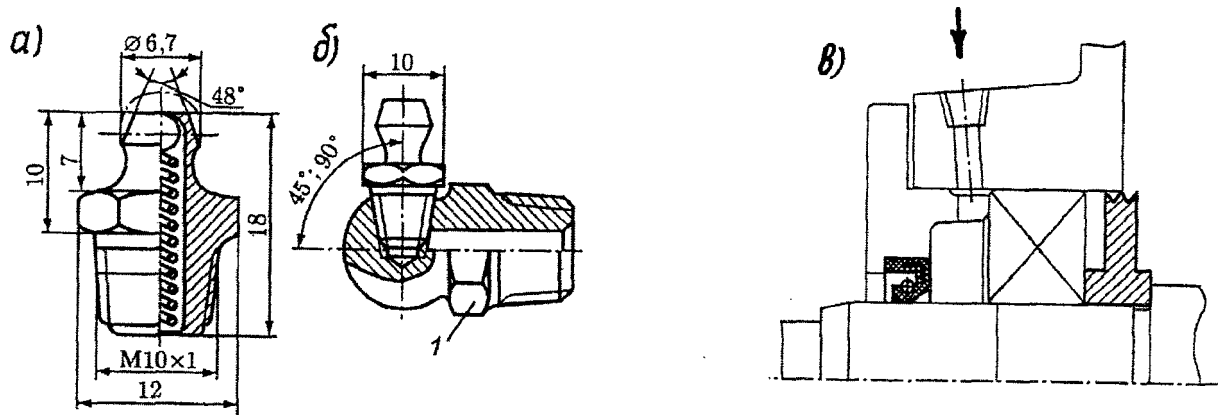


Рис. 4.7. Пресс–масленки:
а, *б* – пресс–масленки (1 – переходной штуцер);
в – место установки пресс–масленки (показано стрелкой)

Пробки. Заливные и сливные отверстия в корпусах редукторов закрывают пробками с цилиндрической или конической резьбой (рис. 4...8, *а*...*в*). Заливные отверстия предназначены для залива масла и их закрывают пробками в том случае, когда в конструкции корпуса отсутствуют люк и крышка люка с пробкой–отдушиной.

Для слива загрязненного масла в корпусе предусматривают отверстие, закрываемое пробкой. Варианты оформления сливных отверстий показаны на рис. 4.8, *г*...*з*. Для слива масла без остатка у сливного отверстия выполняют местное углубление (рис. 4. 8, *г*). Наилучшим вариантом является расположение сливного отверстия в дне корпуса (рис. 4.8, *д*), однако конструкции приводов не всегда позволяют использовать данный вариант. Иногда оказывается удобным в сливное отверстие ввернуть угольник, закрытый пробкой (рис. 4.8, *е*). Для того, чтобы сливаемое масло не растекалось по наружной поверхности корпуса, применяют сливные отверстия «с бородой» (рис. 4.8, *ж*). Если сливное отверстие выполняют в лапе редукторе, то предусматривают специальный прилив, как показано на рис. 4.8, *з*.

Перед сверлением сливного отверстия прилив в корпусе фрезеруют, поэтому он должен выступать над необрабатываемой поверхностью на высоту $h_1 = 0{,}5\delta$, где δ – толщина стенки корпуса.

Под пробки с цилиндрической резьбой ставят уплотняющие прокладки, так как данная резьба не создает надежного уплотнения (рис. 4.8, *и*).

Коническая резьба создает герметичное уплотнение. Поэтому пробки с конической трубной резьбой не требуют дополнительного уплотнения, а также обработки торца. Их установка предпочтительнее.

Пробки с конической резьбой широко используют в качестве маслоуказателя (для контроля за верхним уровнем масла).

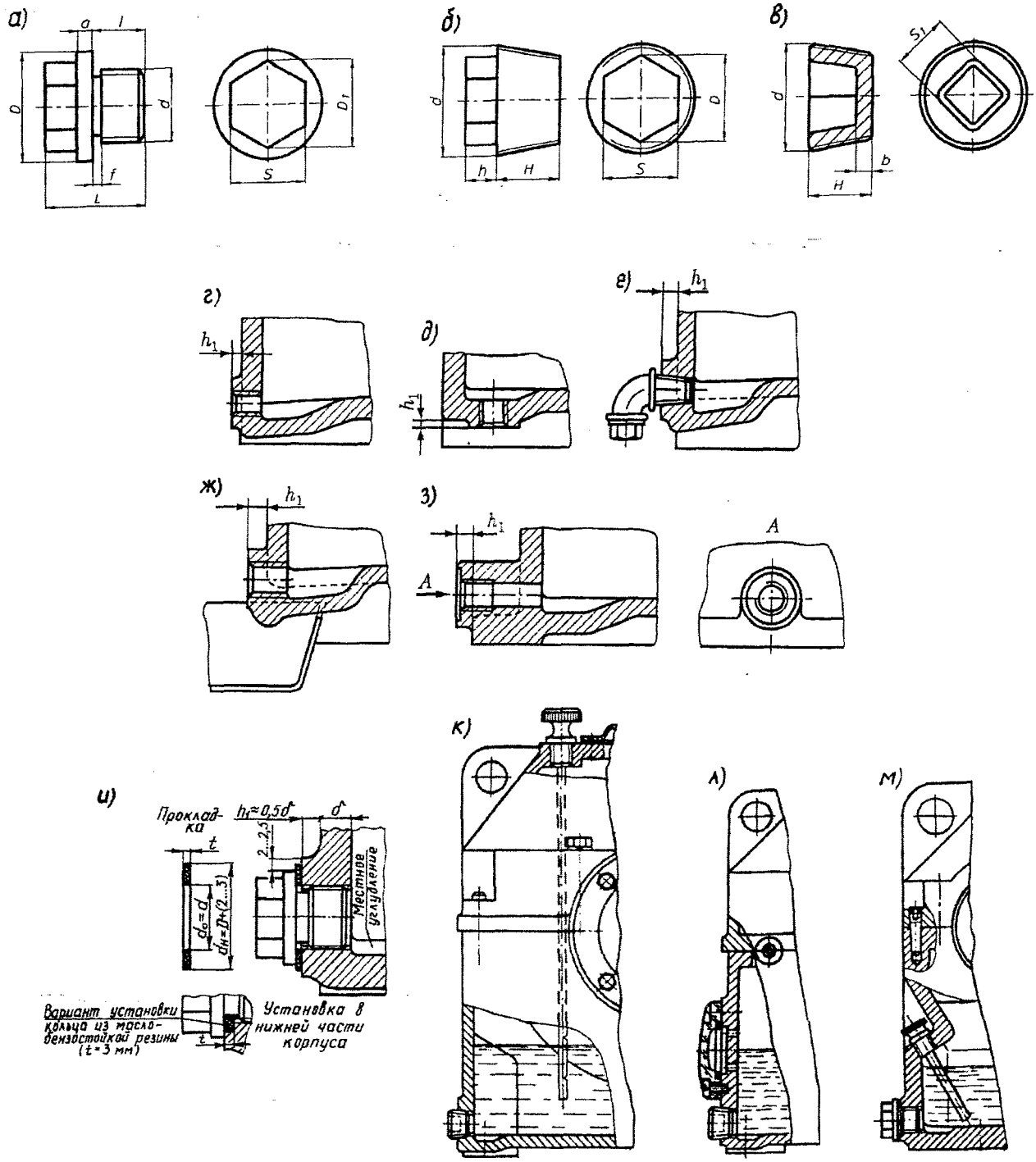


Рис. 4.8. Пробки:
а – пробка с цилиндрической резьбой; *б*, *в* – пробки с конической резьбой; *г*...*з* – варианты оформления сливных отверстий; *и* – установка пробки с цилиндрической резьбой; *к*...*м* – примеры конструкций

Маслоуказатели. Контроль уровня масла в корпусе редуктора проводится чаще всего жезловыми маслоуказателями (щупами) (рис. 4.9, *а*...*в*).

Круглые маслоуказатели из прозрачного материала (оргстекла) удобны для корпусов, установленных достаточно высоко над уровнем пола (рис. 4.9, *г*).

Для контроля за нижним и верхним уровнями масла используют пробки с конической трубной резьбой, устанавливая их парами (рис. 4. 9, *д*). Можно устанавливать только одну пробку для контроля за верхним уровнем масла.

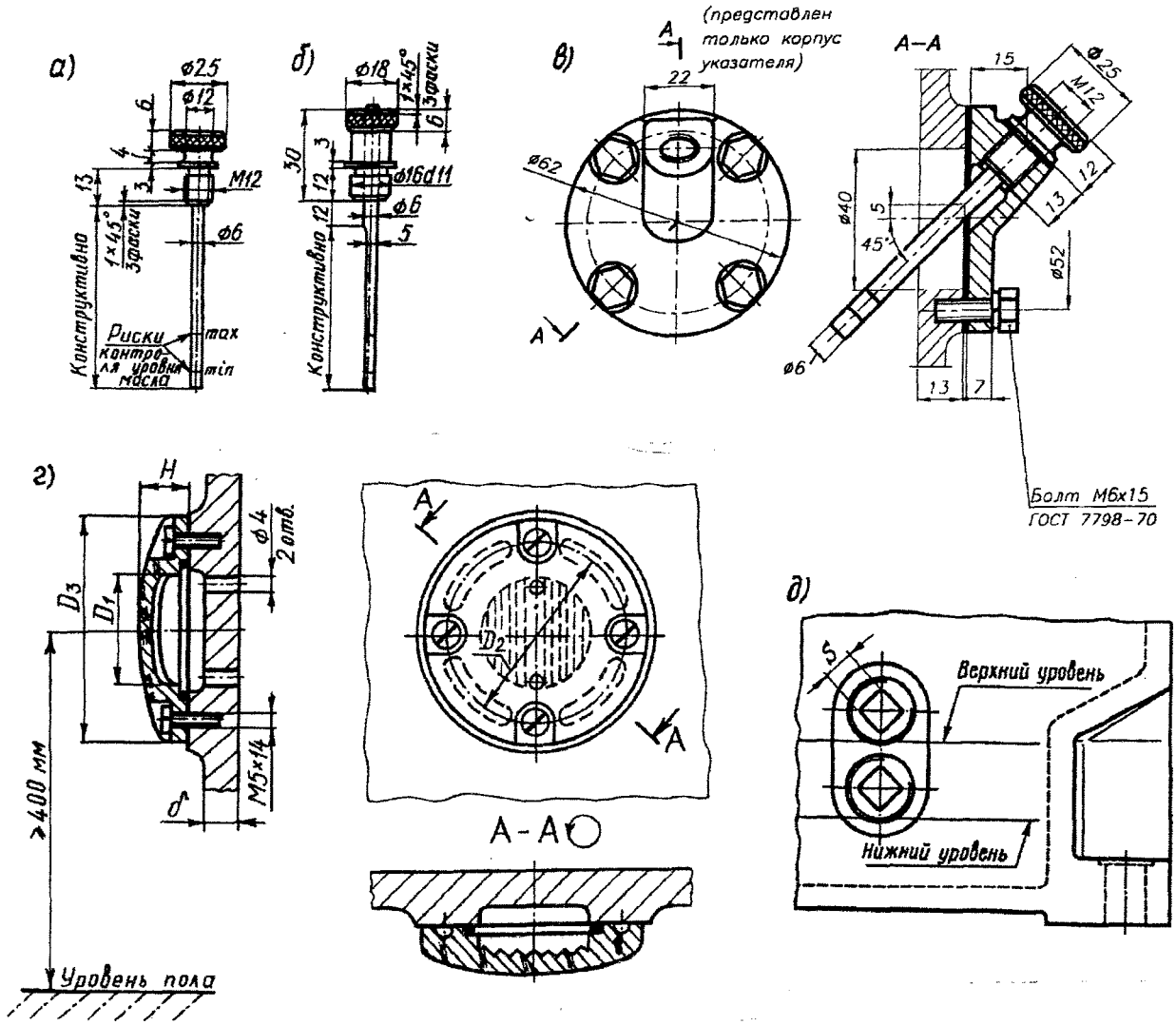


Рис. 4.9. Маслоуказатели:
а , *б* – маслоуказатели жезловые (щупы); *в* – жезловый маслоуказатель в собственном корпусе; *г* – маслоуказатель из прозрачного материала (оргстекла); *д* – маслоуказатель с использованием пробок с конической резьбой

4.7. УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Назначение уплотнительных устройств или просто уплотнений – предохранение от вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также защиты их от попадания извне пыли и влаги.

Различают внешние и внутренние уплотнения.

Из внешних уплотнений наиболее широкое применение нашли манжетные уплотнения (рис. 4.10, *а*...*г*), которые допускают окружную скорость вала до $20 м/с$. Корпус манжеты изготовлен из маслобензостойкой резины. Каркас 1 (рис. 4.10, *а*) представляет собой стальное кольцо Г–образного сечения и предназначен для придания манжете жесткости, что обеспечивает ее тугую посадку в корпус без дополнительного крепления. Браслетная пружина 2 прижимает рабочую кромку 3 манжеты к валу. В условиях повышенной загрязненности внешней среды применяют манжеты с дополнительной рабочей кромкой, называемой пыльником (рис. 4.10, *б*). Избыточное давление уплотняемой среды для манжет составляет не более $0,05...0,1 Н/мм^2$ $(МПа)$. В условиях повышенных перепадов давления до $0,3 Н/мм^2$ обычно применяют манжеты с опорным конусом (рис. 4.10, *в*). Сдвоенная установка манжет (рис. 4.10, *г*), при которой пространство между ними заполняют пластичным смазочным материалом (ПСМ), обеспечивает повышенную герметичность; их можно применять, например, когда уровень масла выше расположения рабочей кромки манжет. При окружной скорости более $4 м/с$ рабочая поверхность вала в месте установки манжеты должна быть шлифованной, а при окружной скорости более $8 м/с$ еще и упрочненной $(\geq 45 HRC_э)$.

Манжету обычно устанавливают открытой стороной внутрь корпуса. Для предотвращения попадания загрязняющих веществ извне манжету также устанавливают рабочей кромкой наружу.

Ресурс манжет составляет не менее 3000 ч.

Весьма эффективными внешними уплотнениями являются комбинированные уплотнения, состоящие из щелевого и торцового 1 уплотнений (рис. 4.10, *д*, *е*). Формы канавок щелевых уплотнений показаны на выносных элементах А и Б. Размер канавки и число канавок z принимают в зависимости от диаметра вала d:

d, *мм*	св. 20 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 100
b, *мм*	2	3	4
z	3	4	4

Зазор щелевых уплотнений заполняют пластичным смазочным материалом.

Малогабаритное торцовое уплотнение 1 (рис. 4.10, *д*, *е*) в виде упругой стальной шайбы имеет незначительный осевой размер и достаточно хорошо предохраняет от вытекания как пластичный смазочный материал, так и масло, а также от попадания загрязнений. Толщина стальной шайбы в зависимости от диаметрального размера составляет $0{,}3...0{,}6 мм$. После монтажа обеспечивается достаточная сила прижатия рабочего торца шайбы к торцу одного из колец подшипника, что обеспечивает эффективную герметизацию подшипниковых узлов при скорости скольжения до $6 м/с$.

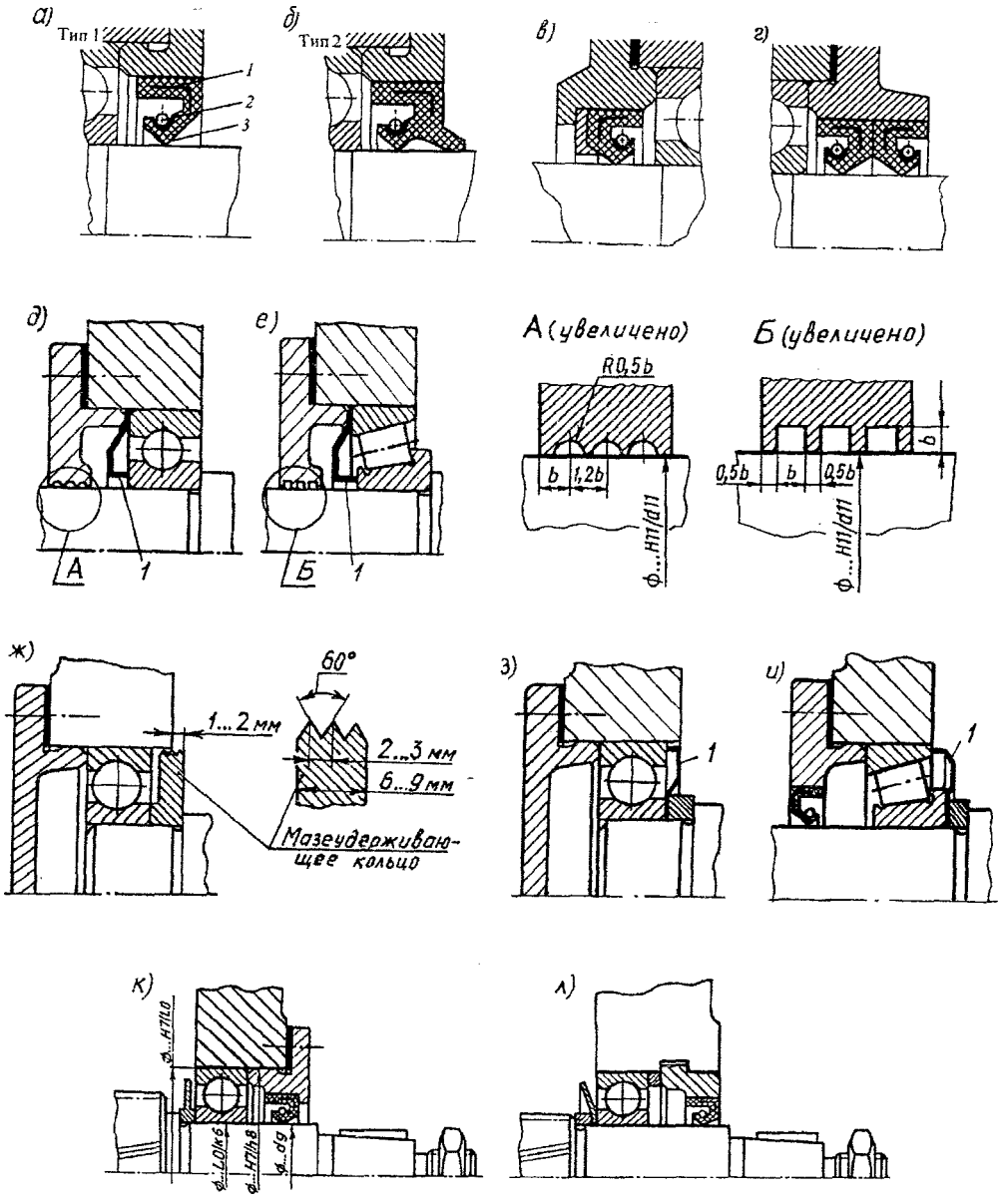


Рис. 4.10. Уплотнительные устройства:
а ...*е* – внешние уплотнения; *ж*...*л* – внутренние уплотнения

Установка и конструкция внутренних уплотнений зависит от способа смазывания подшипников и конструкции подшипникового узла.

При смазывании подшипников пластичным смазочным материалом подшипниковые узлы должны быть изолированы от внутренней полости редуктора по причине вытекания разогретой при работе узла пластичной смазки, а также возможного ее вымывания жидким маслом, применяемым для смазывания передач. Герметичность подшипникового узла в данном случае и обеспечивают внутренние уплотнения в виде мазеудерживающего кольца или упругой стальной шайбы.

Внутреннее уплотнение мазеудерживающим кольцом (рис. 4.10, *ж*) является комбинированным – центробежным и щелевым одновременно. Кольцо вращается вместе с валом и имеет на наружной поверхности 2...4 канавки треугольного сечения. Зазор между кольцом и корпусом (стаканом) 0,1...0,3 *мм*, выход за торец корпуса 1...2 *мм*. Выступающий за пределы корпуса (стакана) участок кольца отбрасывает жидкое масло, остальная его поверхность с канавками удерживает пластичный смазочный материал от вымывания.

В последнее время все более широко используют упругие стальные шайбы не только в качестве внешних уплотнений, но и в качестве внутренних 1 (рис. 4.10, *з*, *и*). Устанавливают их между подшипником и дополнительным кольцом, которое упирается в буртик вала. Кольцо перекрывает канавку на валу, обеспечивая точное центрирование стальной упругой шайбы, которая с достаточным усилием прижата к торцу наружного кольца подшипника и скользит относительно его, вращаясь вместе с валом.

При смазывании подшипников маслом из общей масляной ванны в некоторых конструкциях редукторов шестерня или червяк оказываются погруженными в масло. Выжимаясь из зубчатого зацепления или винтовой нарезкой червяка, оно направляется вместе с продуктами износа в расположенный рядом подшипник. В этом случае подшипник от чрезмерного залива маслом закрывают со стороны полости корпуса маслозащитной шайбой, толщиной 1....3 *мм* (рис. 4.10, *к*, *л*). Если шайба выполняется со ступицей (рис. 4.10, *к*), то последняя должна на 2...3 *мм* перекрывать канавку для выхода шлифовального круга, выполненную на валу перед буртиком. Если шайба изготовлена из тонкого листового материала (рис. 4.10, *л*), то ее центрирование обеспечивается с помощью дополнительного кольца, перекрывающего канавку.

5. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Что такое редуктор?
2. Классификация цилиндрических редукторов по числу ступеней и выполняемым схемам.
3. Критерии работоспособности зубчатых передач цилиндрических редукторов.
4. Конструкции корпусов цилиндрических редукторов.
5. Конструктивное исполнение элементов корпуса изучаемого редуктора и их назначение:
- особенности конструкции корпуса;
- форма концов быстроходного и тихоходного валов;
- крышки подшипников;
- устройства для подъема и транспортирования редуктора в сборе;
- смазочные устройства;
- уплотнительные устройства;
- схемы установки подшипников качения валов редуктора и способ их регулировки.

6. В чем отличие ширин венцов зубчатых колес передачи b_1, b_2 и b_ω и с какой целью вводятся коэффициенты ψ_{ba} и ψ_{bd}?

7. Что такое предел контактной выносливости $\sigma_{H\lim}$ и предел выносливости при изгибе $\sigma_{F\lim}$?

8. Что учитывают коэффициенты долговечности Z_N и Y_N? С какой целью введены их максимальные значения $Z_{N\max}$ и $Y_{N\max}$?

9. Что учитывают коэффициенты K_α, K_β, K_υ и K_A, используемые при расчете цилиндрической зубчатой передачи?

10. Чем объясняется повышение нагрузочной способности косозубой цилиндрической передачи в сравнении с прямозубой?

11. Какой вывод относительно работоспособности проверяемой ступени редуктора при заданной номинальной нагрузке и требуемом ресурсе сделан Вами на основании выполненных расчетов?

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов М. Н. Детали маши: Учеб. для студентов вузов / Под ред. В. А. Финогенова.– 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1998. – 383 с.

2. Дунаев П. Ф., Леликов О. П. Конструирование узлов и деталей машин: Учебн. пособие для студ. техн. спец. вузов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.

3. Курмаз Л. В., Скойбеда А. Т. Детали машин. Проектирование: Учебное пособие. – 2-е изд., испр. и доп. – Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.

4. Шейнблит А. Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – 2-е изд. перераб. и доп. – Калининград: Янтар. Сказ, 1999. – 454 с.

5. Санюкевич Ф. М. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие. – 2-е изд., испр. и доп. – Брест: БрГТУ, 2004. – 488 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Исходные данные для проверочного расчета зубчатых передач двухступенчатого цилиндрического редуктора

№ задания	Ступень редуктора, подлежащая расчету (Б – быстроходная; Т – тихоходная)	Частота вращения входного быстроходного вала редуктора $n_Б$, $мин^{-1}$	Номинальный вращающий момент на выходном конце тихоходного вала редуктора $T_Т$, $Н \cdot м$	Требуемый ресурс L_h, $ч$	Типовой режим нагружения	Реверсивность передачи (Р - реверсивная; НР - нереверсивная)
1	**2**	**3**	**4**	**5**	**6**	**7**
1	Б	2925	500	$10 \cdot 10^3$	0	Р
2	Т	2925	500	$10 \cdot 10^3$	0	Р
3	Б	2919	900	$10 \cdot 10^3$	2	НР
4	Т	2919	900	$10 \cdot 10^3$	2	НР
5	Б	2910	620	$19 \cdot 10^3$	4	Р
6	Т	2910	620	$19 \cdot 10^3$	4	Р
7	Б	2850	420	$16 \cdot 10^3$	1	НР
8	Т	2850	420	$16 \cdot 10^3$	1	НР
9	Б	2800	250	$18 \cdot 10^3$	2	Р
10	Т	2800	250	$18 \cdot 10^3$	2	Р
11	Б	1470	2040	$20 \cdot 10^3$	3	НР
12	Т	1470	2040	$20 \cdot 10^3$	3	НР
13	Б	1462	1500	$11 \cdot 10^3$	0	Р
14	Т	1462	1500	$11 \cdot 10^3$	0	Р
15	Б	1455	1270	$14 \cdot 10^3$	2	НР
16	Т	1455	1270	$14 \cdot 10^3$	2	НР
17	Б	1400	1430	$16 \cdot 10^3$	4	Р
18	Т	1400	1430	$16 \cdot 10^3$	4	Р
19	Б	1455	750	$18 \cdot 10^3$	3	НР
20	Т	1455	750	$18 \cdot 10^3$	3	НР
21	Б	1447	550	$19 \cdot 10^3$	5	Р
22	Т	1445	550	$19 \cdot 10^3$	5	Р
23	Б	1440	900	$10 \cdot 10^3$	2	НР
24	Т	1440	900	$10 \cdot 10^3$	2	НР
25	Б	1432	1200	$12 \cdot 10^3$	1	Р
26	Т	1432	1200	$12 \cdot 10^3$	1	Р
27	Б	1410	1700	$16 \cdot 10^3$	2	НР
28	Т	1410	1700	$16 \cdot 10^3$	2	НР
29	Б	1395	1100	$13 \cdot 10^3$	4	Р
30	Т	1395	1100	$13 \cdot 10^3$	4	Р
31	Б	1350	810	$18 \cdot 10^3$	0	НР
32	Т	1350	810	$18 \cdot 10^3$	0	НР
33	Б	1357	1900	$15 \cdot 10^3$	2	Р
34	Т	1357	1900	$15 \cdot 10^3$	2	Р
35	Б	980	2040	$11 \cdot 10^3$	4	НР
36	Т	980	2040	$11 \cdot 10^3$	4	НР
37	Б	960	1100	$19 \cdot 10^3$	1	Р

Продолжение таблицы

1	2	3	4	5	6	7
38	Т	960	1100	$19 \cdot 10^3$	1	Р
39	Б	950	750	$16 \cdot 10^3$	2	НР
40	Т	950	750	$16 \cdot 10^3$	2	НР
41	Б	920	1300	$18 \cdot 10^3$	4	Р
42	Т	920	1300	$18 \cdot 10^3$	4	Р
43	Б	915	950	$20 \cdot 10^3$	0	НР
44	Т	915	950	$20 \cdot 10^3$	0	НР
45	Б	950	1200	$10 \cdot 10^3$	2	Р
46	Т	950	1200	$10 \cdot 10^3$	2	Р
47	Б	731	600	$12 \cdot 10^3$	3	НР
48	Т	731	600	$12 \cdot 10^3$	3	НР
49	Б	727	3000	$18 \cdot 10^3$	5	Р
50	Т	727	3000	$18 \cdot 10^3$	5	Р
51	Б	712	780	$13 \cdot 10^3$	2	НР
52	Т	712	780	$13 \cdot 10^3$	2	НР
53	Б	716	1050	$18 \cdot 10^3$	4	Р
54	Т	716	1050	$18 \cdot 10^3$	4	Р
55	Б	709	2000	$10 \cdot 10^3$	1	НР
56	Т	709	2000	$10 \cdot 10^3$	1	НР
57	Б	727	1500	$12 \cdot 10^3$	2	Р
58	Т	727	1500	$12 \cdot 10^3$	2	Р
59	Б	712	2300	$19 \cdot 10^3$	4	НР
60	Т	712	2300	$19 \cdot 10^3$	4	НР
61	Б	709	900	$16 \cdot 10^3$	0	Р
62	Т	709	900	$16 \cdot 10^3$	0	Р
63	Б	727	2100	$17 \cdot 10^3$	2	НР
64	Т	727	2100	$17 \cdot 10^3$	2	НР
65	Б	2910	800	$15 \cdot 10^3$	5	Р
66	Т	2910	800	$15 \cdot 10^3$	5	Р
67	Б	1455	650	$11 \cdot 10^3$	1	НР
68	Т	1455	650	$11 \cdot 10^3$	1	НР
69	Б	700	1700	$12 \cdot 10^3$	3	Р
70	Т	700	1700	$12 \cdot 10^3$	3	Р
71	Б	695	1800	$14 \cdot 10^3$	4	НР
72	Т	695	1800	$14 \cdot 10^3$	4	НР
73	Б	2000	750	$16 \cdot 10^3$	1	Р
74	Т	2000	750	$16 \cdot 10^3$	1	Р
75	Б	2300	1050	$18 \cdot 10^3$	3	НР
76	Т	2300	1050	$18 \cdot 10^3$	3	НР
77	Б	1447	830	$20 \cdot 10^3$	5	Р
78	Т	1447	830	$20 \cdot 10^3$	5	Р
79	Б	2850	245	$11 \cdot 10^3$	0	НР
80	Т	2850	245	$11 \cdot 10^3$	0	НР

Учебное издание

Составитель: Санюкевич Фёдор Михайлович

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к лабораторной работе
«Изучение конструкций цилиндрических зубчатых редукторов»
по курсу «Детали машин»
для студентов технических специальностей

Ответственный за выпуск: Санюкевич Ф.М.
Редактор: Строкач Т.В.
Компьютерная вёрстка: Кармаш Е.Л.
Корректор: Никитчик Е.В.

Подписано в печать 21.06.2007 г. Формат 60x84 $^{1}/_{8}$. Бумага «Снегурочка». Гарнитура «Arial».
Усл. печ. л. 4,65. Уч. изд. л. 5,0 . Тираж 100 экз. Зак. № 703.

Отпечатано на ризографе УО «Брестский государственный технический университет»
224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

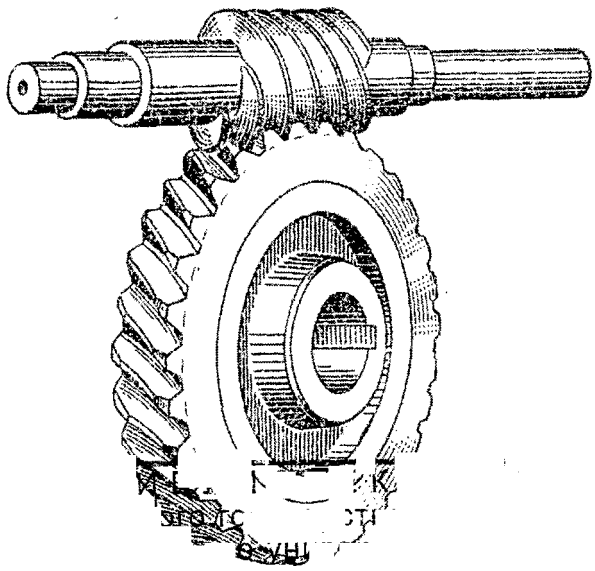
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Техническая эксплуатация автомобилей»

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к лабораторной работе
«Изучение конструкций редукторов на базе червячной передачи»

по курсу ***«Детали машин»***
для студентов технических специальностей



Брест 2007

УДК 321.81 (076.5)

Методические указания предназначены в помощь студентам технических специальностей при выполнении лабораторной работы «Изучение конструкций редукторов на базе червячной передачи» по курсу «Детали машин», для которых учебным планом предусмотрены лабораторные работы по деталям машин.

Составитель: Ф. М. Санюкевич, профессор, кандидат технических наук

Рецензент: Ю. И. Плющев, доцент, заместитель генерального директора по производству ОАО «Брестмаш»

Учреждение образования
© Брестский государственный технический университет, 2007

1. ЦЕЛЬ РАБОТЫ

Целью лабораторной работы является:

1. Изучение общих сведений о червячной передаче.
2. Изучение конструкций элементов редуктора на базе червячной передачи и их назначение.
3. Ознакомление с примерами конструкций редукторов на базе червячной передачи.
4. Определение основных геометрических параметров червячной передачи изучаемого редуктора и проверка её работоспособности при заданной нагрузке и требуемом ресурсе.

2. ПОРЯДОК ВЫПОЛНЕНИЯ РАБОТЫ

2.1. Изучение общих сведений о червячной передаче (п. 3):

- особенности конструкции, применение, достоинства и недостатки (п. 3.1);
- типы цилиндрических червяков (п. 3.2);
- конструкции червячных колес (п.3.3);
- материалы червяка и червячного колеса (п. 3.4);
- характер и причины отказов червячных передач (п. 3.5);
- критерии работоспособности и расчет червячной передачи (п. 3.6).

2.2. Изучение конструкций элементов редуктора и их назначение (п. 4):

- конструктивное исполнение корпуса редуктора (п. 4.1);
- конструктивное исполнение концов валов (п. 4.2);
- крышки подшипников (п. 4.3);
- крышки смотровых люков и пробки-отдушины (п. 4.4);
- устройства для подъема и транспортирования корпусных деталей и редуктора в сборе (п. 4.5);
- смазочные устройства (п. 4.6);
- уплотнительные устройства (п. 4.7).

2.3. Ознакомление с примерами конструкций редукторов на базе червячной передачи (п. 5).

2.4. Изучение конструкции редуктора на базе червячной передачи, указанного преподавателем для выполнения лабораторной работы (дайте соответствующий ответ или выберите его из ниже изложенных, используя знания, полученные при изучении материала п. 2.1 ...2.3):

а) положение редуктора в пространстве при эксплуатации:

- только одно определенное;
- может изменяться (т.е. редуктор универсального исполнения);

б) вариант (или варианты) расположения червячной пары в пространстве при эксплуатации редуктора:

- червяк под колесом;
- червяк над колесом;
- вал – червяк вертикальный;
- вал червячного колеса вертикальный;

в) особенности конструкции корпуса редуктора:

- литой из чугуна;
- литой из алюминиевого сплава;
- сварной;
- без рёбер;
- оребрён;
- разъемный;
- неразъемный;
- лапы отлиты заодно с корпусом;
- лапы отъёмные;
- лапы отсутствуют;

г) охлаждение редуктора:

- естественное;
- искусственное с помощью вентилятора, устанавливаемого на валу червяка;

д) конструктивное исполнение вала – червяка:

- вид червяка в зависимости от геометрической формы его делительной поверхности (цилиндрический, глобоидный);
- форма конца вала (коническая; цилиндрическая; с отверстием и шпоночным пазом для вала фланцевого электродвигателя);
- наличие ступени вала для установки крыльчатки вентилятора, вид соединения ступицы крыльчатки с валом (шпоночное, шлицевое);

е) конструктивное исполнение червячного колеса с венцом из бронзы:

- венец направлен на центр со ступицей;
- венец соединён с центром посадкой с натягом;
- ступица центра червячного колеса выполняет роль полого вала с внутренними шлицами или шпоночным пазом;
- ступица центра червячного колеса установлена на валу сплошного сечения по посадке с натягом; указать форму конца вала (коническая или цилиндрическая);

ж) конструктивное исполнение подшипниковых крышек:

- привёртные;
- закладные;

з) схемы установки подшипников качения вала – червяка и вала червячного колеса:

- враспор;
- врастяжку;
- одна опора фиксирующая сдвоенная, вторая плавающая;
- плавающий вал;

и) регулировка подшипников вала – червяка и вала червячного колеса:

- набором металлических прокладок, устанавливаемых между подшипниковыми крышками и корпусом;
- с помощью компенсаторных кольца (колец);
- регулировочными винтами через нажимные шайбы;

к) залив масла в корпус редуктора:

- через люк, закрываемый крышкой;
- через заливное отверстие в верхней части корпуса, закрываемое пробкой;
- через резьбовое отверстие под маслоуказатель;

л) контроль уровня масла в корпусе:

- с помощью контрольной пробки;
- с помощью жезлового маслоуказателя (щупа);
- с помощью маслоуказателя из прозрачного материала;

м) слив отработанного масла (указать местоположение сливного отверстия);

н) внешние уплотнения подшипниковых узлов с выходными концами:

- с помощью резиновых армированных манжет;
- с помощью щелевого уплотнения, заполненного пластичной смазкой;
- с помощью торцового уплотнения в виде упругой стальной шайбы;
- с помощью комбинированного уплотнения;
- за счет уменьшения зазоров между валами и сквозными отверстиями, выполненными в подшипниковых крышках;

о) устройства для подъема и транспортирования корпусных деталей и редуктора в сборе:

- проушины в виде ребра с отверстием, отлитые заодно с крышкой корпуса;
- проушины в виде сквозного отверстия в крышке корпуса;
- проушины в виде ребра с отверстием, отлитые заодно с корпусом;
- крючья, отлитые заодно с корпусом;
- проушина в виде пластины, приварена к крышке люка;
- рым – болт;
- отсутствуют.

2.5. Подсчитать число заходов червяка z_1, число зубьев червячного колеса z_2 и определить передаточное отношение i червячной передачи (изучаемого одноступенчатого червячного редуктора):

$$i = \frac{z_2}{z_1}.$$

2.6. Измерить межосевое расстояние a_w $(мм)$ червячной передачи (редуктора) (уточнить у преподавателя).

2.7. Установить тип цилиндрического червяка изучаемой передачи (архимедов ZA, конволютный ZN, эвольвентный ZJ, нелинейчатый ZT, образованный конусом ZK)(уточнить у преподавателя).

2.8. Измерить расчетный шаг червяка p $(мм)$.

Расчетным шагом червяка p является расстояние между одноименными точками боковых сторон смежных витков, измеренное вдоль образующей делительного цилиндра (см. рис. 2.1).

2.9. Измерить диаметр вершин витков червяка d_{a1} и длину нарезанной части червяка b_1 (см. рис. 2.1).

2.10. Измерить диаметр вершин зубьев колеса в среднем сечении d_{a2} и наибольший диаметр червячного колеса d_{aM2} (см. рис. 2.1).

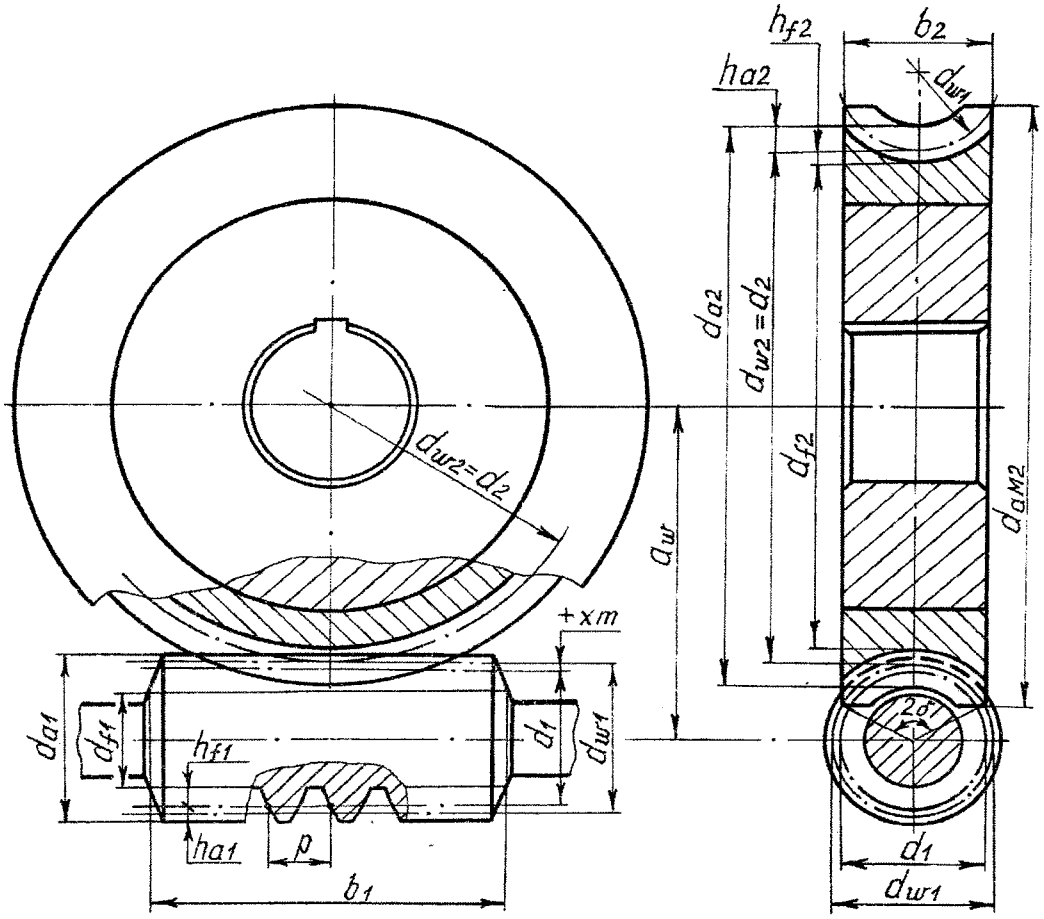


Рис. 2.1. Геометрические параметры червяка, червячного колеса и передачи

2.11. Определение модуля m $(мм)$ червячной пары

$$m = \frac{p}{\pi},$$

где p – см. п. 2.8.

Модуль m – стандартный параметр. Для червяка он является осевым, для червячного колеса – окружным.

Полученную величину m согласовывают со стандартным значением по табл. 2.1.

2.12. Определение коэффициента диаметра червяка q

$$q = \frac{d_{a1} - 2m}{m},$$

где d_{a1} – см. п.2.9.

Полученную величину q согласовывают с ближайшим стандартным значением по табл. 2.1.

2.13. Определение коэффициента смещения инструмента при нарезании зубьев червячного колеса

$$x = \frac{a_w}{m} - 0{,}5(q + z_2).$$

Точность расчета x – два знака после запятой.

При определении геометрических размеров червяка и червячного колеса (см. далее) коэффициент смещения x подставляют со своим знаком (« + » или « - »).

Таблица 2.1 – **Рекомендуемые сочетания m, q и z_1 (ГОСТ 2144-93)**

m	q	z_1
2,0; 2,5; 3,15 4,0; 5,0; 6,3; 8,0 1,25; 1,6 4,0; (6,0) 1,6; (3,0; 3,5; 6,0) 2,0; 2,5; (3,0; 7,0) (1,5)	8,0; 10,0; 12,5 16,0; 20,0 12,5; 16,0; 20,0 9,0 10,0 12,0 14,0	1; 2; 4
1,0 (1,5) 1,0 (1,5)	16,0 20,0	1 1; 2; 4
Примечание. Значения m в скобках, а также сочетания с q, равным 9, 12 и 14, по возможности не применять		

2.14. Определение угла подъёма витка червяка.

В червячной передаче со смещением $(x \neq 0)$ различают угол подъёма витка червяка на делительном цилиндре (делительный угол) γ и на начальном цилиндре (начальный угол) γ_w:

$$\gamma = arctg\left(\frac{z_1}{q}\right);$$

$$\gamma_w = arctg\left(\frac{z_1}{q+2x}\right).$$

Для передачи без смещения $(x=0)$

$$\gamma = \gamma_w = arctg\left(\frac{z_1}{q}\right).$$

Точность расчётов γ и γ_w - три знака после запятой.

2.15. Определение размеров нарезанной части червяка, мм (рис.2.1).

Делительный диаметр червяка

$$d_1 = qm \ .$$

Начальный диаметр червяка

$$d_{w1} = d_1 + 2xm \, .$$

Для передачи без смещения $(x=0)$

$$d_{w1} = d_1 \, .$$

Высота головки витка червяка

$$h_{a1} = h_a^* m \, ,$$

где $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки витка (для всех типов червяков).

Диаметр вершин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} \, .$$

Полученный расчетом диаметр d_{a1} сравнить с измеренным.

Высота ножки витка червяка

$$h_{f1} = h_f^* m = (h_a^* + c^*)m,$$

где h_f^* – коэффициент высоты ножки витка:

$$h_f^* = h_a^* + c^*,$$

$h_a^* = 1$ – см. выше; c^* – коэффициент радиального зазора: $c^* = 0{,}2\cos\gamma$ – для эвольвентного червяка; $c^* = 0{,}2$ – для остальных типов червяков.

Диаметр впадин витков червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1}.$$

Длину нарезанной части червяка b_1 определяют по одному из уравнений, приведённых в табл. 2.2. При окончательном определении b_1 следует учесть примечание 1 к табл. 2.2, а также величину b_1, полученную при измерении.

Точность расчётов d_1, d_{w1}, d_{a1} и d_{f1} – два знака после запятой; b_1 – целое число.

Таблица 2.2 – **Уравнения для определения длины нарезаемой части червяка** b_1

Коэффициент смещения x	Расчётные уравнения при z_1	
	1 и 2	4
-1,0	$b_1 \geq (10{,}5 + z_1)m$	$b_1 \geq (10{,}5 + z_1)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0{,}06z_2)m$	$b_1 \geq (9{,}5 + 0{,}09z_2)m$
0	$b_1 \geq (11 + 0{,}06z_2)m$	$b_1 \geq (12{,}5 + 0{,}09z_2)m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0{,}1z_2)m$	$b_1 \geq (12{,}5 + 0{,}1z_2)m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0{,}1z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0{,}1z_2)m$

Примечания:

1. Для фрезеруемых и шлифуемых червяков при m < 10 мм b_1 увеличивают на 25 мм, при m = 10...16 мм – на 35...40 мм в связи с возможным искажением профиля витка при входе и выходе режущего инструмента.
2. При промежуточных значениях величину b_1 определяют для двух крайних значений x рассматриваемого диапазона и в качестве расчётной величины b_1 принимают наибольшее из двух значений.

2.16. Определение размеров венца червячного колеса, мм (рис. 2.1).

Делительный диаметр колеса

$$d_2 = mz_2.$$

Начальный диаметр колеса (для передачи без смещения и со смещением)

$$d_{w2} = d_2.$$

Высота головки зуба колеса

$$h_{a2} = (h_a^* + x)m,$$

где $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки зуба (равен коэффициенту высоты головки витка); x – коэффициент смещения, подставляемый со своим знаком (« + » или « – »).

Диаметр вершин зубьев колеса в среднем сечении (точность расчёта – два знака после запятой)

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2}.$$

Полученный расчётом диаметр d_{a2} сравнить с измеренным.

Высота ножки зуба колеса

$$h_{f2} = (h_f^* - x)m = (h_a^* + c^* - x)m,$$

где h_f^* – коэффициент высоты ножки зуба (равен коэффициенту высоты ножки витка):

$$h_f^* = h_a^* + c^*,$$

$h_a^* = 1$ – см. выше; c^* – коэффициент радиального зазора: $c^* = 0{,}2\cos\gamma$ – для эвольвентного червяка; $c^* = 0{,}2$ – для остальных типов червяков.

При определении h_{f2} коэффициент смещения x подставляется со своим знаком.

Диаметр впадин зубьев колеса в среднем сечении (точность расчёта – два знака после запятой)

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}.$$

Наибольший диаметр червячного колеса (округляется до целого числа)

$$d_{aM2} \le d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2}.$$

Принять диаметр d_{aM2} равным диаметру, полученному при измерении.

Ширину венца b_2 червячного колеса рассчитывают по различным формулам в зависимости от числа заходов червяка:

а) при z_1 = 1 и 2

$$b_2 \le 0{,}75\, d_{a1};$$

б) при z_1 = 4

$$b_2 \le 0{,}67\, d_{a1}.$$

Ширина b_2 принимается равной ширине венца, полученной при измерении (округляется до целого числа).

Условный угол обхвата 2δ червяка венцом червячного колеса:

$$\delta = \arcsin\left(\frac{b_2}{d_{a1} - 0{,}5m}\right).$$

Угол $2\delta = 90 \ldots 120^\circ$.

2.17. По указанию преподавателя записать номер задания для проверочного расчета червячной передачи.

2.18. Выписать из таблицы (см. приложение А) исходные данные для указанного преподавателем номера задания.

2.19. Определение скорости скольжения υ_S в червячном зацеплении.

Окружная скорость червяка (м/с)

$$\upsilon_1 = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60 \cdot 10^3},$$

где d_{w1} – начальный диаметр червяка, мм; n_1 – частота вращения вала-червяка, $мин^{-1}$ (см. исходные данные для проверочного расчёта).

Тогда скорость скольжения (м/с)

$$\upsilon_S = \frac{\upsilon_1}{\cos\gamma_w}.$$

Точность расчётов υ_1 и υ_S – два знака после запятой.

2.20. Определение допускаемых контактных напряжений при расчёте активных поверхностей зубьев червячного колеса по контактным напряжениям для длительной работы передачи.

Материал венцов червячных колёс изучаемых одноступенчатых червячных редукторов – оловянно-фосфористая бронза Бр010Ф1 ($\sigma_B = 250\ Н/мм^2$, $\sigma_T = 200\ Н/мм^2$, отливка – в кокиль, $\upsilon_S < 12\ м/с$).

Допускаемые контактные напряжения для червячных колёс определяют в зависимости от основной причины выхода из строя. Для венца колеса, выполненного из оловянной бронзы,

определяющим условием является сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев с учётом интенсивности износа. При этом следует учитывать, что кривые усталости для контактных напряжений образцов из бронзы имеют очень длинные наклонные участки – до $25 \cdot 10^7$ циклов нагружения. Поэтому за исходные выбирают напряжения σ_H^0, равные пределу ограниченной контактной выносливости при 10^7 циклах нагружения.

Тогда для венца червячного колеса, выполненного из оловянной бронзы, допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ ($Н/мм^2$) при длительной работе передачи с номинальной нагрузкой

$$[\sigma_H] = \sigma_H^0 C_\upsilon C_M Z_N,$$

где $\sigma_H^0 = (0{,}75...0{,}9)\sigma_B$, здесь коэффициент $0{,}9$ – для шлифованных червяков с твёрдостью поверхности витков $H_1 \geq 45HRC_Э$ (такие червяки применяются в изучаемых одноступенчатых червячных редукторах); коэффициент $0{,}75$ – при $H_1 \leq 350HB$; $\sigma_B = 250$ $Н/мм^2$ – временное сопротивление при растяжении для бронзы Бр010Ф1;

C_υ – коэффициент, учитывающий интенсивность износа:

$\upsilon_S, м/с$	≤ 1	2	3	4	5	6	7	≥ 8
C_υ	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

C_M – коэффициент, учитывающий расположение червяка по отношению к масляной ванне; при окунании витков червяка в масло C_M=1, если витки не окунаются в масло (вал-червяк вертикальный, червяк расположен над колесом) C_M=0,85;

Z_N – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи при расчёте по контактным напряжениям

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} \leq 1{,}15,$$

N_{HE} – эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы (ресурс) передачи

$$N_{HE} = 60 n_2 L_h K_{HE} \leq 25 \cdot 10^7,$$

здесь $n_2 = n_1 / i$ – частота вращения червячного колеса, $мин^{-1}$ (n_1 – частота вращения червяка; i - передаточное отношение червячной передачи); L_h – требуемый ресурс (срок службы) передачи, часы; K_{HE} – коэффициент приведения (или эквивалентности):

Типовой режим нагружения	0	1	2	3	4	5
K_{HE}	1	0,416	0,2	0,121	0,081	0,034

Если при расчёте получено $N_{HE} > 25 \cdot 10^7$,то принимают $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$. При $N_{HE} = 25 \cdot 10^7$ минимальное значение коэффициента долговечности $Z_N = 0{,}67$.

При $Z_N > 1{,}15$, следует принять $Z_N = 1{,}15$.

Таким образом, для коэффициента долговечности Z_N должно выполняться условие:

$$0{,}67 \leq Z_N \leq 1{,}15.$$

2.21. Проверочный расчёт червячной передачи по контактным напряжениям σ_H при длительной работе передачи.

Коэффициент расчётной нагрузки

$$K = K_\beta K_\upsilon,$$

где K_β – коэффициент концентрации нагрузки по длине зуба колеса; K_υ – коэффициент динамичности.

При постоянной нагрузке (типовой режим нагружения 0) $K_\beta = 1$, при переменной (типовые режимы нагружения 1...5) – $K_\beta \approx 1{,}1$.

Коэффициент K_υ принимают в зависимости от окружной скорости червячного колеса $\upsilon_2 = \pi d_{w2} n_2/(60\cdot 10^3)$, здесь $\upsilon_2 - м/с$; $d_{w2} = mz_2$, $мм$; $n_2 - мин^{-1}$:

$\upsilon_2, м/с$	≤ 3	5	10	15
K_υ	1	1,1	1,2	1,3

Окружная сила на червячном колесе при номинальном вращающем моменте на нём T_2:

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_{w2}},$$

где $F_{t2} - Н$; $T_2 - Н\cdot мм$ $[T_2(Н\cdot мм) = T_2(Н\cdot м)\cdot 10^3]$; $d_{w2} - мм$.

Расчетное контактное напряжение в зоне зацепления

$$\sigma_H = 0{,}94\cos\gamma_w\sqrt{\frac{E_{np}F_{t2}K}{d_{w1}d_{w2}}},$$

где $\sigma_H - Н/мм^2$; $E_{np} = 1{,}26\cdot 10^5\, Н/мм^2$ – приведённый модуль упругости для сочетания сталь-бронза; $F_{t2} - Н$; d_{w1} и $d_{w2} - мм$.

Нормальная работа червячной передачи в течение требуемого ресурса L_h обеспечивается при выполнении условия

$$\sigma_H \leq [\sigma_H].$$

При $\sigma_H > [\sigma_H]$ превышение σ_H над $[\sigma_H]$ должно быть не более 5%, т.е.

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]}100\ \% \leq 5\%\ .$$

Если $\sigma_H > 5\%$, следует уменьшить окружную силу F_{t2} на червячном колесе до величины

$$F_{t2}{}' = F_{t2}\left(\frac{[\sigma_H]}{\sigma_H}\right)^2$$

и определить новое (уменьшенное) значение величины вращающего момента $T_2{}'$ $(Н\cdot мм)$ на червячном колесе:

$$T_2{}' = F_{t2}{}'\frac{d_{w2}}{2}.$$

2.22. Определение допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_F]$ при расчёте зубьев колеса на сопротивление усталости при изгибе для длительной работы передачи.

Экспериментальные исследования показали, что кривые усталости для напряжений изгиба образцов из бронзы, как и для контактных напряжений, имеют очень длинные наклонные участки – до $25\cdot 10^7$ циклов нагружения. Поэтому за исходные выбирают напряжения σ_F^0, равные пределу ограниченной изгибной выносливости при 10^6 циклах нагружения.

Тогда для зубьев червячного колеса, выполненных из оловянной бронзы, допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ $(Н/мм^2)$ при длительной работе передачи с номинальной нагрузкой

$$[\sigma_F] = \sigma_F^0 Y_N,$$

где $\sigma_F^0 = 0{,}20\sigma_T + 0{,}06\sigma_B$ – передача реверсивная;

$\sigma_F^0 = 0{,}25\sigma_T + 0{,}08\sigma_B$ – передача нереверсивная;

для бронзы Бр010Ф1 $\sigma_T = 200 Н/мм^2$, $\sigma_B = 250 Н/мм^2$;

Y_N – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи при расчёте по напряжениям изгиба

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}},$$

N_{FE} – эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы (ресурс) передачи

$$N_{FE} = 60 n_2 L_h K_{FE} \le 25 \cdot 10^7,$$

здесь $n_2 - мин^{-1}$; $L_h - часы$; K_{FE} – коэффициент приведения (или эквивалентности):

Типовой режим нагружения	0	1	2	3	4	5
K_{FE}	1	0,2	0,1	0,04	0,016	0,004

Если при расчёте получено $N_{FE} > 25 \cdot 10^7$, то принимают $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$. При $N_{FE} = 25 \cdot 10^7$ минимальное значение коэффициента долговечности $Y_N = 0{,}54$. Если $N_{FE} < 10^6$, то его принимают равным 10^6 и тогда $Y_N = 1$.

Таким образом, для коэффициента долговечности Y_N должно выполняться условие:

$$0{,}54 \le Y_N \le 1.$$

2.23. Проверочный расчёт на сопротивление усталости зубьев при изгибе для длительной работы передачи.

Цель расчёта – исключение усталостной поломки зубьев при изгибе номинальной нагрузкой.

Эквивалентное число зубьев червячного колеса

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma_w .$$

Число зубьев z_{v2} округляется до целого числа.

Коэффициент формы зуба червячного колеса Y_{F2} принимают в зависимости от z_{v2}:

z_{v2}	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_{F2}	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
z_{v2}	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_{F2}	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

При определении Y_{F2} используют линейное интерполирование. Например, при $z_{v2} = 64$

$$Y_{F2} = 1{,}40 + \frac{1{,}34 - 1{,}40}{80 - 60}(64 - 60) = 1{,}39 .$$

Нормальный модуль (до стандартного значения не округляется), мм

$$m_n = m \cos \gamma .$$

Расчётное напряжение изгиба в опасном сечении зуба червячного колеса

$$\sigma_F = 0{,}7 \frac{F_{t2} K}{b_2 m_n} Y_{F2},$$

где $\sigma_F - Н/мм^2$; $F_{t2} - Н$; K – см.п. 2.21; $b_2 - мм$; $m_n - мм$.

Усталостная поломка зубьев в течение заданного ресурса L_h исключается при выполнении условия

$$\sigma_F \le [\sigma_F] .$$

Допускается принимать

$$\sigma_F \le 1{,}1[\sigma_F] .$$

При $\sigma_F > 1{,}1[\sigma_F]$ следует уменьшить окружную силу F_{t2} на червячном колесе до величины

$$F_{t2}' = F_{t2} \frac{[\sigma_F]}{\sigma_F}$$

и определить новое (уменьшенное) значение величины вращающего момента T_2' $(Н \cdot мм)$ на червячном колесе:

$$T_2' = F_{t2}' \frac{d_{w2}}{2} .$$

2.24. Проверочный расчёт на контактную прочность активных поверхностей зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учитываемой в основном расчёте по контактным напряжениям.

Цель расчёта – предотвращение пластических деформаций активных поверхностей зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки.

Максимальные контактные напряжения при действии пиковой нагрузки $(Н/мм^2)$

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_П} ,$$

где σ_H – см.п. 2.21 (при снижении T_2 до T_2' $\sigma_H = [\sigma_H]$); $K_П = 2$ – коэффициент перегрузки.

Контактная прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки обеспечивается при выполнении условия

$$\sigma_{H\max} \le [\sigma_{H\max}] .$$

Предельные допускаемые контактные напряжения при проверке на пиковую нагрузку для оловянных бронз

$$[\sigma_{H\max}] = 4\sigma_T .$$

При $\sigma_{H\max} > [\sigma_{H\max}]$ следует уменьшить нагрузку передачи, снизив номинальный вращающий момент на червячном колесе T_2 $(H \cdot мм)$ до величины T_2':

$$T_2' = T_2 \left(\frac{[\sigma_{H\max}]}{\sigma_{H\max}} \right)^2 .$$

2.25. Проверочный расчёт на изгибную прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учитываемой при расчёте зубьев на сопротивление усталости при изгибе.

Цель расчёта – исключение статической поломки зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки.

Максимальные напряжения изгиба в опасном сечении зуба при действии пиковой нагрузки $(Н/мм^2)$

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F K_П ,$$

где σ_F – см.п. 2.23 (при снижении T_2 до T_2' $\sigma_F = [\sigma_F]$).

Изгибная прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки обеспечивается при выполнении условия

$$\sigma_{F\max} \le [\sigma_{F\max}] .$$

Предельные допускаемые напряжения изгиба при проверке на пиковую нагрузку принимают для бронз

$$[\sigma_{F\max}] = 0{,}8\sigma_T .$$

При $\sigma_{F\max} > [\sigma_{F\max}]$ следует уменьшить нагрузку передачи, снизив номинальный вращающий момент на червячном колесе T_2 $(H \cdot мм)$ до величины T_2':

$$T_2' = T_2 \frac{[\sigma_{F\max}]}{\sigma_{F\max}} .$$

2.26. Тепловой расчёт червячной передачи.

КПД червячной передачи (точность расчёта – два знака после запятой)

$$\eta = \frac{tg\gamma_w}{tg(\gamma_w + \rho')} ,$$

где ρ' – приведённый угол трения, уменьшающийся с увеличением скорости скольжения υ_S, так как при этом улучшаются условия образования масляного слоя:

$\upsilon_S, м/с$	0,01	0,1	0,25	0,5	1	1,5
ρ'	5,7°	4,5°	3,7°	3,2°	2,5°	2,3°
$\upsilon_S, м/с$	2	3	4	7	10	15
ρ'	2°	1,5°	1,3°	1°	0,9°	0,8°

Мощность на валу червяка (Вт)

$$P_1 = \frac{T_2 n_1}{9550 i \eta} ,$$

где $T_2 - Н \cdot мм$; $n_1 - мин^{-1}$.

Площадь A ($м^2$) поверхности теплоотдачи корпуса одноступенчатого червячного редуктора (без учёта поверхности днища корпуса, так как она не обтекается свободно циркулирующим воздухом) можно приближённо принимать в зависимости от межосевого расстояния a_w:

a_w, $мм$	80	100	125	140	160
A, $м^2$	0,16	0,24	0,35	0,42	0,53

Величину A ($м^2$) для этих редукторов можно также приближённо определять по формуле

$$A = 12\, a_w^{1,71},$$

где $a_w - м$.

Температура масла в картере червячного редуктора при непрерывной работе

$$t = t_0 + \frac{(1-\eta)P_1}{K_T A(1+\psi)},$$

где $t - °C$; $t_0 = 20°C$ – температура воздуха вне корпуса в условиях цеха; $\psi = 0{,}3$ – коэффициент, учитывающий отвод теплоты от днища редуктора в раму или плиту; P_1 – Вт; $A - м^2$.

Коэффициент теплоотдачи K_T [Вт/($м^2 \cdot °C$)] с поверхности корпуса характеризует тепловой поток (тепловую мощность в Вт), передаваемый в одну секунду одним квадратным метром поверхности корпуса при перепаде температур в $1°C$.

Для одноступенчатых червячных редукторов при естественном охлаждении $K_T \approx 16 Вт/(м^2 \cdot °C)$.

При искусственном охлаждении, например, обдуве корпуса воздухом с помощью вентилятора, насаженного на вал червяка, коэффициент теплоотдачи K_T принимают в зависимости от частоты вращения вентилятора n_B ($n_B = n_1$, здесь n_1 – частота вращения червячного вала):

n_B, $мин^{-1}$	750	1000	1500	3000
K_T, (Вт / $м^2 \cdot °C$)	24	29	35	50

Нормальная работа червячной передачи обеспечивается при выполнении условия

$$t \le [t],$$

где $[t] = 85...90°C$ – для редукторных масел и $[t] = 100...120°C$ – для авиационных.

При $t > [t]$ наблюдается ухудшение свойств смазочного материала, повышается коэффициент трения между витками червяка и зубьями колеса и, как следствие, понижается КПД червячной передачи. При этом увеличивается тепловыделение и возникает опасность заедания в червячном зацеплении. Поэтому при $t > [t]$ следует снизить мощность на червяке P_1 (Вт) до величины

$$P_1' = \frac{K_T A(1+\psi)([t]-t_0)}{1-\eta},$$

а соответственно и номинальный вращающий момент на червячном колесе до значения T_2' ($Н \cdot мм$):

$$T_2' = 9550 P_1' i\eta / n_1.$$

2.27. Окончательный вывод о работоспособности червячной передачи (одноступенчатого червячного редуктора) при заданной номинальной нагрузке (вращающем моменте на червячном колесе T_2) и требуемом ресурсе L_h.

Окончательный вывод о работоспособности червячной передачи следует сделать на основании результатов расчетов, изложенных в п. 2.21, 2.23 ... 2.26. Если в каком-либо из указанных пунктов необходимо было уменьшение заданного номинального вращающего момента T_2, то следует окончательно установить новое (уменьшенное) значение T_2', при котором будет обеспечена нормальная работа червячной передачи в течение требуемого ресурса L_h. При этом должны выполняться все критерии работоспособности передачи:

$$\sigma_H \le [\sigma_H];\ \sigma_F \le [\sigma_F];\ \sigma_{H\max} \le [\sigma_{H\max}];\ \sigma_{F\max} \le [\sigma_{F\max}];\ t \le [t].$$

3. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

3.1. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ, ПРИМЕНЕНИЕ, ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ

Червячная передача состоит из червяка и червячного колеса (рис. 3.1) и относится к зубчато-винтовой передаче, движение в которой преобразуется по принципу винтовой пары с присущим ей повышенным скольжением.

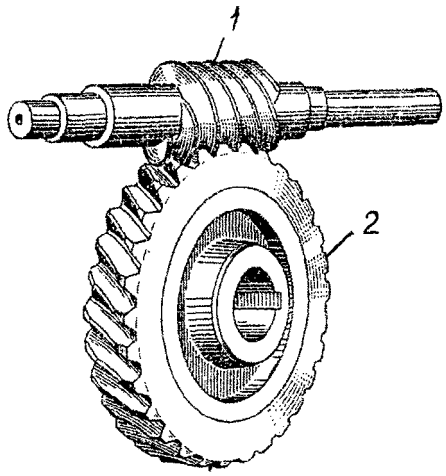


Рис. 3.1. Червячная передача:
1 – червяк; 2 – червячное колесо

При вращении червяка его витки плавно входят в зацепление с зубьями червячного колеса и приводят его во вращение. Применяют червячную передачу при необходимости передачи вращательного движения между осями, перекрещивающимися под углом 90°.

Ведущим в данной передаче является червяк, представляющий собой винт с трапецеидальной или близкой к ней по форме резьбой. Резьба червяка может быть однозаходной или многозаходной, а также правой или левой. Наиболее распространены червяки с правой резьбой, имеющие число заходов z_1 = 1; 2 и 4. Вал с нарезанным червяком называют вал-червяк.

Червячное колесо является косозубым зубчатым колесом с зубьями вогнутой дуговой формы, способствующей некоторому облеганию червяка и соответственно увеличению длины контактной линии. Такая форма зубьев способствует увеличению их прочности на изгиб. Направление и угол подъема зубьев червячного колеса такие же, как и у витков резьбы червяка.

Различают два основных вида червячной передачи: цилиндрическая или просто червячная передача (с цилиндрическим червяком) (рис. 3.2, *а*) и глобоидная (с глобоидным червяком) (рис. 3.2, *б*). Качественные показатели глобоидной передачи выше, но она сложна в изготовлении, сборке и чувствительна к осевому смещению червяка. Поэтому на практике наибольшее применение находят червячные передачи с цилиндрическими червяками, как более простые в изготовлении и обеспечивающие достаточно высокую нагрузочную способность.

Передаточное отношение червячной передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где ω_1 и ω_2 – угловые скорости червяка и колеса; n_1 *и* n_2 – частоты вращения червяка и колеса; z_1 *и* z_2 – число заходов (витков) червяка и число зубьев колеса.

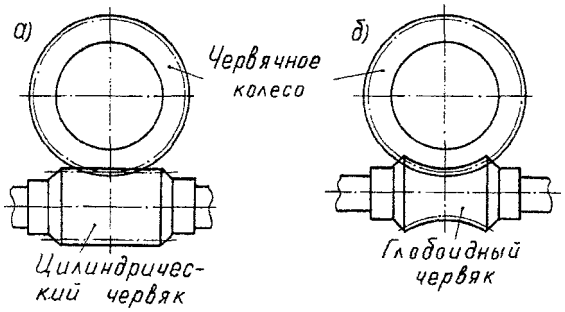


Рис. 3.2. Цилиндрическая и глобоидная червячные передачи

Анализ формулы для определения передаточного отношения i показывает, что оно может быть довольно большим. Так, например, при однозаходном червяке (z_1 = 1) и червячном колесе с z_2 = 100 передаточное

отношение передачи i = 100. При одном и том же передаточном отношении червячная передача гораздо компактнее обыкновенной зубчатой передачи.

Возможность осуществления большого передаточного отношения при одной ступени передачи, компактность, плавность и бесшумность, повышенная кинематическая точность – основные достоинства червячных передач. Благодаря этим достоинствам червячные передачи широкого применяют в станках, автомобилях, подъемно-транспортных и других машинах.

Одноступенчатые червячные редукторы общего назначения выполняют с передаточным отношением i = 8...80, двухступенчатые - i = 100...6300. Одноступенчатые червячные передачи специального исполнения проектируют так же с i > 80.

При работе червячной передачи витки червяка скользят по зубьям червячного колеса, что вызывает существенные потери в зацеплении. По этой причине КПД червячной передачи значительно меньше КПД зубчатой передачи, что является основным недостатком червячной передачи. К недостаткам относятся также изнашивание зубьев червячного колеса и склонность к заеданию витков червяка и зубьев колеса, что требует применения для венцов червячных колес дорогих антифрикционных материалов (бронзы или латуни). Существенным недостатком червячной передачи является большое тепловыделение в зоне зацепления, что может привести к нагреву масла до температуры, превышающей предельную, при которой оно теряет свои защитные способности (происходит разрушение масляной пленки в зоне контакта и появляется возможность заедания). Поэтому для червячной передачи, в отличие от зубчатой, обязательным является выполнение теплового расчета и, при необходимости, принятие специальных мер, обеспечивающих отвод избыточной теплоты (оребрение корпуса редуктора; искусственный обдув вентилятором, устанавливаемым на валу червяка; охлаждение масла водой, проходящей через змеевик, установленный внутри масляной ванны и др.).

Вследствие отмеченных недостатков червячные передачи применяют значительно реже зубчатых и только для передачи небольших и средних мощностей (обычно не более 30 кВт при длительной работе). При работе в повторно-кратковременном режиме они могут оказаться эффективными и при больших мощностях.

3.2. ТИПЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЧЕРВЯКОВ И ОБРАБОТКА ИХ ВИТКОВ [2]

Цилиндрические червяки выполняют с линейчатыми (прямолинейными) и нелинейчатыми (криволинейными) боковыми (рабочими) поверхностями витков. Наибольшее распространение получили три вида линейчатых червяков: архимедов (*ZA*), конволютный (*ZN1* и *ZN2*) и эвольвентный (*ZJ*). Винтовая поверхность этих червяков образуется винтовым движением отрезка прямой линии. У нелинейчатого червяка рабочая поверхность витка образуется винтовым движением кривой линии (например, нелинейчатый червяк *ZT*, образованный тором).

В зависимости от вида червяка профиль витка рассматривают в определенных сечениях (рис. 3.3): А-А – осевое сечение; В-В и С-С – сечения, касательные к основному цилиндру с диаметром d_b; N1-N1 – сечение, нормальное витку; N2-N2 – сечение, нормальное впадине; Т-Т – торцовое сечение (перпендикулярное оси червяка).

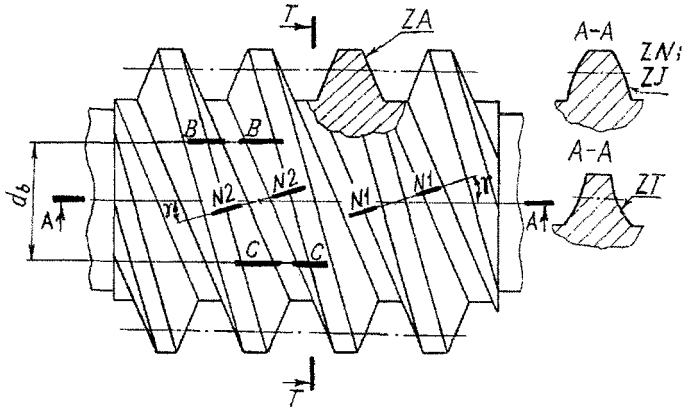


Рис. 3.3. Сечения цилиндрических червяков:
А-А – осевое сечение; В-В и С-С – сечения касательные к основному цилиндру с диаметром d_b; N1-N1 – сечение, нормальное витку;
N2-N2 – сечение, нормальное впадине;
Т-Т – торцовое сечение

Архимедов червяк *ZA* имеет прямолинейный профиль витка в осевом сечении А-А и криволинейный (выпуклый) профиль в нормальных сечениях N1-N1 и N2-N2 (рис. 3.3 и 3.4). В торцовом сечении Т-Т витки очерчены архимедовой спиралью (рис. 3.4, *а*).

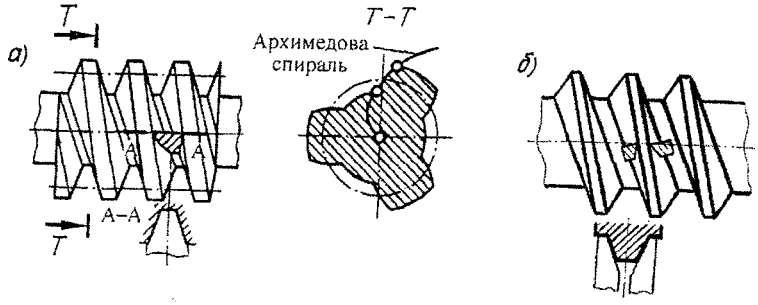


Рис. 3.4. Архимедов червяк *ZA* и схема установки двустороннего (*а*) и односторонних (*б*) резцов при его нарезании

Червяк *ZA* является наиболее технологичным, так как обработка его на токарном станке практически ничем не отличается от обработки винта с трапецеидальной резьбой. Резец в данном случае устанавливают так, чтобы его режущие кромки лежали в осевой плоскости червяка. Установка двустороннего резца с прямолинейным профилем показана на рис. 3.4, *а*. Однако использование данного резца целесообразно только для нарезания червяков с малым углом подъема γ линии витка на делительном цилиндре вследствие различия условий резания по левой и правой сторонам. Для чистового нарезания червяков *ZA* с углом $\gamma < 10^{\circ}$ рекомендуется раздельная обработка левой и правой сторон витка односторонними резцами.

Установка односторонних резцов показана на рис. 3.4, *б*. При нарезании витков червяка односторонним резцом возможна поочередная обработка обеих сторон впадины одним резцом путем разворота червяка.

При углах подъема линии витка $\gamma \geq 8^{\circ}$ целесообразно использовать конволютные червяки *ZN*.

Конволютные червяки *ZN*1 и *ZN*2 имеют в осевом сечении А-А криволинейный (выпуклый) профиль витка (рис. 3.3), а в торцовом сечении Т-Т – удлиненную или укороченную эвольвенту (рис. 3.5, *а*).

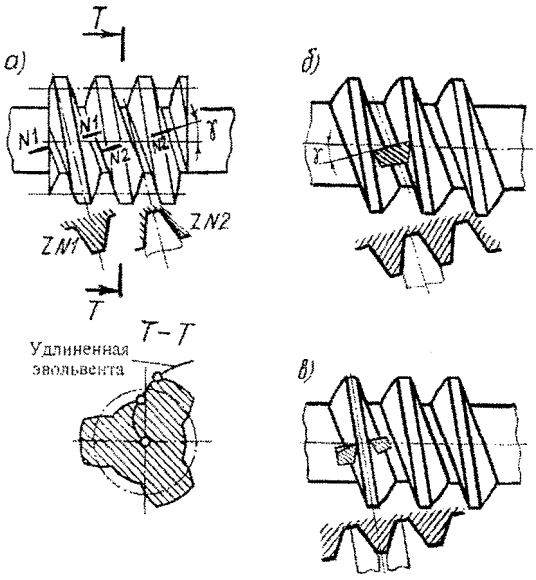


Рис. 3.5. Конволютный червяк *ZN* (*а*) и схемы установки резцов с прямолинейным профилем:
б – двустороннего резца для нарезания витка червяка *ZN2*;
в – односторонних резцов для нарезания витка червяка *ZN1*

Виток конволютного червяка *ZN1* имеет прямолинейный профиль в сечении N1-N1, нормальном витку, и криволинейный (выпуклый) профиль в сечении N2-N2, нормальном впадине. Виток конволютного червяка *ZN2* имеет криволинейный (выпуклый) профиль в сечении N1-N1, нормальном витку, и прямолинейным профиль в сечении N2-N2, нормальном впадине.

Установка двустороннего резца для нарезания витка червяка *ZN2* с прямолинейным профилем в нормальном по впадине сечении N2-N2 показана на рис. 3.5, *б*. Однако нарезание червяков с большим делительным углом подъема γ линии витка одним двусторонним резцом не рекомендуется из-за неблагоприятных условий резания.

Установка односторонних резцов при нарезании витка червяка *ZN1* с прямолинейным профилем в нормальном по витку сечении показана на рис. 3.5, *в*. Нарезание в данном случае, в отличие от нарезания червяка *ZN2*, выполняется раздельно для каждой стороны впадины.

Эвольвентный червяк *ZJ* имеет криволинейный (выпуклый) профиль витка в осевом сечении А-А (рис. 3.3), а в торцовом сечении Т-Т витки очерчены эвольвентой (рис. 3.6).

При нарезании эвольвентного червяка *ZJ* односторонние резцы, имеющие прямолинейный профиль, устанавливаются так, чтобы горизонтальная плоскость, проходящая через режущую кромку, была касательной к основному цилиндру диаметром d_b (рис. 3.6). Однако установка резцов со смещением от осевой плоскости червяка вследствие неблагоприятных условий резания при углах подъема линии витка более 5° не рекомендуется. Червяки с углом подъема линии витка больше 5° рекомендуется нарезать профильными резцами с криволинейным профилем в осевом или нормальном сечениях.

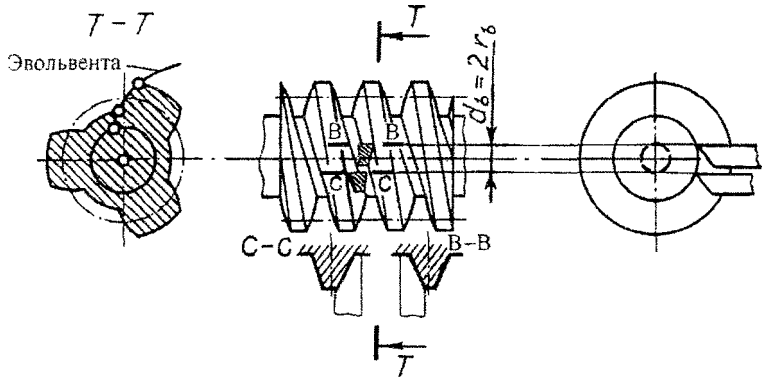


Рис. 3.6. Эвольвентный червяк *ZJ* и схема установки резцов для нарезания витков правого направления

Смещение резца от осевой плоскости при его установке подсчитывают по формуле $r_b = z_1 m/(2\pi tg\alpha_b)$, где r_b – основной радиус червяка; z_1 – число заходов (витков) червяка; m – модуль; $\alpha_b = \gamma_b$ - профильный угол резца, равный основному углу подъема линии витка ($\cos\gamma_b = \cos 20^\circ \cdot \cos\gamma$), здесь γ - делительный угол подъема линии витка.

Нелинейчатый червяк *ZT* с вогнутым профилем витка обрабатывают инструментом с торовой рабочей поверхностью (рис. 3.7).

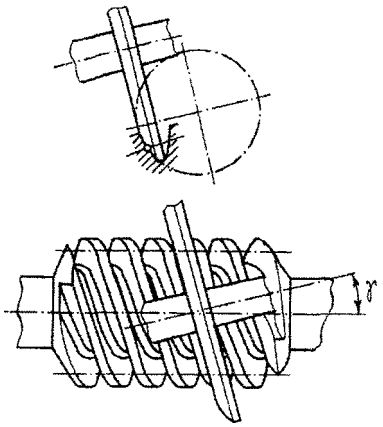


Рис. 3.7. Схема обработки нелинейчатого червяка *ZT* с вогнутым профилем витка

Передачи с нелинейчатыми червяками *ZT* отличает повышенная нагрузочная способность, так как они имеют большую поверхность контакта с зубьями червячных колес.

Шлифование цилиндрических червяков является финишной операцией обработки рабочих поверхностей витков, термообработанных до твердости 51HRC$_э$ и более.

Шлифование архимедовых червяков *ZA* производят тремя способами:

1. Шлифование дисковым шлифовальным кругом (рис. 3.8, *а*). Для получения точного профиля витка шлифуемого червяка правка шлифовального круга должна производиться по различным для каждого червяка кривым. Дисковым кругом с прямолинейной образующей конусной части шлифование можно выполнять только червяков 8...9-й степени точности ввиду значительных искажений профиля.

2. Шлифование чашечным конусным кругом с прямолинейной образующей конуса при получении приближенного профиля в пределах 8..9-й степени точности (рис. 3.8, *б*). В данном случае профиль витка ближе к архимедовой спирали, чем при шлифовании дисковым кругом. Для получения точного профиля шлифуемого червяка правку шлифовального круга необходимо осуществлять по кривой.

3. Шлифование пальцевым кругом, имеющим прямолинейный профиль (рис. 3.8, *в*), применяют для шлифования крупномодульных червяков с приближенным профилем 8..9-й степени точности.

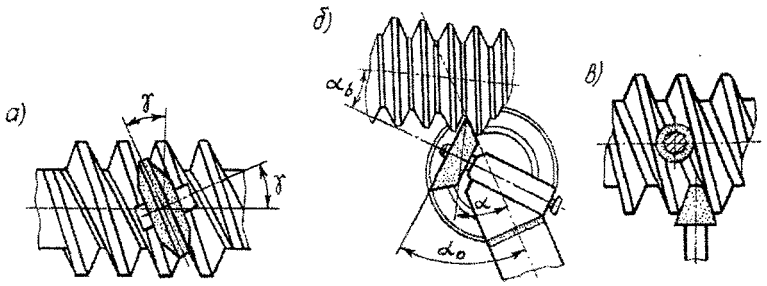


Рис. 3.8. Схемы установки шлифовальных кругов при шлифовании архимедовых червяков *ZA*: *а* – схема установки дискового круга при двустороннем шлифовании; *б* – схема установки чашечного круга; *в* – схема установки пальцевого круга

Шлифование конволютных червяков *ZN* конусными кругами с прямолинейными образующими на обычных резьбошлифовальных станках приводит к некоторому искривлению прямолинейного профиля витка и получению криволинейного профиля как у нелинейчатых червяков. Однако червячные фрезы для нарезания червячных колес шлифуют тем же способом, поэтому получают правильное зацепление.

Шлифование эвольвентных червяков *ZJ* производят дисковым кругом с прямолинейной образующей при одностороннем шлифовании витка (рис. 3.9, *а*) и чашечным конусным кругом (рис. 3.9, *б*). В последнем случае также шлифуется только одна сторона витка.

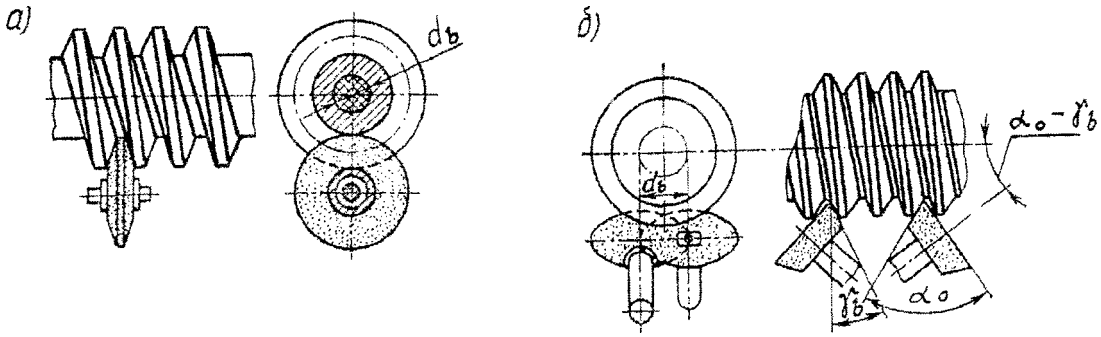


Рис. 3.9. Схемы установки шлифовальных кругов при шлифовании эвольвентных червяков *ZJ*:
а – схема установки дискового круга при шлифовании одной стороной;
б – схема установки чашечного круга: d_b – основной диаметр червяка;
γ_b - основной угол подъема линии витка

Шлифование нелинейчатых червяков *ZT* с вогнутым профилем витка производят кругом с торовой рабочей поверхностью (рис. 3.7).

Кроме выше рассмотренных червяков *ZA, ZN, ZJ* и *ZT* в последнее время широкое распространение получили **цилиндрические червяки *ZK1* и *ZK2*, образованные конусом** (рис. 3.10).

Червяк *ZK1* (рис. 3.10, *а*) обрабатывается дисковой фрезой с прямолинейным профилем, которая устанавливается таким образом, что средняя точка А фрезы располагается в осевой плоскости червяка, а ось вращения её наклоняется на угол, равный делительному углу подъема γ линии витка червяка.

Червяк *ZK2* (рис. 3.10, *б*) обрабатывается пальцевой фрезой, ось вращения которой пересекается с осью червяка под прямым углом.

В осевом сечении А-А витки червяков *ZK1* и *ZK2* имеют криволинейный (выпуклый) профиль. Для данных червяков, термообработанных до твердости 51HRCэ и более, финишной операцией обработки рабочих поверхностей витков, как и для ранее рассмотренных червяков, является шлифование. Витки червяков *ZK1* шлифуют дисковым кругом с одной или двумя конусными сторонами (рис. 3.8, *а*), а червяков *ZK2* – пальцевым кругом (рис. 3.8, *в*).

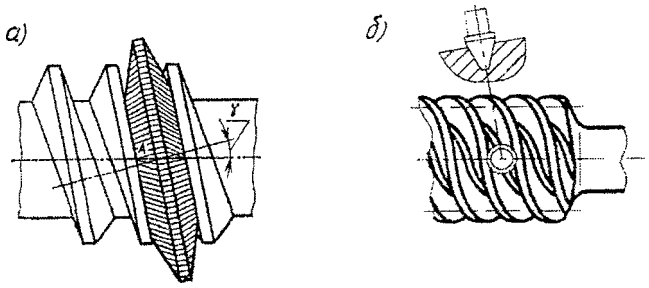


Рис. 3.10. Схема установки дисковой фрезы с прямолинейным профилем при нарезании червяка *ZK1* (*а*) и пальцевой фрезы при нарезании червяка *ZK2* (*б*)

Степень точности силовой червячной передачи выбирают согласно ГОСТ 3675-81 в зависимости от скорости скольжения υ_s витков червяка относительно зубьев колеса:

а) $\upsilon_s \le 10$ м/с – степень точности 7 (червяк цементован и закален или только закален, шлифован и полирован; колесо нарезается шлифованными червячными фрезами); передачи при повышенных требованиях к габаритам;

б) $\upsilon_s \le 5$ м/с – степень точности 8 (допускается червяк нешлифованный с твердостью поверхности витков $H_1 \le 350$ НВ; колесо нарезается шлифованной червячной фрезой); требования к габаритам и точности – средние;

в) $\upsilon_s \le 2$ м/с – степень точности 9 (червяк нешлифованный с $H_1 \le 350$ НВ; колесо нарезается любым способом); передачи кратковременно работающие и с ручным приводом.

Для червячных передач с высокой кинематической точностью предусмотрены степени точности 5 и 6.

3.3. КОНСТРУКЦИИ ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЁС

Червячные колеса выполняют обычно составными (рис. 3.11): центр из стали или чугуна, венец – из бронзы (реже из латуни). При единичном и мелкосерийном производствах венец червячного колеса с наибольшим диаметром $d_{aM2} < 300$ мм соединяют с центром посадкой с натягом (рис. 3.11, *а*). При этом посадочная поверхность центра может выполняться с буртиком или без буртика. Предпочтение отдают конструкции без буртика, так как он, хотя и обеспечивает осевую фиксацию венца при сборке, но в то же время усложняет конструкцию центра. Отсутствие буртика может привести к некоторому смещению венца относительно центра, которое однако может быть устранено при последующей токарной обработке червячного колеса. Для предотвращения взаимного смещения венца и центра колеса в стыкуемые поверхности ввертывают винты и устанавливают круглые шпонки (см. рис. 4.3, *а*).

При наибольшем диаметре червячного колеса $d_{aM2} < 300...600$ мм допускается крепление венца к центру посредством болтов для отверстий из-под развертки (рис. 3.11, *б*).

В среднесерийном, крупносерийном и массовом производсте применяют червячные колеса с направленным венцом (рис. 3.11, *в*). Такое колесо изготавливают посредством заливки расплавленной бронзой предварительно нагретого центра, вставленного в форму. Для более надежного соединения наплавенного венца с центром на ободе последнего выполняют 4...6 углублений, пазов или выступов (рис. 3.11, *в*, вид В). После заливки венца и остывания червячного колеса выполняют механическую обработку и нарезание зубьев.

Червячные колеса со ступицей длиной $l_{cm} = (1,0...1,5)d$ и шпоночным пазом внутри отверстия ступицы (рис. 3.11, *а*, *б*) предназначены для соединения с валом посредством призматической шпонки (рис. 4.4, 4.6).

Широкое распространение получили конструкции червячных колес, выполненные заодно с полым тихоходным (выходным) валом (рис. 3.11, *в*). Роль полого вала выполняет удлинен-

ная ступица центра червячного колеса, установленная на двух конических роликоподшипниках. Внутри ступицы выполнены эвольвентные шлицы, которые располагаются в средней части ступицы (рис. 3.11, *в*) или с обеих ее сторон (рис. 4.3, *а*). Такие конструкции червячных колес позволяют передавать посредством шлицевого соединения механическую энергию одному или одновременно двум приводным валам без применения муфт.

Ориентировочные рекомендации по выбору размеров конструктивных элементов червячных колес (рис. 3.11):

$S = 2m + 0{,}5b_2 \geq 10$ мм; $S_0 = 2m + 0{,}5b_2 \geq 10$ мм; $d_0 \geq 25$ мм;
$c = (0{,}2...0{,}35)b_2$; $h = (0{,}15...0{,}2)b_2$; $t = 0{,}8h$;
$S_1 \geq (1{,}0...1{,}2)m \geq 5$ мм; $d_{cm} = 1{,}6d$ – чугун; $f_3 = 0{,}5\ m$.
$R_0 = (0{,}4...0{,}5)b_2$; $d_{cm} = 1{,}55d$ – сталь;

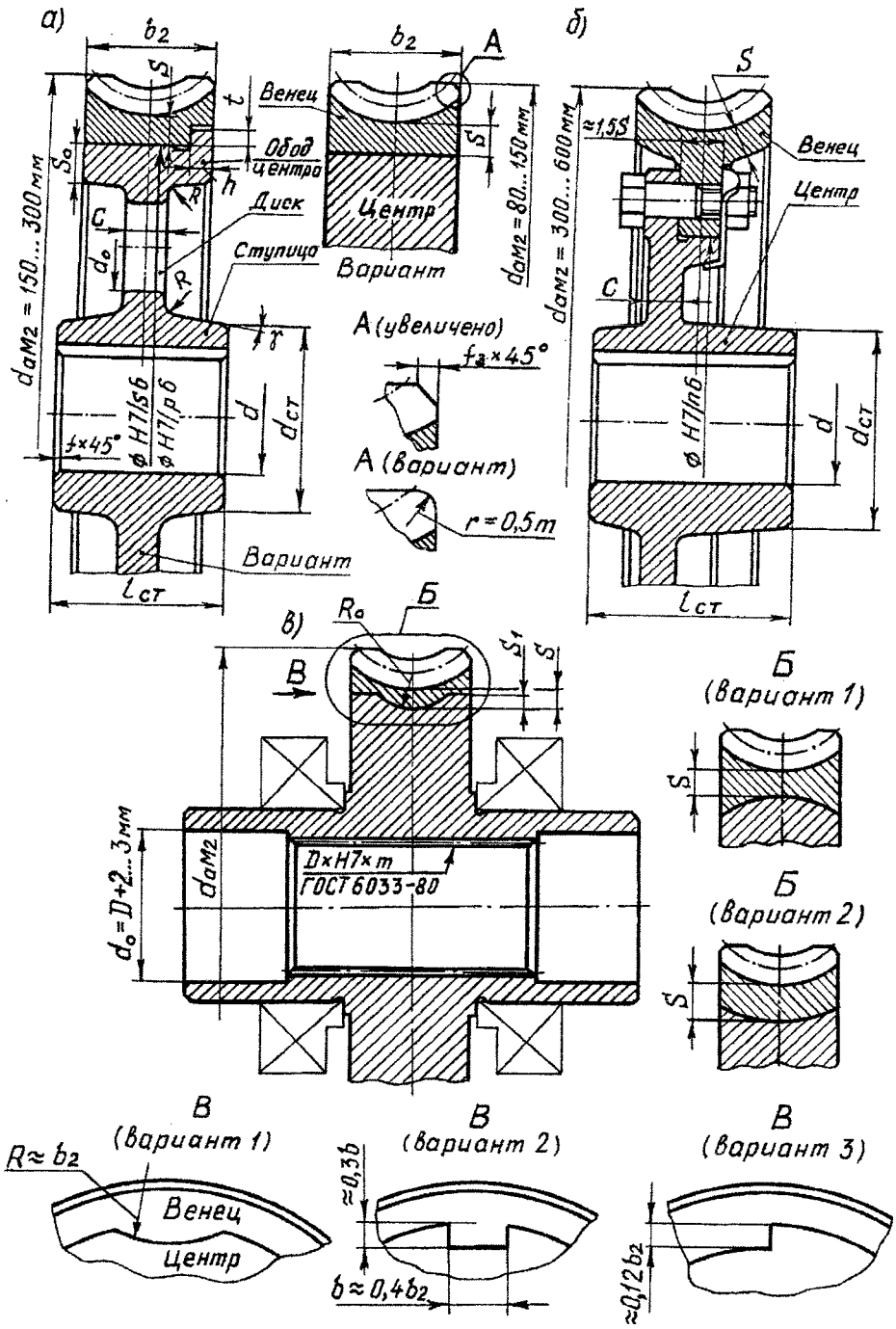


Рис. 3.11. Конструктивные исполнения червячных колес

3.4. МАТЕРИАЛЫ ЧЕРВЯКА И ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА

Изготовление червяка и червячного колеса из стали не обеспечивает достаточной износостойкости и сопротивления заеданию. Поэтому одну из деталей передачи выполняют из антифрикционного материала, хорошо сопротивляющегося заеданию и износу.

Для червяка характерны относительно малый диаметр и значительное расстояние между опорами. Поэтому жесткость и прочность червяка обеспечивают изготовлением его из стали. Поскольку при приработке червяк служит в качестве формообразующего элемента, прочность и твердость его поверхности должны быть выше соответствующих свойств зубьев колеса.

Материалы **червяка** делят на группы: 1) нетермообрабатываемые; 2) улучшаемые; 3) поверхностно-закаливаемые; 4) цементуемые под закалку; 5) подвергаемые азотированию и хромированию.

Наиболее применяемый материал – сталь 18ХГТ, твердость поверхности после цементации и закалки 56...63 HRCэ. Во всех случаях необходимо шлифование и полирование витков червяка.

Применение азотируемых сталей 38Х2 МЮА, 38Х2Ю позволяет исключить шлифование червяка.

Улучшение червяки применяют в малонагруженных передачах (при мощности на червяке < 1 кВт).

Червяки без термообработки применяют лишь во вспомогательных малонагруженных передачах (обычно с ручным приводом).

Червячное колесо выполняют составным: венец – из антифрикционных, относительно дорогих и малопрочных материалов; центр – из стали, при небольших нагрузках – из чугуна.

Материал **венца колеса:**

а) при скорости скольжения $\upsilon_s \geq 5$ м/с – оловянные бронзы:

Бр010Н1Ф1 – при $\upsilon_s = 5...25$ м/с;

Бр010Ф1 – при $\upsilon_s = 5...12$ м/с;

Бр05Ц5С5 – при $\upsilon_s = 5...8$ м/с;

б) при $\upsilon_s = 2...5$ м/с – безоловянные бронзы БрА10Ж4Н4, БрА10ЖЗМц 1,5, БрА9ЖЗЛ;

в) при $\upsilon_s = 2...4$ м/с – латунь ЛАЖМц66-6-3-2;

г) при $\upsilon_s < 2$ м/с – мягкие серые чугуны СЧ15, СЧ20 (привод ручной).

3.5. ХАРАКТЕР И ПРИЧИНЫ ОТКАЗОВ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Так как венец червячного колеса изготовляют из менее прочного материала, чем червяк, то выход из строя передачи, как правило, связан с повреждением зубьев колеса. Опыт эксплуатации червячных передач показал, что выход их из строя обусловлен в основном следующими причинами (в порядке убывания отказов):

1. **Износ зубьев колеса** ограничивает ресурс большинства червячных передач. Интенсивность износа увеличивается при загрязнении смазочного материала, неточном монтаже и повышенной шероховатости рабочих поверхностей витков червяка.

2. **Заедание** – микросварка сопряженных поверхностей зубьев колеса и витков червяка под нагрузкой при отсутствии разделяющего масляного слоя. Заедание ограничивает в первую очередь нагрузочную способность червячной передачи. Причина заедания – высокие скорости скольжения υ_s контактирующих поверхностей и скольжение вдоль линий контакта. Особенно это характерно для средней части зуба (заштрихованная зона на рис. 3.12), где направление вектора υ_s почти совпадает с направлением контактных линий и масляный слой в такой зоне образоваться не может. Всё это и создаёт условия для возникновения заедания. Заедание при твердых материалах венцов колес (безоловянные бронзы и латуни) приводят к образованию и последующему разрушению мостиков микросварки между контактируемыми поверхностями витков и зубьев колеса. Последние катастрофически изнашиваются и повреждаются частицами материала зубьев колеса, приварившимися к виткам червяка.

В случае применения мягких материалов венцов колес (оловянные бронзы) заедание проявляется в менее опасной форме, возникает перенос («намазывание») материала зубьев на рабочую поверхность витков червяка и передача продолжает работать ещё некоторое время, обусловленное интенсивностью изнашивания.

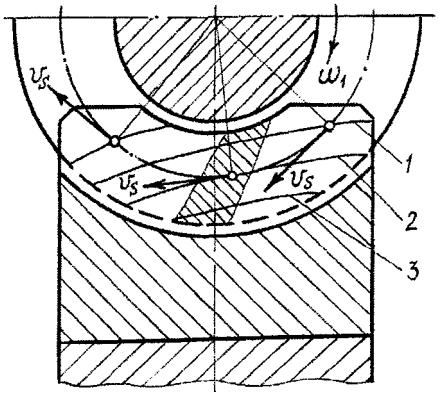


Рис. 3.12. Расположение контактных линий и вектора скорости скольжения υ_s на зубе колеса: 1, 2, 3... - линии контакта витков червяка и зубьев колеса в процессе зацепления

3. **Усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев колес** наиболее опасно для венцов из оловянных бронз. Причина этого отказа – контактные напряжения, превышающие предел выносливости оловянной бронзы для данного числа циклов нагружения.

4. **Усталостная поломка зубьев колеса** происходит в результате значительного их износа.

5. **Пластические деформации активных поверхностей зубьев колеса** наблюдаются при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке передачи).

6. **Статическая поломка зуба колеса** возможна при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке передачи), однако данный отказ встречается наиболее редко.

7. **Нагрев масла** в картере корпуса до температуры, превышающей предельную, приводит к потере им защитных свойств и опасности заедания. Перегрев масла исключают выполнением теплового расчета и, при необходимости, предусматривают отвод избыточной теплоты (оребрение корпуса, искусственное охлаждение, например, обдув корпуса воздухом с помощью вентилятора и т.п.).

3.6. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Расчет червячной передачи проводят только для зубьев червячного колеса, так как витки червяка по форме и материалу значительно прочнее зубьев колеса (при этом индекс «2», который относится к колесу, в обозначениях напряжений обычно не указывают).

Заедание, интенсивность износа и усталостное выкрашивание зависят от контактных напряжений σ_H. Поэтому *расчет по контактным напряжениям* по условию

$$\sigma_H \le [\sigma_H]$$

для червячных передач является основным. Он проводится для длительной работы передачи с номинальной нагрузкой и обеспечивает выполнение определяющих условий: а) для оловянных бронз – сопротивление контактной усталости; б) для безоловянных бронз, латуни и чугунов – сопротивление заеданию и усиленному износу. Причину выхода передачи из строя при основном расчете по контактным напряжениям учитывают при выборе допускаемых напряжений $[\sigma_H]$.

Расчет по напряжениям изгиба σ_F с целью исключения усталостной поломки зуба колеса при изгибе по условию

$$\sigma_F \le [\sigma_F]$$

проводится при этом как проверочный. Как и основной расчет, он выполняется для длительной работы передачи с номинальной нагрузкой. В большинстве случаев напряжения изгиба σ_F не определяют размеры передачи и являются значимыми только при больших числах зубьев колес ($z_2 > 90$).

Дополнительно проводится *расчет на статическую прочность* зубьев колеса при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке передачи), не учитываемой в основном расчете:

1) на контактную прочность активных поверхностей зубьев по условию

$$\sigma_{H\max} \le [\sigma_{H\max}]$$

с целью предотвращения пластических деформаций;

2) на изгибную прочность зуба по условию

$$\sigma_{F\max} \le [\sigma_{F\max}]$$

с целью исключения его статической поломки.

Тепловой расчет червячной передачи по условию

$$t \le [t]$$

исключает нагрев масла в корпусе до температуры t, превышающей допустимую $[t]$.

4. ЭЛЕМЕНТЫ КОНСТРУКЦИИ РЕДУКТОРА И ИХ НАЗНАЧЕНИЕ

4.1. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ КОРПУСА РЕДУКТОРА

В зависимости от конструкции и вида используемых передач корпус редуктора может быть разъемным и неразъемным. Разъемные корпуса имеют одну или две плоскости разъема, проходящие через оси валов. По всему периметру плоскости разъема предусматривают фланцы, соединяющие составные части корпуса. В свою очередь фланцы объединены с массивными приливами (бобышками) для подшипниковых гнезд. При сборке поверхности стыка фланцев покрывают пастой типа Герметик. Соединение составных частей разъемных корпусов редукторов производится стяжными болтами или винтами, и положение их точно фиксируется с помощью цилиндрических или конических штифтов.

В неразъемных конструкциях корпусов редукторов предусматривают отверстия, закрываемые крышками, через которые производится установка передач.

4.2. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ КОНЦОВ ВАЛОВ

Концы быстроходных и тихоходных валов редукторов выполняют цилиндрической (рис. 4.1, *а*) или конической (рис. 4.1, *б*) формы. Основные размеры цилиндрических концов валов регламентированы ГОСТ 12080-66, конических – ГОСТ 12081-72. Каждый из этих стандартов предусматривает два исполнения концов валов: исполнение 1 - длинные и исполнение 2 – короткие. Наибольшее распространение получили валы исполнения 2.

В редукторах насадного исполнения тихоходные (выходные) валы выполняют полыми с внутренними шлицами (рис. 4.2, *а*).

С целью уменьшения габаритов привода в плане тихоходный вал редуктора выполняют с венцом зубчатой муфты (рис. 4.2, *б*). Вторая полумуфта крепится к приводному элементу, ось которого опирается на подшипник, устанавливаемый в расточке тихоходного вала. В результате образуется встроенная внутри приводного узла зубчатая муфта, что обеспечивает компактность конструкции привода. Такое исполнение тихоходного вала широко применяется в редукторах грузоподъемных лебедок.

4.3. КРЫШКИ ПОДШИПНИКОВ

Крышки подшипников изготовляют из чугуна марок СЧ15, СЧ20. Различают крышки привертные (или накладные) и закладные (или врезные).

Привертные крышки (рис. 4.3) крепятся к корпусу винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ (рис. 4.3, *а*) или болтами (рис. 4.3, *б*). В последнем случае опорную поверхность в виде пояска под головки крепежных болтов необходимо обрабатывать.

Для того, чтобы смазочное масло не просачивалось через фланцы крышек, некоторые заводы цилиндрический участок крышки уплотняют кольцами из маслобензостойкой резины (рис. 4.3, *в*). Привертные крышки на рис. 4.3, *а*, *б* выполнены глухими, на рис. 4.3, *г*, *д* - с отверстием для выходного конца вала. Крышки с отверстием обычно снабжают внешним уплотнением в виде резиновой армированной манжеты.

На рис. 4.3, *е* показана предпочтительная форма фланца привертной крышки.

Привертные крышки применяют в основном при неразъемной конструкции корпуса редуктора, однако встречаются примеры их использования и в разъемных конструкциях корпусов.

При разъемных корпусах наиболее рациональны закладные крышки, показанные на рис. 4.4. Они не требуют крепления резьбовыми деталями, так как их удерживает кольцевой выступ на поверхности крышки, для которого в корпусе выполнена канавка. Как и привертные, закладные крышки выполняют с отверстием для выходного конца, снабжая их манжетным уплотнением (рис. 4.4, *а*), и глухими (рис. 4.4, *б*).

В некоторых конструкциях редукторов внешнее уплотнение в закладной крышке с отверстием не предусматривают, а устанавливают минимальный зазор между валом и отверстием в крышке, который при эксплуатации заполняют пластичной смазкой (рис. 4.4,*г*).

При регулировании подшипников регулировочными винтами, в случае применения закладных крышек, регулировочный винт 1 большого диаметра выполняют из стали и ввинчивают в крышку (рис. 4.4, *в*). В процессе регулирования винт воздействует на внешнее кольцо подшипника через промежуточную нажимную шайбу 2 (может выполняться из пластмассы). Фиксация винта 1 производится замком 3.

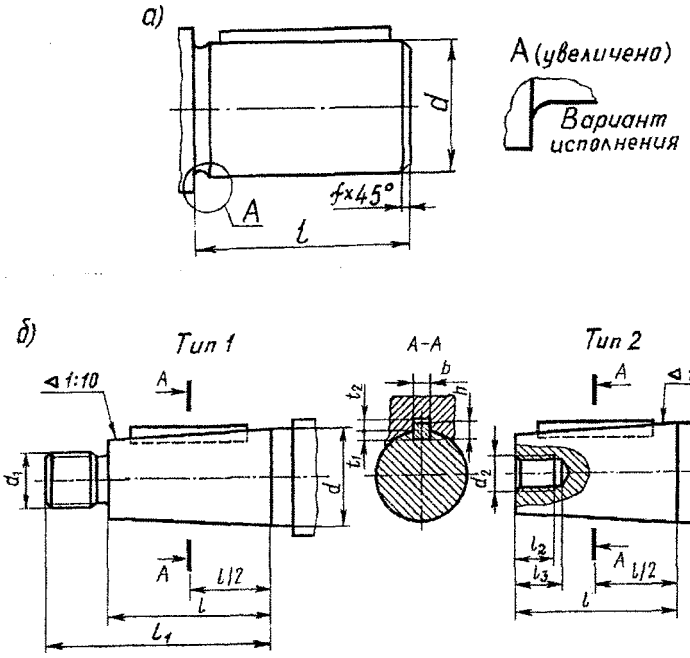


Рис. 4.1. Конструктивное исполнение концов валов:
а – концы валов цилиндрические; *б* – концы валов конические с конусностью 1:10

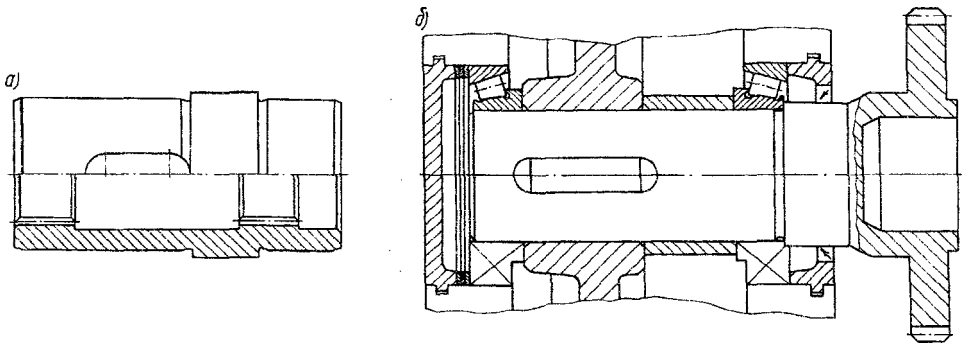


Рис. 4.2. Варианты конструктивного исполнения тихоходных (выходных) валов:
а – полый вал с внутренними шлицами; *б* – исполнение с венцом зубчатой муфты

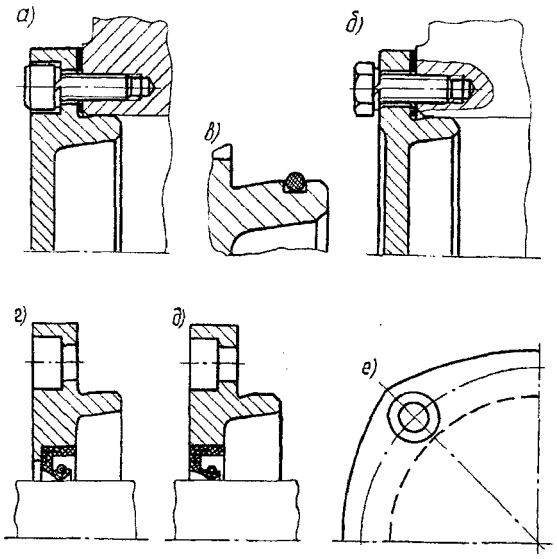


Рис. 4.3. Конструкции привертных крышек

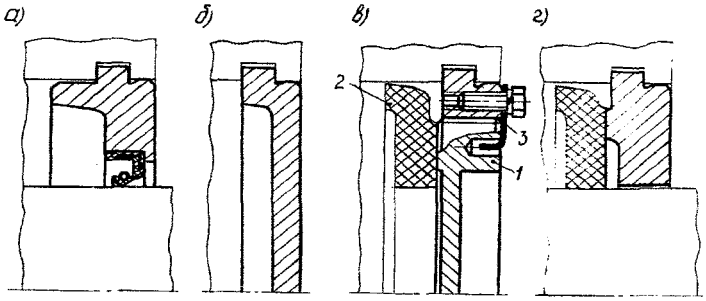


Рис. 4.4. Конструкции закладных крышек

4.4. КРЫШКИ СМОТРОВЫХ ЛЮКОВ И ПРОБКИ-ОТДУШИНЫ

Для залива масла в редуктор, контроля сборки зацепления и его состояния в эксплуатации предусматривают люки. Люки в корпусе выполняют прямоугольной или (реже) круглой формы и закрывают крышками. Наибольшее распространение получили стальные крышки (рис. 4.5) из листов толщиной $\delta_к \geq 3мм$: при единичном и мелкосерийном производстве – простой формы (рис. 4.5, *а*), а при средне– и крупносерийном – штампованные (рис. 4.5, *б*).

Для того, чтобы внутрь корпуса не засасывалась пыль, под крышку ставят уплотняющие прокладки (из картона марки А толщиной 1...1,5 мм или технической маслобензостойкой резины толщиной 2...3 мм). В крышках люков располагают пробки–отдушины (рис. 4.5, *в*), выполняющие одновременно функции заливной пробки.

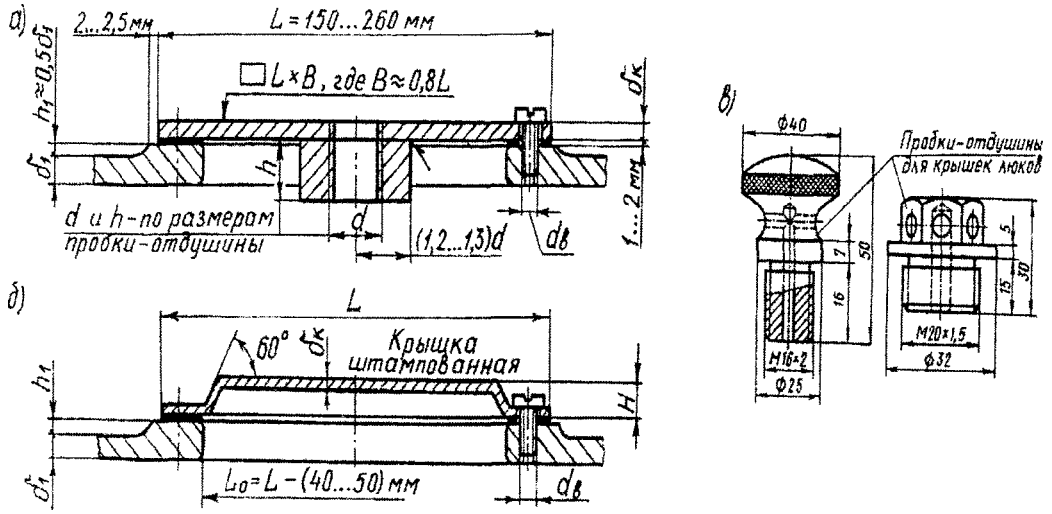


Рис. 4.5. Крышки смотровых люков (*а*, *б*) и пробки отдушины (*в*)

В небольших редукторах с нерегулируемым зацеплением люки необязательны. В этих случаях устанавливают только отдушину, используя ее как заливную пробку. В небольших редукторах небольшого объема отдушины необязательны. Отверстия для залива масла в них закрывают пробками с цилиндрической или конической резьбой (рис. 4.8, *а* ...*в*).

4.5. УСТРОЙСТВА ДЛЯ ПОДЪЕМА И ТРАНСПОРТИРОВАНИЯ КОРПУСНЫХ ДЕТАЛЕЙ И РЕДУКТОРА В СБОРЕ

Для подъема и транспортирования крышки корпуса и редуктора в сборе предусматривают проушины, отливая их заодно с крышкой (рис. 4.6). Выполняют проушины в виде ребра с отверстием (рис. 4.6, *а*, *б*) или сквозного отверстия (рис. 4.6, *в*).

Для корпусов больших размеров предусматривают крючья или проушины, отлитые заодно с корпусом (рис. 4.6, *г*, *д*).

Для подъема и транспортирования редуктора в сборе в ряде случаев используют рым-болты (рис. 4.6, *е*).

4.6. СМАЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

К смазочным устройствам относят пресс-масленки, пробки для заливных и сливных отверстий, а также маслоуказатели.

Пресс–масленки. Подшипники качения, к которым затруднен доступ масла, смазывают пластичным смазочным материалом (Литол–24, ЦИАТИМ–201, ОКБ–122–7 и др.). Для подачи в подшипники пластичного смазочного материала применяют пресс–масленки (рис. 4.7, *а*). Смазочный материал подают под давлением специальным шприцем. Для удобства подвода шприца в ряде случаев более удобным является использование специального переходного штуцера 1 (рис. 4.7, *б*).

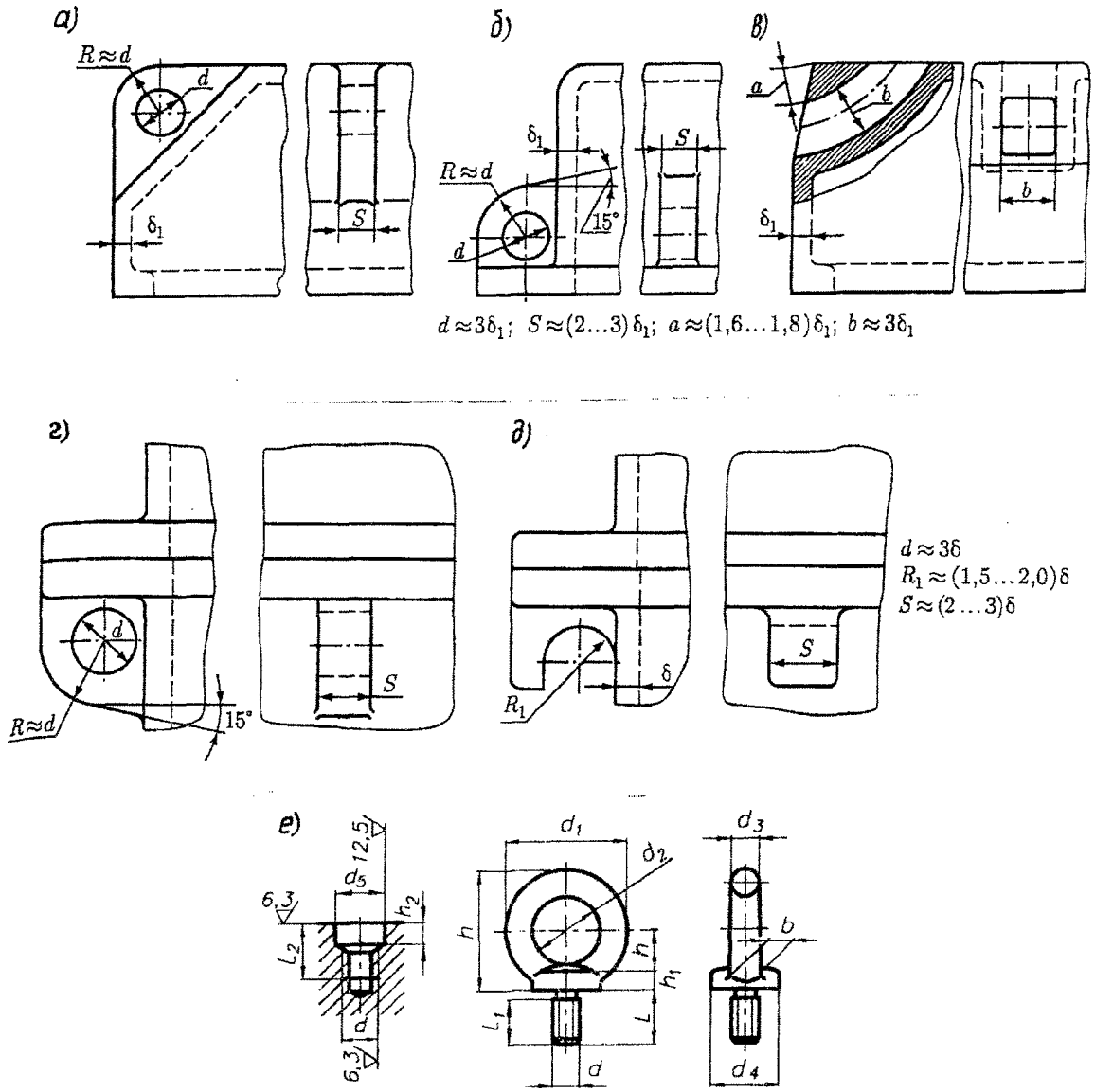


Рис. 4.6. Устройства для подъема и транспортирования корпусных деталей и редуктора в сборе:
а ...в – проушины крышки; *г...д* – проушины корпуса редуктора; *е* – рым–болт

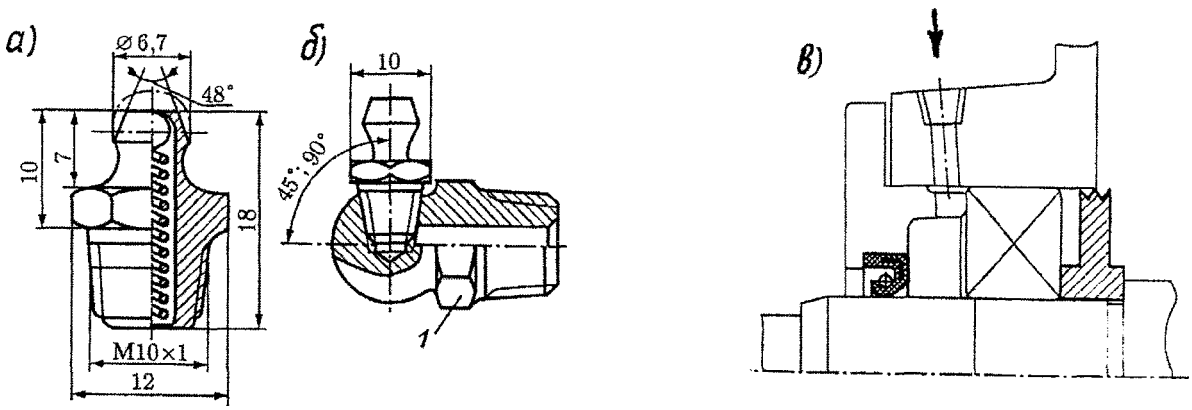


Рис. 4.7. Пресс–масленки:
а , *б* – пресс–масленки (1 – переходной штуцер);
в – место установки пресс–масленки (показано стрелкой)

Пробки. Заливные и сливные отверстия в корпусах редукторов закрывают пробками с цилиндрической или конической резьбой (рис. 4...8, *а*...*в*). Заливные отверстия предназначены для залива масла и их закрывают пробками в том случае, когда в конструкции корпуса отсутствуют люк и крышка люка с пробкой–отдушиной.

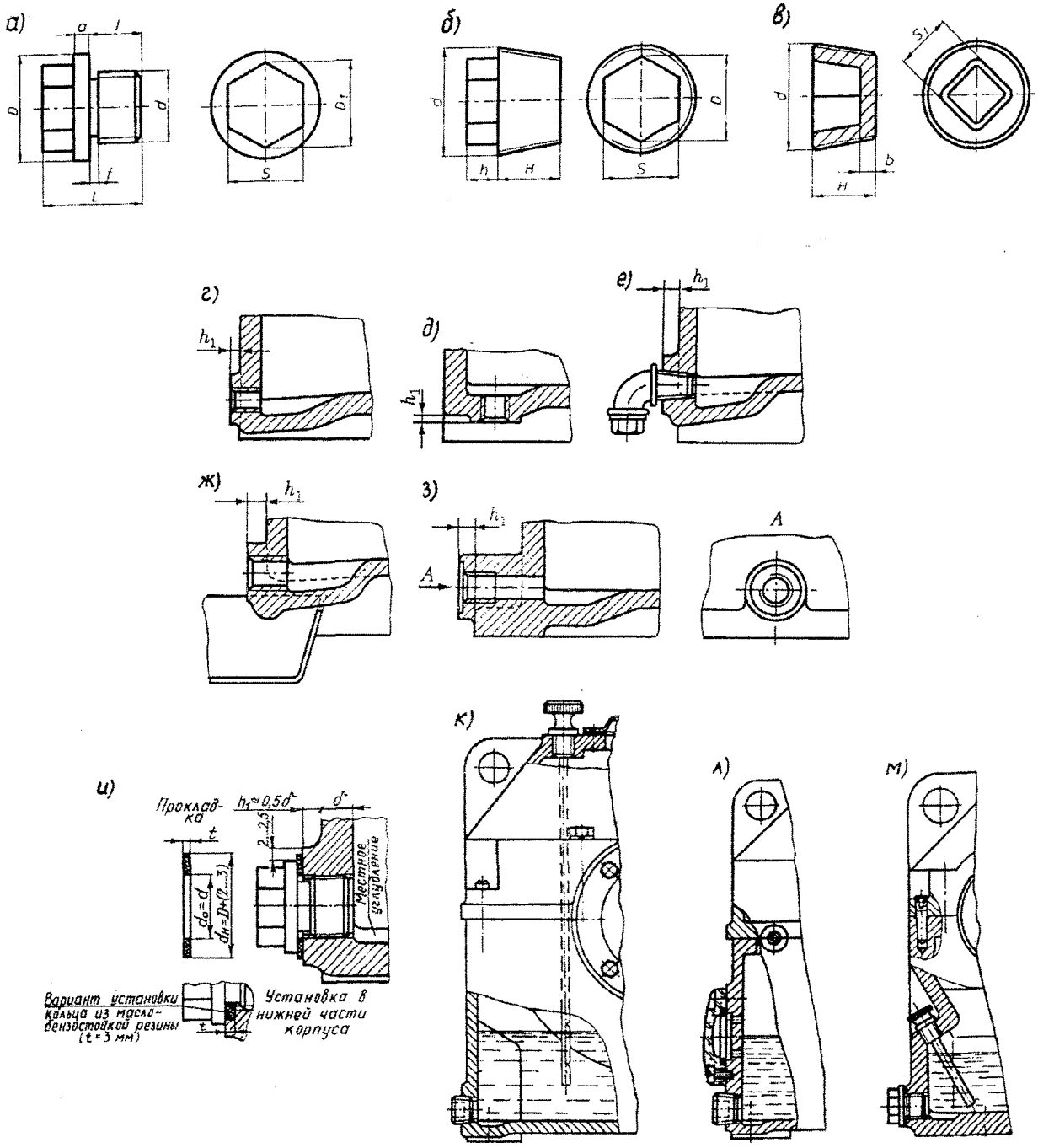


Рис. 4.8. Пробки:
а – пробка с цилиндрической резьбой; *б*, *в* – пробки с конической резьбой; *г*...*з* – варианты оформления сливных отверстий; *и* – установка пробки с цилиндрической резьбой; *к*...*м* – примеры конструкций

Для слива загрязненного масла в корпусе предусматривают отверстие, закрываемое пробкой. Варианты оформления сливных отверстий показаны на рис. 4.8, *г*...*з*. Для слива масла без остатка у сливного отверстия выполняют местное углубление (рис. 4. 8, *г*). Наилучшим вариантом является расположение сливного отверстия в дне корпуса (рис. 4.8, *д*), однако конструкции приводов не всегда позволяют использовать данный вариант. Иногда оказывается удобным в сливное отверстие ввернуть угольник, закрытый пробкой (рис. 4.8, *е*). Для того, чтобы сливаемое масло не растекалось по наружной поверхности корпуса применяют

сливные отверстия «с бородой» (рис. 4.8, *ж*). Если сливное отверстие выполняют в лапе-редукторе, то предусматривают специальный прилив, как показано на рис. 4.8, *з*.

Перед сверлением сливного отверстия прилив в корпусе фрезеруют, поэтому он должен выступать над необрабатываемой поверхностью на высоту $h_1 = 0{,}5\delta$, где δ – толщина стенки корпуса.

Под пробки с цилиндрической резьбой ставят уплотняющие прокладки, так как данная резьба не создает надежного уплотнения (рис. 4.8, *и*).

Коническая резьба создает герметичное уплотнение. Поэтому пробки с конической трубной резьбой не требуют дополнительного уплотнения, а также обработки торца. Их установка предпочтительнее.

Пробки с конической резьбой широко используют в качестве маслоуказателя (для контроля за верхним уровнем масла).

Маслоуказатели. Контроль уровня масла в корпусе редуктора проводится чаще всего жезловыми маслоуказателями (щупами) (рис. 4.9, *а* ... *в*).

Круглые маслоуказатели из прозрачного материала (оргстекла) удобны для корпусов, установленных достаточно высоко над уровнем пола (рис. 4.9, *г*).

Для контроля за нижним и верхним уровнями масла используют пробки с конической трубной резьбой, устанавливая их парами (рис. 4. 9, *д*). Можно устанавливать только одну пробку для контроля за верхним уровнем масла.

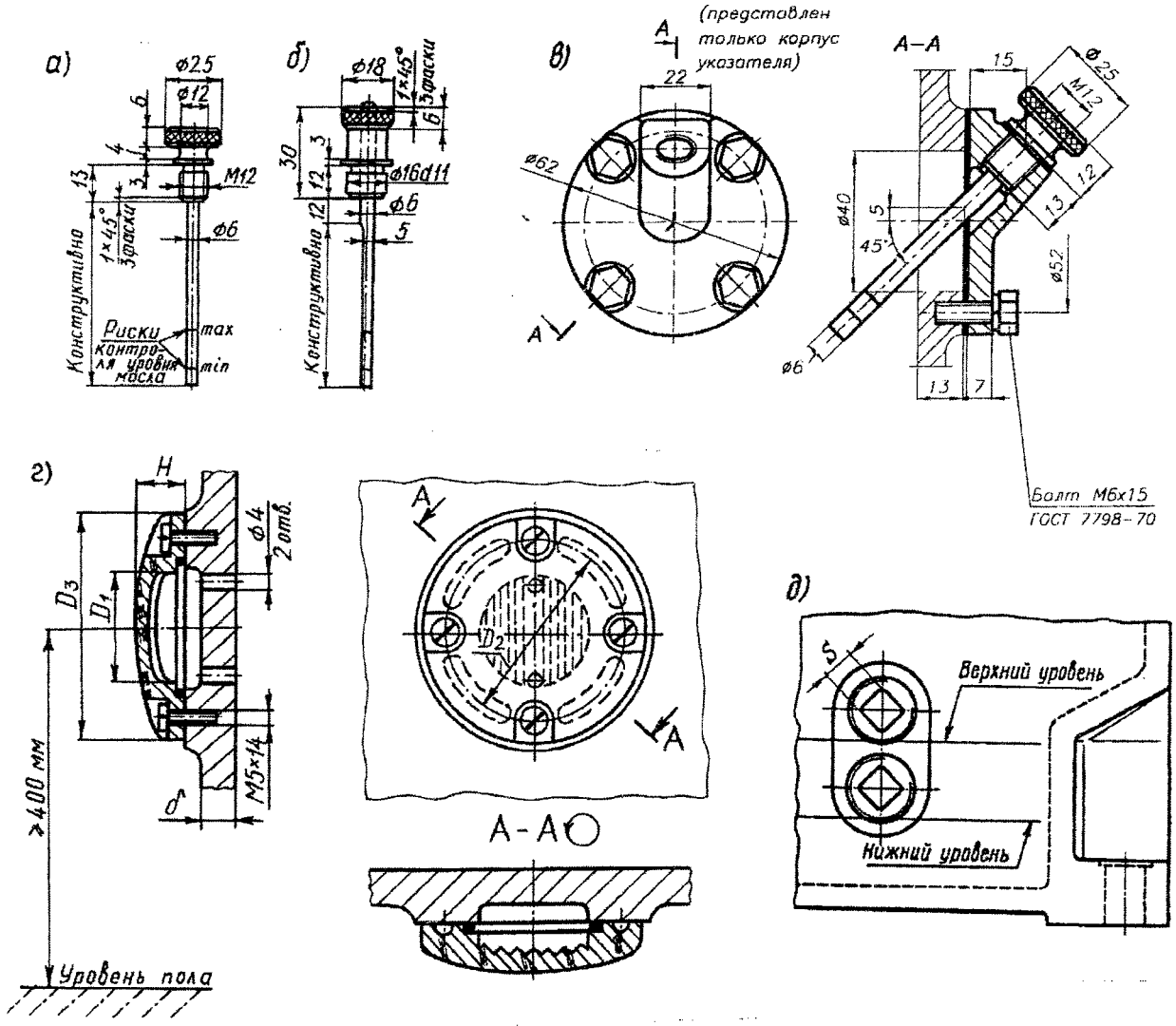


Рис. 4.9. Маслоуказатели:
а , *б* – маслоуказатели жезловые (щупы); *в* – жезловый маслоуказатель в собственном корпусе; *г* – маслоуказатель из прозрачного материала (оргстекла); *д* – маслоуказатель с использованием пробок с конической резьбой

4.7. УПЛОТНИТЕЛЬНЫЕ УСТРОЙСТВА

Назначение уплотнительных устройств или просто уплотнений – предохранение от вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также защита их от попадания извне пыли и влаги.

Различают внешние и внутренние уплотнения.

Из внешних уплотнений наиболее широкое применение нашли манжетные уплотнения (рис. 4.10, *а*...*г*), которые допускают окружную скорость вала до $20 м/с$. Корпус манжеты изготовлен из маслобензостойкой резины. Каркас 1 (рис. 4.10, *а*) представляет собой стальное кольцо Г–образного сечения и предназначен для придания манжете жесткости, что обеспечивает ее тугую посадку в корпус без дополнительного крепления. Браслетная пружина 2 прижимает рабочую кромку 3 манжеты к валу. В условиях повышенной загрязненности внешней среды применяют манжеты с дополнительной рабочей кромкой, называемой пыльником (рис. 4.10, *б*). Избыточное давление уплотняемой среды для манжет составляет не более $0,05...0,1 Н/мм^2$ $(МПа)$. В условиях повышенных перепадов давления до $0,3 Н/мм^2$ обычно применяют манжеты с опорным конусом (рис. 4.10, *в*). Сдвоенная установка манжет (рис. 4.10, *г*), при которой пространство между ними заполняют пластичным смазочным материалом (ПСМ), обеспечивает повышенную герметичность; их можно применять, например, когда уровень масла выше расположения рабочей кромки манжет. При окружной скорости более $4 м/с$ рабочая поверхность вала в месте установки манжеты должна быть шлифованной, а при окружной скорости более $8 м/с$ еще и упрочненной $(\geq 45 HRC_э)$.

Манжету обычно устанавливают открытой стороной внутрь корпуса. Для предотвращения попадания загрязняющих веществ извне манжету также устанавливают рабочей кромкой наружу.

Ресурс манжет составляет не менее 3000 ч.

Весьма эффективными внешними уплотнениями являются комбинированные уплотнения, состоящие из щелевого и торцового 1 уплотнений (рис. 4.10, *д*, *е*). Формы канавок щелевых уплотнений показаны на выносных элементах А и Б. Размер канавки и число канавок z принимают в зависимости от диаметра вала d:

d, *мм*	св. 20 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 100
b, *мм*	2	3	4
z	3	4	4

Зазор щелевых уплотнений заполняют пластичным смазочным материалом.

Малогабаритное торцовое уплотнение 1 (рис. 4.10, *д*, *е*) в виде упругой стальной шайбы имеет незначительный осевой размер и достаточно хорошо предохраняет от вытекания как пластичный смазочный материал, так и масло, а также от попадания загрязнений. Толщина стальной шайбы в зависимости от диаметрального размера составляет $0,3...0,6 мм$. После монтажа обеспечивается достаточная сила прижатия рабочего торца шайбы к торцу одного из колец подшипника, что обеспечивает эффективную герметизацию подшипниковых узлов при скорости скольжения до $6 м/с$.

Установка и конструкция внутренних уплотнений зависит от способа смазывания подшипников и конструкции подшипникового узла.

При смазывании подшипников пластичным смазочным материалом подшипниковые узлы должны быть изолированы от внутренней полости редуктора по причине вытекания разогретой при работе узла пластичной смазки, а также возможного ее вымывания жидким маслом, применяемым для смазывания передач. Герметичность подшипникового узла в данном случае и обеспечивают внутренние уплотнения в виде мазеудерживающего кольца или упругой стальной шайбы.

Внутреннее уплотнение мазеудерживающим кольцом (рис. 4.10, *ж*) является комбинированным – центробежным и щелевым одновременно. Кольцо вращается вместе с валом и имеет на наружной поверхности 2...4 канавки треугольного сечения. Зазор между кольцом и корпусом (стаканом) $0,1...0,3 мм$, выход за торец корпуса $1...2 мм$. Выступающий за пределы корпуса (стакана) участок кольца отбрасывает жидкое масло, остальная его поверхность с канавками удерживает пластичный смазочный материал от вымывания.

В последнее время все более широко используют упругие стальные шайбы не только в качестве внешних уплотнений, но и в качестве внутренних 1 (рис. 4.10, *з*, *и*). Устанавливают их между подшипником и дополнительным кольцом, которое упирается в буртик вала. Кольцо перекрывает канавку на валу, обеспечивая точное центрирование стальной упругой шайбы, которая с достаточным усилием прижата к торцу наружного кольца подшипника и скользит относительно его, вращаясь вместе с валом.

При смазывании подшипников маслом из общей масляной ванны в некоторых конструкциях редукторов шестерня или червяк оказываются погруженными в масло. Выжимаясь из зубчатого зацепления или винтовой нарезкой червяка, оно направляется вместе с продуктами износа в расположенный рядом подшипник. В этом случае подшипник от чрезмерного залива маслом закрывают со стороны полости корпуса маслозащитной шайбой толщиной 1....3 *мм* (рис. 4.10, *к*, *л*). Если шайба выполняется со ступицей (рис. 4.10, *к*), то последняя должна на 2...3 *мм* перекрывать канавку для выхода шлифовального круга, выполненную на валу перед буртиком. Если шайба изготовлена из тонкого листового материала (рис. 4.10, *л*), то ее центрирование обеспечивается с помощью дополнительного кольца, перекрывающего канавку.

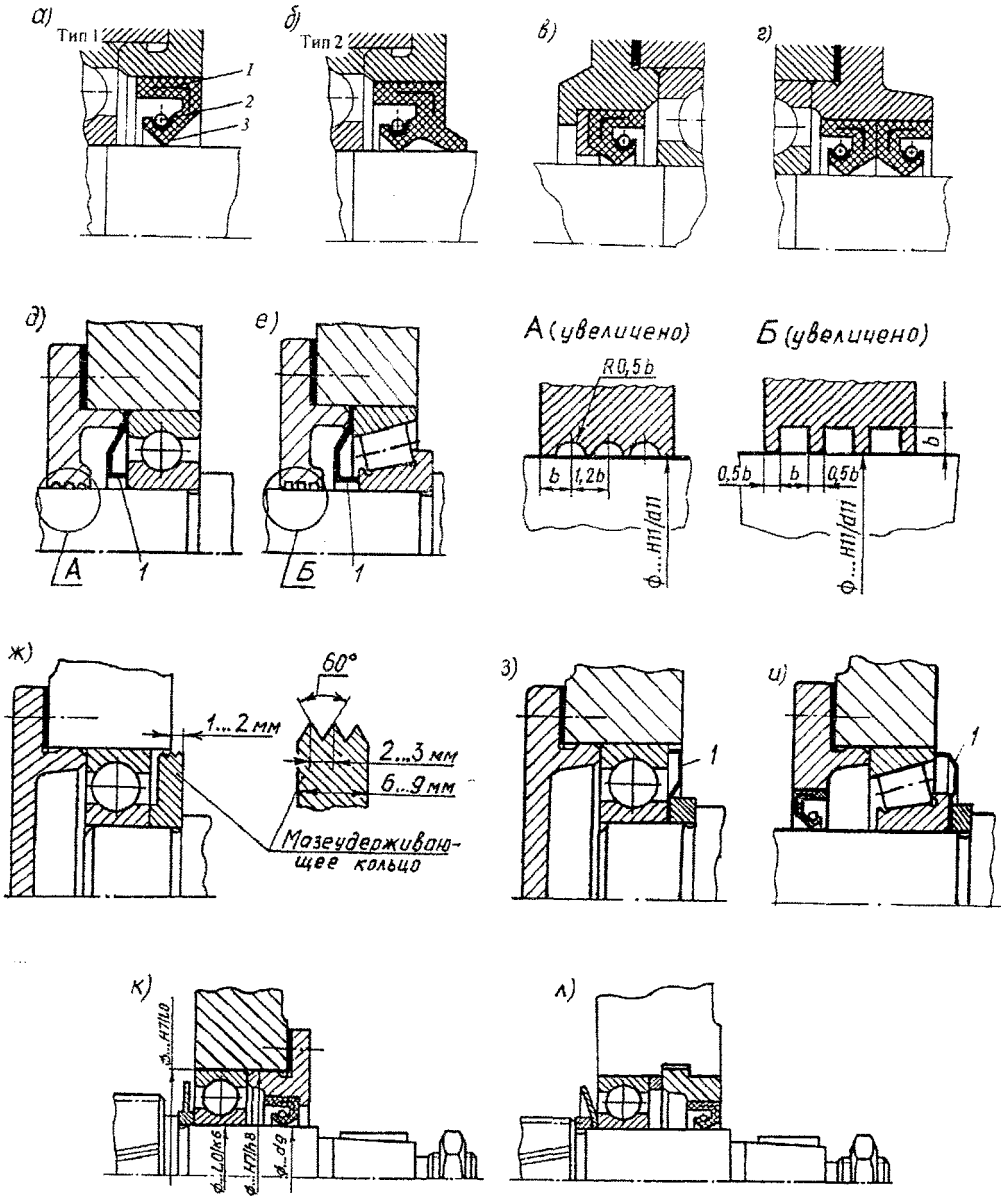


Рис. 4.10. Уплотнительные устройства:
а ...*е* – внешние уплотнения; *ж*...*л* – внутренние уплотнения

5. ПРИМЕРЫ КОНСТРУКЦИЙ РЕДУКТОРОВ НА БАЗЕ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Редукторы на базе червячной передачи выполняют одноступенчатыми и комбинированными (в основном двухступенчатыми), содержащими дополнительную цилиндрическую передачу.

5.1. УНИВЕРСАЛЬНЫЙ ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ ЧЕРВЯЧНЫЙ РЕДУКТОР ТИПА 2Ч

Универсальный одноступенчатый червячный редуктор типа 2Ч (рис. 5.1) получил в настоящее время наибольшее распространение.

В неразъемном оребренном корпусе 1, отлитом из алюминиевого сплава, установлены вал-червяк 2 и червячное колесо 3. Привертные крышки 4 служат корпусами подшипников тихоходного (выходного) вала. Корпус закрыт съемной крышкой 5, отлитой из алюминиевого сплава. Параллельно оси вала колеса в корпусе имеется четыре прилива со сквозными отверстиями для крепления лап 6 шпильками 7. Одинаковые расстояния между осями отверстий в приливах позволяет при помощи одних и тех же лап менять пространственное положение редукторов в соответствии с вариантами расположения червячной пары (рис. 5.2). Редуктор может применяться как с лапами, так и без лап. Лапы изготовляются из прокатной неравнобокой угловой стали и крепятся к редуктору шпильками, проходящими через сквозное отверстие в корпусе.

Червячный вал изготовлен из легированной стали; витки червяка подвергаются поверхностному упрочнению до твердости 50...55 HRCэ с последующим шлифованием и полированием. Венец червячного колеса изготовлен из оловянно-фосфористой бронзы и залит на центр с удлиненной ступницей из углеродистой стали, которая выполняет одновременно роль полого вала с внутренними шлицами.

В зависимости от расположения червячной пары в пространстве при эксплуатации редуктор может выполняться по одному из вариантов, представленных на рис. 5.2. На рис. 5.2 редукторы должны рассматриваться в вертикальной плоскости. В варианте расположения 4 лапы устанавливаются так же, как в варианте расположения 1.

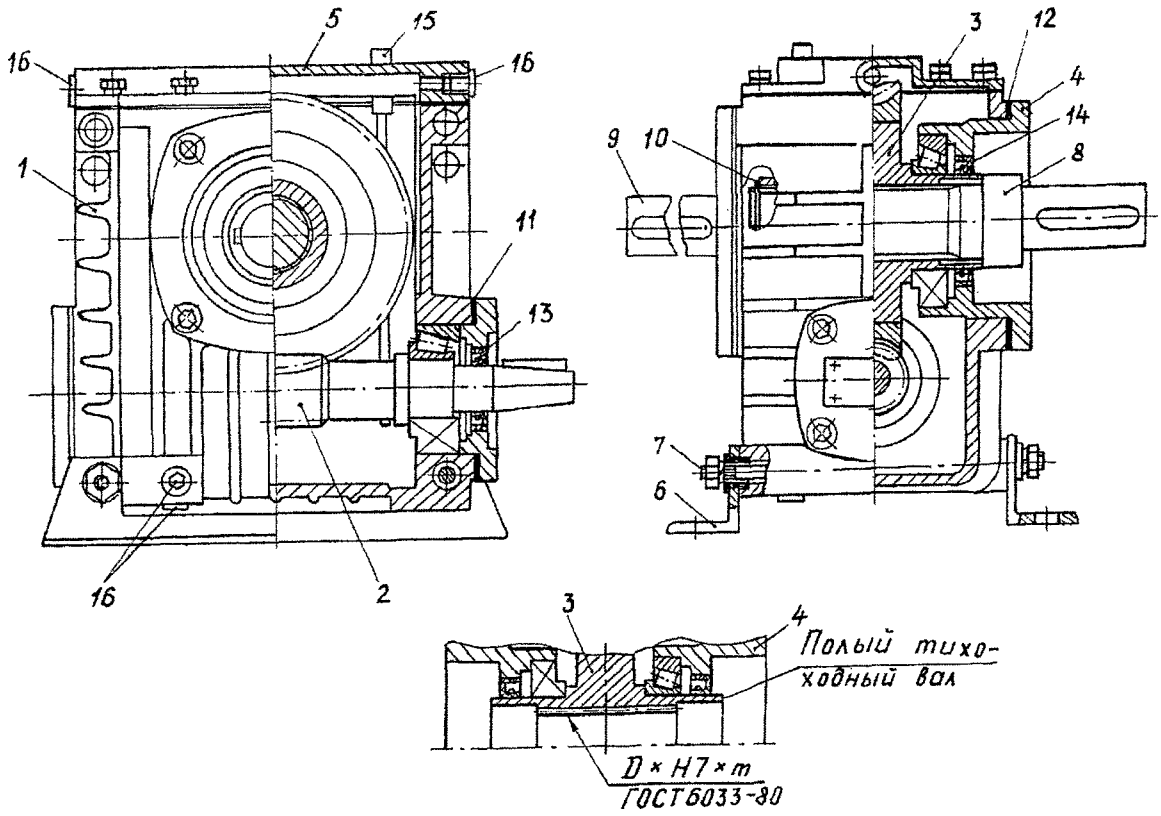


Рис. 5.1. Универсальный одноступенчатый червячный редуктор типа 2Ч

Выходной конец быстроходного червячного вала 2 выполняется коническим, тихоходного – цилиндрическим. Тихоходный вал может быть одноконцевым 8 и двухконцевым 9 (рис. 5.1). Он соединяется со ступицей центра червячного колеса при помощи эвольвентных шлицев и фиксируется от осевого смещения плоским упорным пружинным кольцом 10. Центрирование тихоходного вала осуществляется по наружному диаметру шлицев. Редуктор может использоваться без тихоходного вала сплошного сечения. В последнем случае функцию полого тихоходного вала с внутренними шлицами выполняет ступица центра червячного колеса.

Валы редуктора смонтированы на конических роликоподшипниках, установленных по схеме враспор. Регулирование подшипников валов червяка и колеса осуществляется набором металлических прокладок, соответственно 11 и 12, установленных между крышками и корпусом. Допускаемые пределы осевых зазоров для червячного вала и вала колеса, например для редуктора 2Ч-80, установленных на конических роликоподшипниках соответственно 7606Н и 7210НА, принимают в диапазоне 0,04...,07 мкм (для червячного вала) и 0,05...0,10 (для вала колеса).

Выходные концы валов уплотнены резиновыми армированными манжетами 13 и 14 (тип 1, ГОСТ 9752-79).

Охлаждение редуктора естественное.

Смазка передачи картерная непроточная. Подшипники вала червяка для варианта расположения «червяк под колесом» смазываются погружением в масляную ванну; подшипники червяка для варианта расположения «червяк над колесом» и подшипника вала колеса смазываются разбрызгиванием. Контроль уровня масла производится жезловым маслоуказателем (щупом) 15, одновременно выполняющим роль отдушины. Масло заливается через резьбовое отверстие под маслоуказатель, а сливается через резьбовое отверстие 16 в нижней части корпуса.

В зависимости от изменения расположения редуктора в пространстве меняется расположение маслоуказателя 15 и одной из пробок 16, предусмотренных с каждой стороны корпуса.

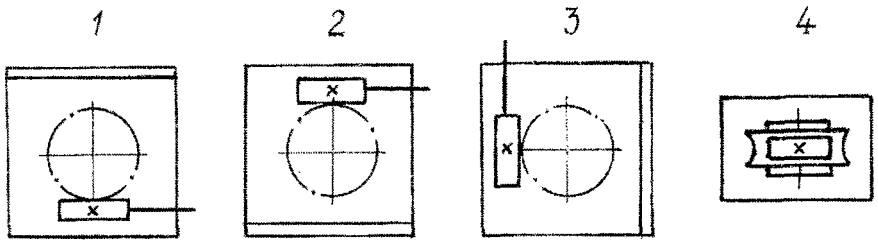


Рис. 5.2. Варианты расположения червячной пары в универсальном одноступенчатом червячном редукторе типа 2Ч: 1 – червяк под колесом; 2 – червяк над колесом; 3 – вал-червяк вертикальный; 4 – вал червячного колеса вертикальный

5.2. ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ ЧЕРВЯЧНЫЙ РЕДУКТОР СПЕЦИАЛЬНОГО НАЗНАЧЕНИЯ С ПОЛЫМ ТИХОХОДНЫМ ВАЛОМ

Для привода одного или одновременно двух вертикальных приводных валов используют одноступенчатый червячный редуктор с полым тихоходным валом, установленным вертикально, и боковым расположением червяка относительно червячного колеса (рис. 5.3, *а*).

Центр червячного колеса приварен к полой ступице, в которой с обеих сторон выполнены внутренние шлицы.

Червяк установлен на подшипниках качения. Опора, состоящая из двух конических роликоподшипников, фиксирует осевое положение червячного вала и воспринимает осевые нагрузки, вторая опора – плавающая с использованием шарикового радиального однорядного подшипника. Подшипники обеих опор установлены в стаканах одинаковых размеров, что позволяет, при необходимости, менять местами местоположение отверстий для установки стаканов при использовании корпуса с верхним расположением лап (рис. 5.3, *б*).

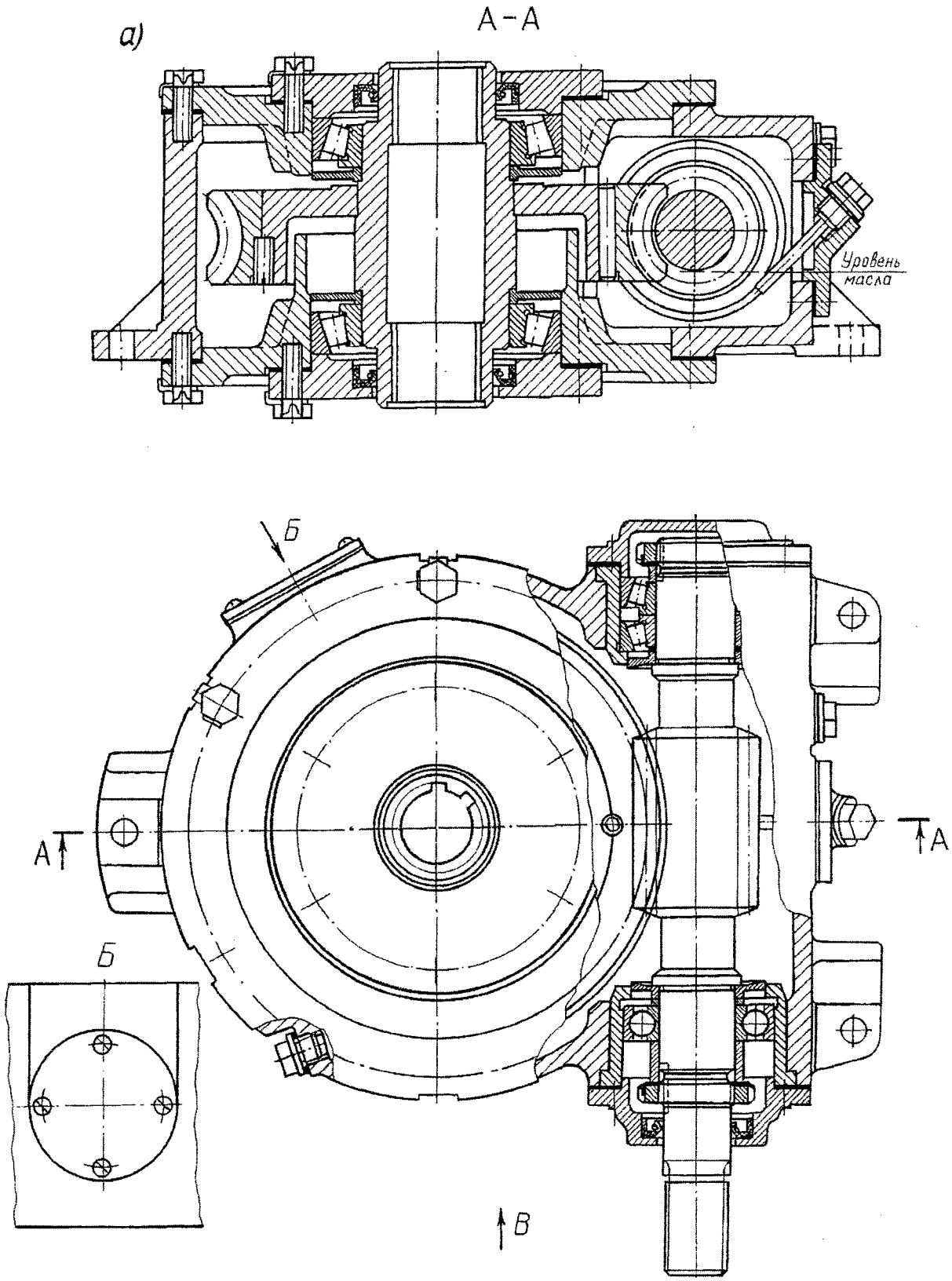


Рис. 5.3. Одноступенчатый червячный редуктор специального назначения с полым тихоходным валом

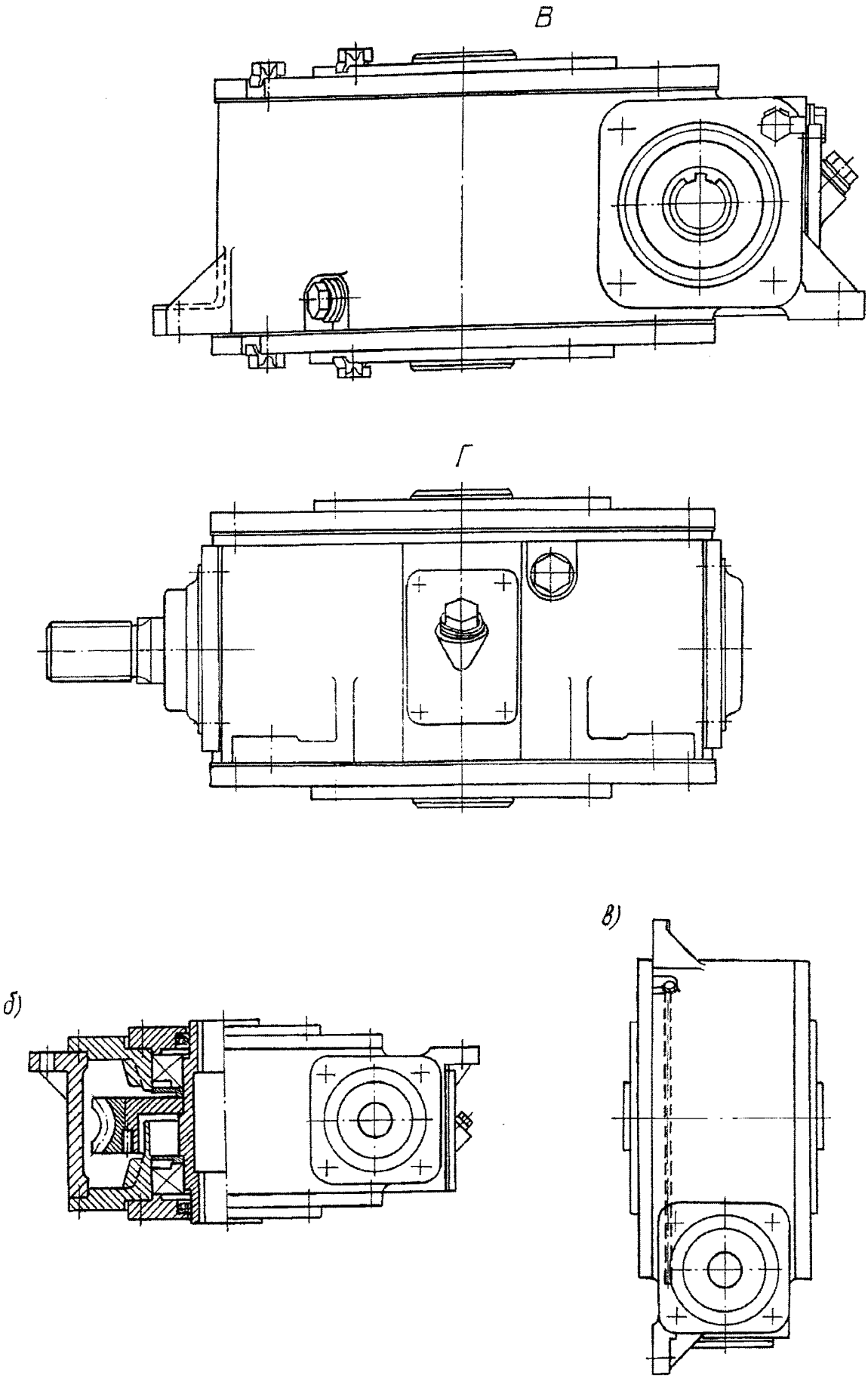


Рис. 5.3 (продолжение)

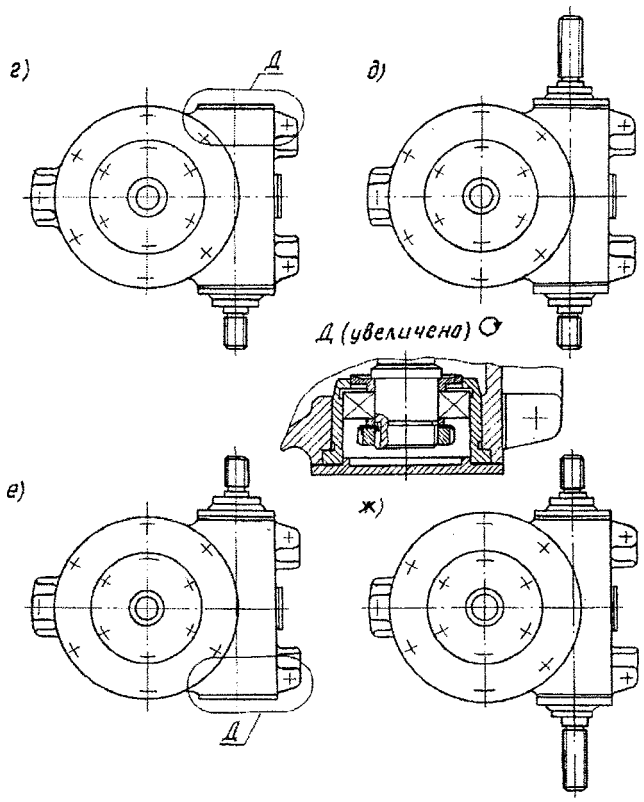


Рис. 5.3 (продолжение)

Регулирование подшипников фиксирующей опоры червячного вала производится набором металлических прокладок, устанавливаемых между глухой привертной крышкой и корпусом.

Полый тихоходный вал смонтирован на двух конических роликоподшипниках, установленных по схеме враспор. Регулирование подшипников производится набором металлических прокладок, установленных между фланцами привертных подшипниковых крышек и крышками, которые служат корпусами для этих подшипников.

Смазывание передачи обеспечивается за счет окунания червяка в масло на высоту витка. Для защиты подшипников червячного вала от избытка масла, направляемого в сторону опор винтовой нарезкой червяка, подшипники со стороны внутренней полости корпуса защищены маслозащитными шайбами. Удлиненные ступицы этих шайб перекрывают канавки перед буртиками вала и обеспечивают их точное центрирование. Подшипники полого тихоходного вала смазываются пластичной смазкой и снабжены внутренними уплотнениями в виде мазеудерживающих колец.

Контроль уровня масла, залитого в корпус, производится жезловым маслоуказателем (щупом), установленным в собственном корпусе. Масло заливается в редуктор через резьбовое отверстие под маслоуказатель, а сливается через резьбовое отверстие в нижней части корпуса, закрываемое маслосливной пробкой с цилиндрической резьбой.

Масло, залитое в корпус, не должно заливать нижний подшипник полого тихоходного вала. Для этой цели цилиндрическая часть нижней крышки, в которой установлен данный подшипник, выполнена удлиненной, что позволяет ей возвышаться над поверхностью масла в масляной ванне.

Для контроля состояния редуктора в эксплуатации на боковой поверхности корпуса предусмотрено смотровое окно, закрываемое крышкой круглой формы (см. вид Б на рис. 5.3, *а*). Такое расположение смотрового окна удобно для выполнения регулировки, так как проверка пятна контакта на зубьях колеса возможна только при наблюдении сбоку.

При эксплуатации редуктора червячная пара может располагаться в пространстве по варианту «червяк под колесом» (рис. 5.3, *в*). В данном случае меняется расположение маслоуказателя и маслосливной пробки.

Конструкция редуктора предусматривает исполнение червячного вала одно- и двухконцевым с концевыми участками различной длины (рис. 5.3, *г*...*ж*).

5.3. ОДНОСТУПЕНЧАТЫЙ ЧЕРВЯЧНЫЙ РЕДУКТОР С ИСКУССТВЕННЫМ ОХЛАЖДЕНИЕМ

Одноступенчатые редукторы, показанные на рис. 5.1 и 5.3, имеют естественное охлаждение. Кроме этого, в редукторе 2Ч (рис. 5.1) отводу теплоты способствуют ребра корпуса. Однако в ряде случаев даже оребрение корпуса не обеспечивает достаточный отвод избыточной теплоты, что приводит к нагреву масла сверх допустимой температуры.

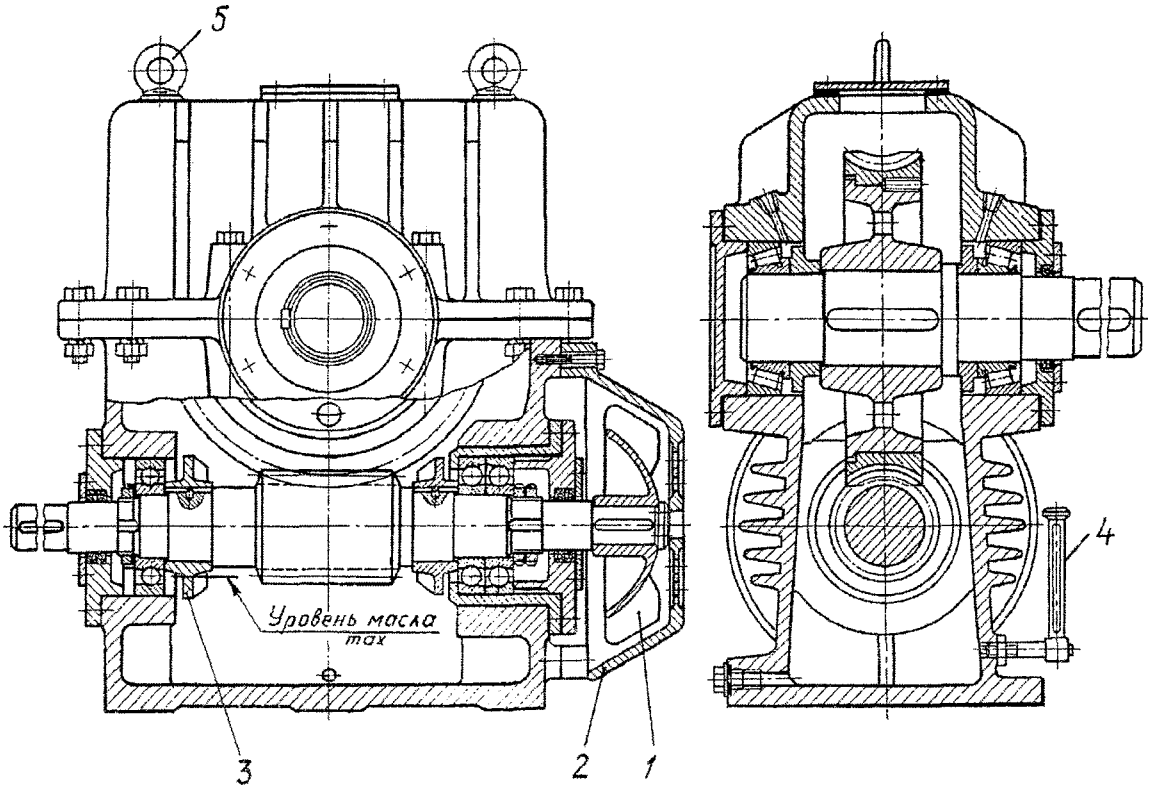


Рис. 5.4. Одноступенчатый червячный редуктор с искусственным охлаждением

Смазочные свойства масла в таких условиях резко ухудшаются и возникает опасность заедания передачи, в результате чего она выходит из строя. В таких конструкциях редукторов предусматривают искусственное охлаждение – обдув поверхности корпуса с помощью вентилятора (рис. 5.4). В конструкции одноступенчатого червячного редуктора (рис. 5.4) вентилятор 1 установлен на червячном валу и закрыт кожухом 2. Особенно эффективно воздушное охлаждение с помощью вентилятора при расположении червяка под червячным колесом, так как в этом случае воздушный поток охлаждает масляную ванну. Ребра корпуса при искусственном обдуве располагают вдоль направления потока воздуха от вентилятора. обычно горизонтально.

Как уже указывалось ранее, смазывание червячной передачи осуществляют обычно окунанием червяка или колеса в масляную ванну. При нижнем расположении червяка под колесом желательно, чтобы уровень масла не превышал центра нижнего тела качения подшипника, а червяк был погружен в масло примерно на высоту витка. Если уровень масла устанавливается по подшипникам и червяк оказывается погруженным не на всю высоту витка или совсем не окунается в масло, то на валу червяка устанавливают разбрызгиватели. Именно такой вариант смазывания червячной передачи и предусмотрен в конструкции редуктора на рис. 5.4. Здесь разбрызгиватели 3 установлены на валу червяка, при вращении которого за счет разбрызгивания и обеспечивается смазывание передачи. При этом подшипники червячного вала смазываются тем же маслом, что и передача. Подшипники же вала червячного колеса смазываются пластичной смазкой. Для того, чтобы разогретый смазочный материал не вытекал из подшипниковых узлов, оба подшипника вала колеса изоли-

рованы от внутренней полости корпуса внутренними уплотнениями в виде мазеудерживающих колец. Для подачи пластичной смазки внутрь подшипниковой камеры в приливах подшипниковых гнезд устанавливают пресс-масленки (на рис. 5.4 показаны отверстия с конической резьбой для ввинчивания пресс-масленок; конструкция пресс-масленки показана на рис. 4.7, *а*). Смазочный материал подают под давлением специальным шприцем.

Залив масла в корпус редуктора (рис. 5.4) производится через люк в верхней части, который закрыт крышкой. По причине небольшого объема редуктора установка отдушины в крышке люка не предусмотрена.

Для контроля уровня масла, заливаемого в корпус, в редукторе установлен трубчатый маслоуказатель 4. Однако маслоуказатели данной конструкции в настоящее время не рекомендуются к применению, так как при транспортировании они легко повреждаются.

Слив масла производится через сливное отверстие в нижней части корпуса, выполненное в специальном приливе лапы. Сливное отверстие закрыто пробкой с цилиндрической резьбой.

Для подъема и транспортирования редуктора в сборе в крышке корпуса установлены два рым-болта 5.

5.4. КОМБИНИРОВАННЫЕ РЕДУКТОРЫ НА БАЗЕ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Кроме одноступенчатых червячных редукторов, в механических приводах находят применение комбинированные редукторы (рис. 5.5). Особенностью их конструкции является наличие, кроме червячной передачи, дополнительной зубчатой (обычно цилиндрической передачи).

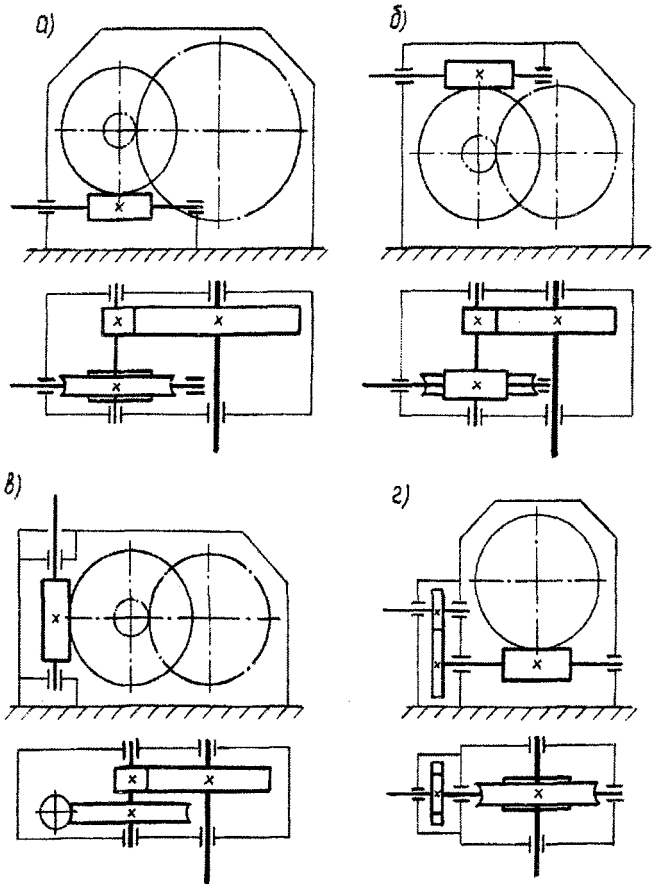


Рис. 5.5. Схемы комбинированных редукторов на базе червячной передачи

Наибольшее распространение из комбинированных редукторов получили двухступенчатые червячно-цилиндрические редукторы с расположением червячной пары в пространстве по вариантам «червяк под колесом» (рис. 5.5, *а*), «червяк над колесом» (рис. 5.5, *б*) и «вал-червяк вер-тикальный» (рис. 5.5, *в*). а также цилиндрическо-червячные с расположением червячной пары по варианту «червяк под колесом» (рис. 5.5, *г*).

Установка вала-червяка в червячно-цилиндрических редукторах для выше приведенных вариантов расположения червячной пары в пространстве показана на рис. 5.6 ... 5.7. Во всех этих конструкциях используется традиционная схема установки подшипников вала-червяка: одна опора фиксирующая сдвоенная, вторая – плавающая.

Подшипники вала-червяка на рис. 5.6, *а* смазываются маслом из общей масляной ванны, на рис. 5.6, б и 5.7 – пластичной смазкой. В подшипниковую камеру фиксирующей опоры (рис. 5.6, *б*) пластичная смазка подается шприцем через пресс-масленку, опора снабжена внутренним уплотнением в виде упругой стальной шайбы. В качестве плавающей опоры в данной конструкции червячного вала используется шариковый радиальный однорядный подшипник с двумя защитными шайбами (тип 80000), который заполнен пластичной смазкой на заводе-изготовителе и не требует дополнительного смазывания в процессе эксплуатации.

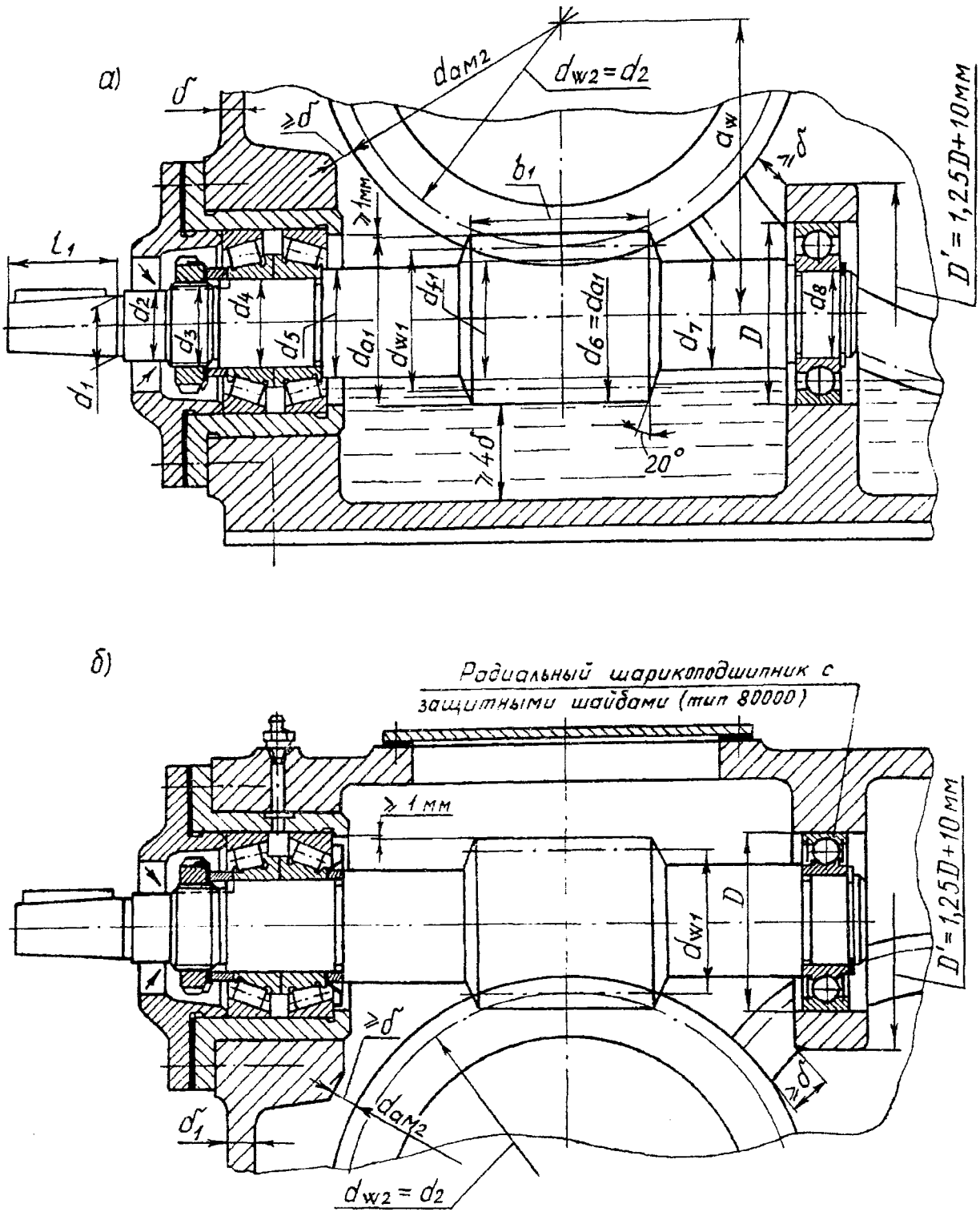


Рис. 5.6. Установка вала-червяка в червячно-цилиндрическом двухступенчатом редукторе: *а* – для расположения червячной пары в пространстве по варианту «червяк под колесом»; *б* – для расположения червячной пары по варианту «червяк над колесом»

У вертикального вала-червяка (рис. 5.7) обе подшипниковые опоры смазываются пластичной смазкой и изолированы от внутренней полости корпуса внутренними уплотнениями в виде упругих стальных шайб.

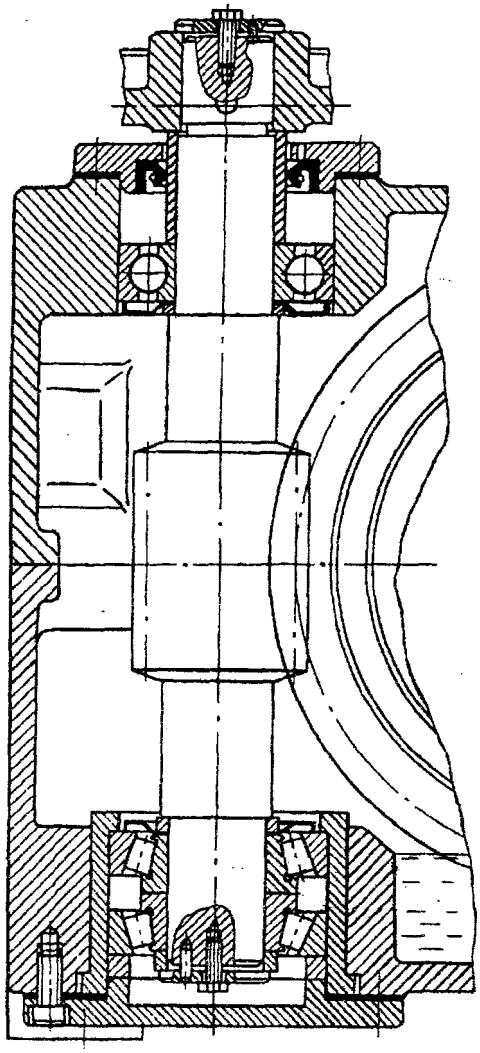


Рис. 5.7. Установка вертикального вала-червяка в червячно-цилиндрическом двухступенчатом редукторе

При очень больших осевых нагрузках в фиксирующей опоре вала-червяка вместо двух конических можно применить комбинацию из двух упорных и одного радиального подшипников (рис. 5.8). Однако такие опоры имеют скоростные ограничения в пределах, допустимых для упорных подшипников по каталогу (например, предельная частота вращения упорного подшипника 8312 при пластичной смазке составляет 1600 мин$^{-1}$). Поэтому данный вариант конструкции обычно принимают тогда, когда другие типы подшипников не обеспечивают потребный ресурс при приемлемых габаритах.

Двухступенчатый цилиндрическо-червячный редуктор показан на рис. 5.9. Применяют такие конструкции для увеличения передаточного отношения. Конструкция корпуса редуктора – разъемная, плоскость разъема проходит через ось вала червячного колеса. Для соединения крышки с корпусом используют винты с цилиндрической головкой. В районе подшипниковых гнезд винты имеют большую длину (сечение Б-Б на рис. 5.9), чем на фланцах (сечение В-В). Положение крышки относительно корпуса фиксируется двумя коническими штифтами (сечение Г-Г), поставленными по одному с каждой стороны.

Цилиндрическая зубчатая пара устанавливается сбоку в отдельной полости небольшого объема и закрывается крышкой, которая крепится к корпусу восемью винтами и фиксируется двумя штифтами.

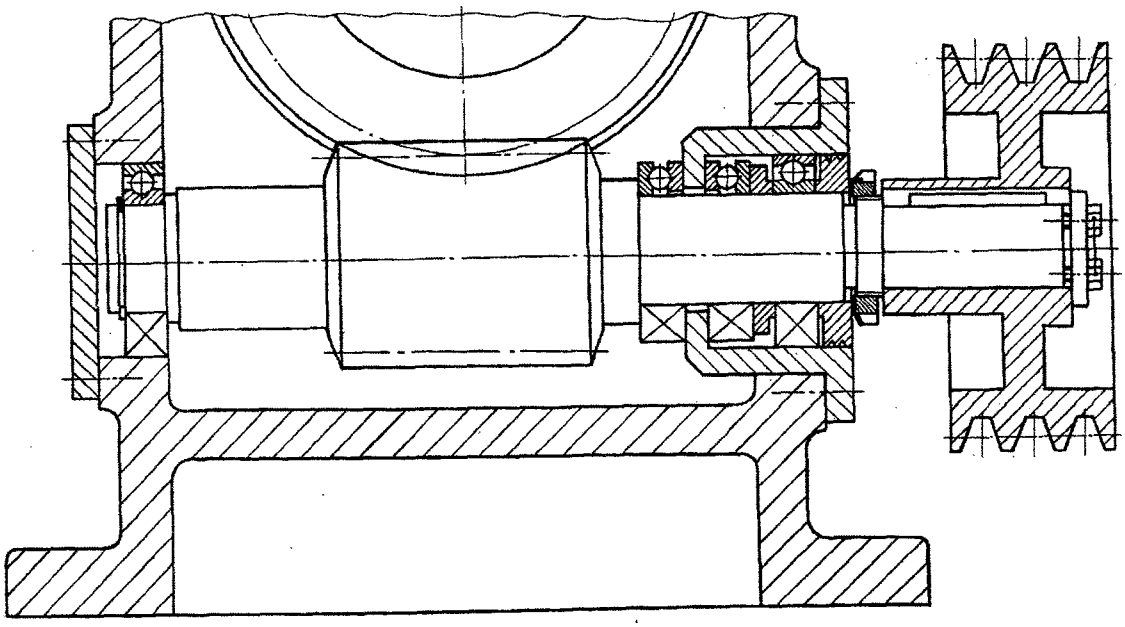


Рис. 5.8. Конструктивное исполнение фиксирующей опоры вала-червяка с использованием упорных и радиального шарикоподшипников

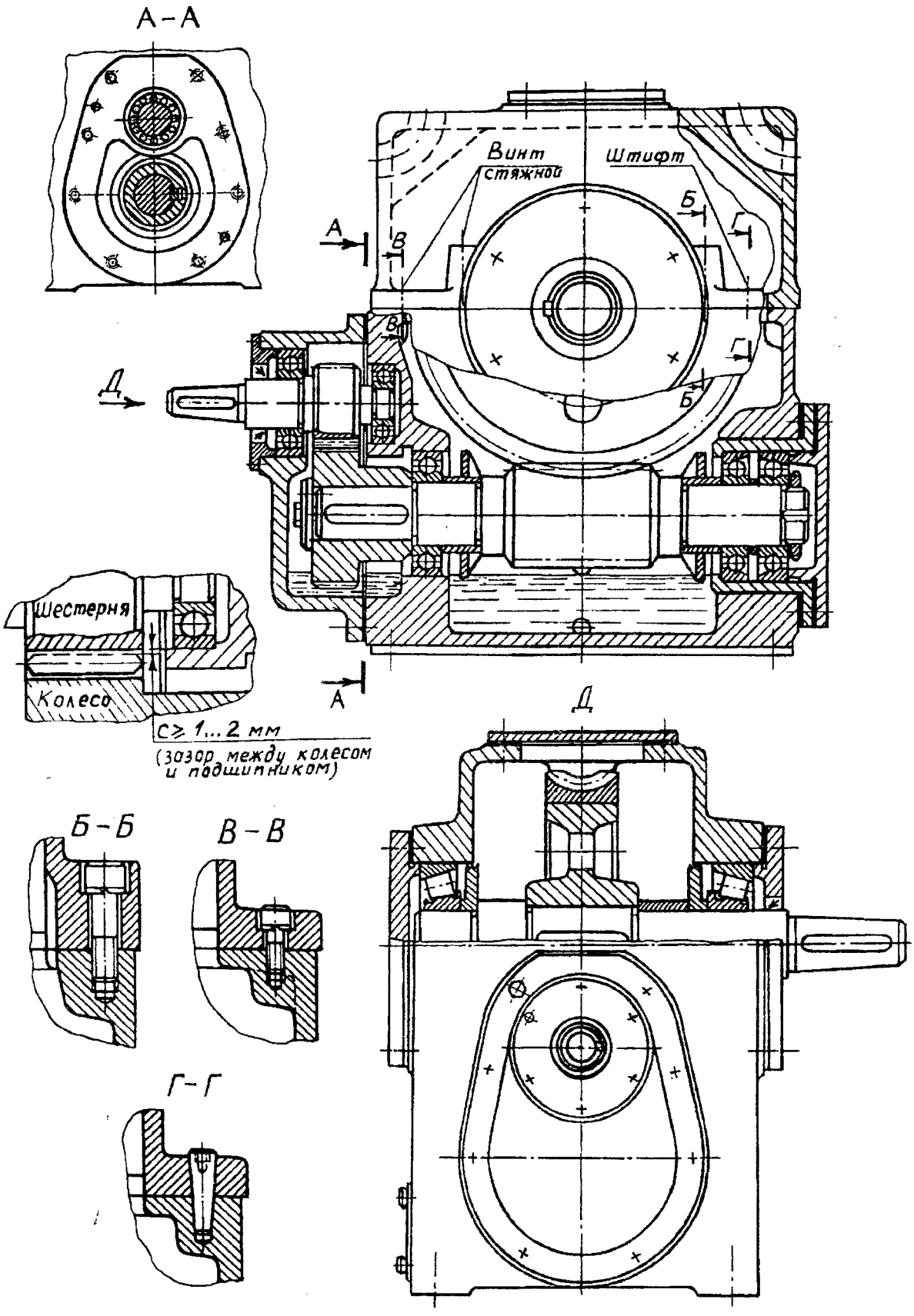


Рис. 5.9. Цилиндрическо-червячный двухступенчатый редуктор

Особое внимание в конструкции редуктора обращено на условия сборки элементов цилиндрической пары. Вал-червяк с закрепленными на нем подшипниками устанавливается в корпус без зубчатого колеса через правое отверстие под стакан. Последующую посадку зубчатого колеса следует выполнять так, чтобы при этом не были повреждены подшипники червячного вала. Здесь нежелательно применять посадки со значительными натягами. Удобно закреплять колесо на шлицевом участке вала. Вал-шестерню устанавливают в корпус также с заранее закрепленными на нем подшипниками. Раздельный монтаж шестерни и колеса возможен, если размеры внутреннего (правого) подшипника вала-шестерни невелики и при вводе в корпус он не упирается в зубья колеса (зазор $c \geq 1...2$ мм).

В качестве конструктивного решения, упрощающего сборку, можно предложить замену радиальных шарикоподшипников вала-шестерни коническими роликоподшипниками, у которых наружное кольцо съемное и монтируется отдельно.

Подшипники вала-шестерни и вала червячного колеса установлены по схеме враспор, вала-червяка – по схеме «одна опора фиксируется сдвоенная, вторая плавающая». Фиксирующая опора червячного вала состоит из двух радиально-упорных шарикоподшипников, в качестве плавающей используется радиальный однорядный шарикоподшипник.

Смазка подшипников вала-шестерни и червячного вала осуществляется за счет разбрызгивания масла, подшипников вала червячного колеса – пластичной смазкой.

Червячная передача смазывается за счет разбрызгивания масла брызговиками (разбрызгивателями), закрепленными на червячном валу.

Для подъема и транспортирования редуктора в крышке корпуса предусмотрены проушины в виде сквозных отверстий.

6. КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ

1. Особенности конструкции, применение, достоинства и недостатки червячной передачи.
2. Как определяется передаточное отношение червячной передачи?
3. Типы цилиндрических червяков.
4. Особенности конструкции червячных колёс.
5. Материалы червяка и червячного колеса.
6. Характер и причины отказов червячных передач.
7. Критерии расчёта червячной передачи.
8. Как рассчитывается КПД червячной передачи?
9. С какой целью выполняется тепловой расчёт червячной передачи?
10. Как называются параметры p, m, и q?

11) Как определить геометрические размеры червяка 1 и червячного колеса 2 $d_{1(2)}$, $d_{w1(2)}$, $d_{a1(2)}$, $d_{f1(2)}$?

12) Конструктивное исполнение элементов корпуса изучаемого редуктора на базе червячной передачи и их назначение:

- особенности конструкции корпуса редуктора;
- форма концов быстроходного и тихоходного валов;
- крышки подшипников;
- смотровой люк и его крышка;
- устройства для подъема и транспортирования редуктора в сборе;
- смазочные устройства;
- внешние уплотнения.

13. Схемы установки подшипников качения вала-червяка и вала червячного колеса и способ их регулировки.

14. Какой вывод относительно работоспособности изучаемого редуктора при заданной номинальной нагрузке и требуемом ресурсе сделан Вами на основании выполненных проверочных расчетов?

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов М. Н. Детали машин: Учеб. для студентов вузов / Под ред. В. А. Финогенова.– 6-е изд., перераб. – М.: Высш. шк., 1998. – 383 с.

2. Производство зубчатых колёс: Справочник / С. Н. Калашников, Г. И. Коган и др.; Под общ. ред. Б. А. Тайца. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1990. – 464 с.

3. Курмаз Л. В., Скойбеда А. Т. Детали машин. Проектирование: Учебное пособие. – 2-е изд., испр. и доп. – Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.

4. Санюкевич Ф. М. Детали машин. Курсовое проектирование: Учеб. пособие. – 2-е изд., испр. и доп. – Брест: БрГТУ, 2004. – 488 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Исходные данные для проверочного расчета червячной передачи редуктора

№ задания	Частота вращения вала-червяка n_1, $мин^{-1}$	Номинальный вращающий момент на червячном колесе T_2, $Н \cdot м$	Требуемый ресурс L_h, $ч$	Типовой режим нагружения	Реверсивность передачи (Р - реверсивная; НР - нереверсивная)
1	1390	100	$10 \cdot 10^3$	0	Р
2	1420	200	$11 \cdot 10^3$	1	НР
3	1415	300	$12 \cdot 10^3$	2	Р
4	1425	400	$13 \cdot 10^3$	3	НР
5	1435	500	$14 \cdot 10^3$	4	Р
6	1430	600	$15 \cdot 10^3$	5	НР
7	1445	700	$16 \cdot 10^3$	0	Р
8	915	800	$17 \cdot 10^3$	1	НР
9	920	900	$18 \cdot 10^3$	2	Р
10	950	1000	$19 \cdot 10^3$	3	НР
11	700	1100	$20 \cdot 10^3$	4	Р
12	720	1200	$10 \cdot 10^3$	5	НР
13	1420	150	$11 \cdot 10^3$	0	Р
14	1415	250	$12 \cdot 10^3$	1	НР
15	1425	350	$13 \cdot 10^3$	2	Р
16	1435	450	$14 \cdot 10^3$	3	НР
17	1430	550	$15 \cdot 10^3$	4	Р
18	915	650	$16 \cdot 10^3$	5	НР
19	920	750	$17 \cdot 10^3$	0	Р
20	950	850	$18 \cdot 10^3$	1	НР
21	965	950	$19 \cdot 10^3$	2	Р
22	700	1050	$20 \cdot 10^3$	3	НР
23	700	1150	$10 \cdot 10^3$	4	Р
24	720	1250	$11 \cdot 10^3$	5	НР
25	730	1350	$12 \cdot 10^3$	0	Р
26	870	710	$13 \cdot 10^3$	1	НР
27	800	610	$14 \cdot 10^3$	2	Р
28	900	510	$15 \cdot 10^3$	3	НР
29	950	410	$16 \cdot 10^3$	4	Р
30	980	310	$17 \cdot 10^3$	5	НР
31	1100	210	$18 \cdot 10^3$	0	Р
32	1400	230	$19 \cdot 10^3$	1	НР
33	1445	330	$20 \cdot 10^3$	2	Р
34	1435	430	$10 \cdot 10^3$	3	НР
35	1430	530	$11 \cdot 10^3$	4	Р
36	1300	630	$12 \cdot 10^3$	5	НР
37	1100	730	$13 \cdot 10^3$	0	Р
38	1000	830	$14 \cdot 10^3$	1	НР
39	900	930	$15 \cdot 10^3$	2	Р
40	800	1030	$16 \cdot 10^3$	3	НР

Продолжение таблицы

№ задания	Частота вращения валачервяка n_1, $мин^{-1}$	Номинальный вращающий момент на червячном колесе T_2, $Н \cdot м$	Требуемый ресурс L_h, $ч$	Типовой режим нагружения	Реверсивность передачи (Р - реверсивная; НР - нереверсивная)
41	720	1130	$17 \cdot 10^3$	4	Р
42	1300	270	$18 \cdot 10^3$	5	НР
43	1400	370	$19 \cdot 10^3$	0	Р
44	1420	470	$20 \cdot 10^3$	1	НР
45	1430	570	$10 \cdot 10^3$	2	Р
46	1100	670	$11 \cdot 10^3$	3	НР
47	1000	770	$12 \cdot 10^3$	4	Р
48	940	870	$13 \cdot 10^3$	5	НР
49	850	970	$14 \cdot 10^3$	0	Р
50	800	1070	$15 \cdot 10^3$	1	НР
51	740	1170	$16 \cdot 10^3$	2	Р
52	720	1270	$17 \cdot 10^3$	3	НР
53	1390	160	$18 \cdot 10^3$	4	Р
54	1150	220	$19 \cdot 10^3$	5	НР
55	1200	280	$20 \cdot 10^3$	0	Р
56	1320	315	$10 \cdot 10^3$	1	НР
57	1150	390	$11 \cdot 10^3$	2	Р
58	1200	425	$12 \cdot 10^3$	3	НР
59	1100	445	$13 \cdot 10^3$	4	Р
60	1050	475	$14 \cdot 10^3$	5	НР
61	1250	495	$15 \cdot 10^3$	0	Р
62	1200	515	$16 \cdot 10^3$	1	НР
63	1100	565	$17 \cdot 10^3$	2	Р
64	1120	590	$18 \cdot 10^3$	3	НР
65	930	940	$19 \cdot 10^3$	4	Р
66	905	915	$20 \cdot 10^3$	5	НР
67	910	890	$10 \cdot 10^3$	0	Р
68	860	855	$11 \cdot 10^3$	1	НР
69	810	845	$12 \cdot 10^3$	2	Р
70	840	785	$13 \cdot 10^3$	3	НР
71	900	735	$14 \cdot 10^3$	4	Р
72	1010	640	$15 \cdot 10^3$	5	НР
73	1380	610	$16 \cdot 10^3$	0	Р
74	1220	575	$17 \cdot 10^3$	1	НР
75	1050	505	$18 \cdot 10^3$	2	Р
76	990	485	$19 \cdot 10^3$	3	НР
77	1250	345	$20 \cdot 10^3$	4	Р
78	1365	315	$10 \cdot 10^3$	5	НР
79	1115	295	$11 \cdot 10^3$	0	Р
80	1345	265	$12 \cdot 10^3$	1	НР

Учебное издание

Составитель:
***Санюкевич** Федор Михайлович*

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

к лабораторной работе
«Изучение конструкций редукторов на базе червячной передачи»

по курсу ***«Детали машин»***
для студентов технических специальностей

Ответственный за выпуск: Санюкевич Ф.М.
Редактор: Строкач Т.В.
Компьютерная верстка: Боровикова Е.А.
Корректор: Никитчик Е.В.

Подписано в печать 5.07.2007 г. Формат 60×84 $^1/_8$. Бумага «Снегурочка»
Гарнитура Arial. Усл. печ. л. 5,12 . Уч.-изд. л. 5,5. Тираж 100 экз. Заказ № 702.
Отпечатано на ризографе учреждения образования
«Брестский государственный технический университет»
г. Брест, ул. Московская, 267.

ПРАКТИЧЕСКИЕ РАБОТЫ

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Техническая эксплуатация автомобилей»

ДЕТАЛИ МАШИН

Методическое пособие к практическим занятиям и курсовому проектированию по курсу ***«Детали машин»*** для студентов механических специальностей

Брест 2008

УДК 621.81.001.63 (075)

Методическое пособие предназначено в помощь студентам при расчёте элементов механических приводов на практических занятиях и при выполнении курсового проекта по курсу «Детали машин». Кратко изложен теоретический материал и приведены подробные примеры расчётов различных элементов механического привода. Пособие снабжено обширным справочным материалом, что позволяет выбирать двигатель, выполнять кинематический и силовой расчёты, а также расчеты зубчатых и червячных передач различных приводов без дополнительного привлечения других литературных источников.

Составитель: Ф. М. Санюкевич, профессор, к.т.н.

Рецензент: Ю. И. Плющев, доцент, заместитель генерального директора по производству ОАО «Брестмаш»

Учреждение образования
© «Брестский государственный технический университет», 2008

ВВЕДЕНИЕ

Практические занятия по курсу “Детали машин” имеют целью подготовку студента к выполнению курсового проекта, который является для него первой самостоятельной конструкторской работой. Значительный объем расчетной части проекта составляют выбор двигателя, кинематический и силовой расчеты механического привода, а также расчет передач.

Методическое пособие к практическим занятиям по курсу “Детали машин” написано с целью оказания помощи студенту при выполнении выше указанных расчетов. В сжатой форме здесь приведены общие сведения о двигателях серии АИ, их совестной работе с приводом, рассматривается сущность кинематического и силового расчетов механического привода, указываются основные критерии работоспособности и расчета зубчатых и червячных передач, а также приводятся подробные примеры расчетов. Пособие снабжено необходимым справочным материалом, что позволяет использовать его для выполнения расчетов различных механических приводов без привлечения дополнительной технической литературы.

При проведении практических занятий по курсу “Детали машин” рекомендуется предварительная выдача технических заданий на курсовое проектирование, что позволяет студенту выполнение расчетов для конкретной схемы проектируемого привода.

Автор выражает глубокую благодарность рецензенту пособия доценту, заместителю генерального директора по производству ОАО “Брестмаш” Ю. И. Плющеву за ценные советы при просмотре рукописи.

Автор искренне благодарен Антону Волощуку и Михаилу Климовичу за большую помощь при подготовке рукописи пособия к изданию.

1. ВЫБОР ДВИГАТЕЛЯ. КИНЕМАТИЧЕСИЙ И СИЛОВОЙ РАСЧЕТЫ МЕХАНИЧЕСКОГО ПРИВОДА

1.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

В техническом задании на курсовое проектирование по деталям машин обычно указывается схема механического привода и исходные данные для его проектирования.

Схемы приводов (рис. 1.1) включают двигатель, двухступенчатый нестандартный редуктор с различными видами передач, соединительные муфты, открытую передачу (ременную или цепную) и, в ряде случаев, приводной вал ведомой машины с тяговыми звездочками или барабаном.

Что касается потребляемой мощности привода *P* (кВт) и требуемой частоты вращения *n* (мин$^{-1)}$ одного из его валов, то возможны четыре варианта задания данных параметров для схем приводов.

Вариант 1(рис. 1.1, *а …в)*. Мощность *P* задана на приводном валу с тяговыми звездочками или барабаном; *n* – частота вращения приводного вала ведомой машины.

Вариант 2 (рис. 1.1, *г*). Мощность *P* задана на каждом из двух параллельно работающих приводных валов ведомой машины; *n* – частота вращения приводных валов.

Вариант 3 (рис. 1.1, *д, е*). Мощность *P* задана на одном выходном конце тихоходного вала редуктора привода: на рис. 1.1, *д* – тихоходный вал сплошного сечения; на рис. 1.1, *е* – тихоходный вал полый с внутренними шлицами. Здесь *n* – частота вращения тихоходного вала редуктора.

Вариант 4 (рис. 1.1, *ж*). Мощность *P* задана на каждом выходном конце тихоходного вала редуктора привода; *n* – частота вращения тихоходного вала редуктора.

Кроме мощности *P* и частоты вращения *n* в исходных данных указывается:

а) требуемый ресурс L_h, ч;

б) тип производства (единичное, мелкосерийное, среднесерийное, крупносерийное или массовое);

в) требования к габаритам конструкции;

г) размещение привода (на открытом воздухе или в закрытом помещении);

д) число смен работы в течение суток.

Выбор двигателя. При курсовом проектировании механических приводов в качестве двигателей используют асинхронные электродвигатели сери АИ. Для выбора электродвигателя

определяют требуемую мощность $P_{треб}$, которая рассчитывается по различным формулам в зависимости от варианта задания потребляемой мощности привода P:

а) при вариантах 1 и 3 задания мощности P (см. схемы приводов на рис. 1.1, *а …в, д, е*)

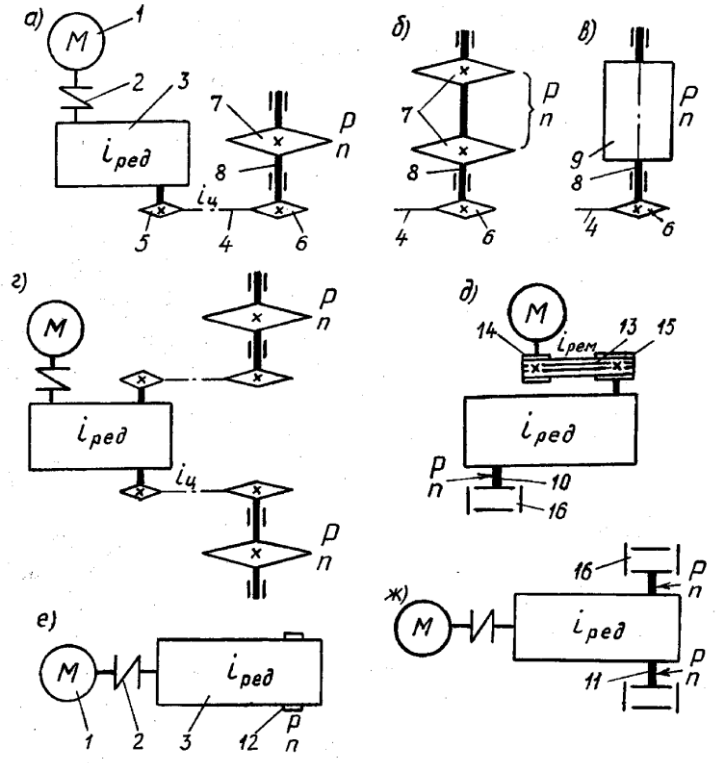


Рис. 1.1. Варианты задания потребляемой мощности P механического привода и требуемой частоты вращения n одного из его валов:
а , б, в – вариант 1; г – вариант 2 ; д, е – вариант 3 ;ж – вариант 4;
1 – двигатель (электродвигатель); 2 – муфта соединительная упругая (втулочно-пальцевая МУВП); 3 – редуктор двухступенчатый нестандартный; 4 - открытая цепная передача (с приводной роликовой цепью); 5, 6 – ведущая и ведомая звездочки открытой цепной передачи; 7 – ведущая звёздочка для тяговой пластинчатой цепи конвейера (тяговая звездочка); 8 – приводной вал ведомой машины; 9 – барабан; 10 – тихоходный вал редуктора с одним выходным концом; 11 – тихоходный вал редуктора с двумя выходными концами; 12 – полый тихоходный вал редуктора с внутренними шлицами; 13 – открытая ременная (клиноременная) передача; 14, 15 – ведущий и ведомый шкивы клиноременной передачи; 16 – муфта соединительная компенсирующая (зубчатая типа1); $i_{ред}$ – передаточное отношение редуктора; $i_ц$ и $i_{рем}$ – передаточное отношение открытой цепной и ременной передачи

$$P_{треб} = P/\eta_{общ}\,; \tag{1.1}$$

б) при вариантах 2 и 4 задания мощности P (см. схемы приводов на рис. 1.1, *г, ж*)

$$P_{треб} = 2P/\eta_{общ}\,, \tag{1.2}$$

где $\eta_{общ}$ - общий КПД привода от двигателя до вала, на котором задана мощность P, равный произведению частных КПД отдельных элементов, составляющих привод:

$$\eta_{общ} = \eta_1\eta_2\eta_3\ldots\,. \tag{1.3}$$

Для приближенной оценки КПД можно пользоваться табл. 1.1.

Ряд схем механических приводов содержат параллельно работающие элементы, например, раздвоенные ступени редукторов, два приводных вала и соответственно две открытые цепные передачи или две соединительные компенсирующие муфты и т.п. Для определения $\eta_{общ}$ в данном случае также используют формулу (1.3), принимая для параллельно работающих элементов их среднее арифметическое значение КПД η.

Для выбора электродвигателя, кроме мощности $P_{треб}$, необходимо ориентировочно определить его синхронную частоту вращения $n_{синхр}$:

$$n_{синхр} = ni_1i_2i_3\ldots\,, \tag{1.4}$$

где i_1, i_2, i_3 … - передаточные отношения кинематических пар механического привода (передач редуктора, ременной, цепной или другой открытой передачи).

Таблица 1.1 – **Приближенные значения КПД элементов приводов**

Наименование элементов приводов	КПД
1. Закрытая в корпусе зубчатая передача с учетом потерь в подшипниках валов передачи:	
а) цилиндрическая (для всех видов зубьев)	0,96 …0,98
б) коническая (для всех видов зубьев)	0,95…0,97
2. Закрытая в корпусе червячная передача с учетом потерь в подшипниках валов передачи (при предварительном расчете)	0,8
3. Ременная передача (все типы)	0,94…0,96
4. Цепная передача (все типы)	0,92…0,95
5. Муфта соединительная (все типы)	0,98
6. Подшипники качения (одна пара)	0,99

При выборе частных значений передаточных отношений можно использовать рекомендации табл. 1.2 , которые следует рассматривать как ориентировочные.

При курсовом проектировании рекомендуется принимать $n_{синхр}$=1000 мин$^{-1}$ или 1500 мин$^{-1}$ (при $n_{синхр}$=750 мин$^{-1}$ увеличиваются размеры электродвигателя, при $n_{синхр}$=3000 мин$^{-1}$ - размеры передач привода).

Таблица 1.2 – **Рекомендуемые значения передаточных отношений *i* различных типов передач**

Тип передачи	Рекомендуемые значения *i*
1. Зубчатая цилиндрическая в закрытом корпусе для одной пары	3…5
2. Зубчатая коническая в закрытом корпусе для одной пары	2…4
3. Червячная закрытая	10…50
4. Цепная	1,5…3
5. Ременная	2…3
6. Коробка передач (для одной пары)	1…2,5

Исходя из $P_{треб}$, для принятой величины $n_{синхр}$ по табл. 1.3 выбирают соответствующий типоразмер асинхронного двигателя серии АИ с ближайшей большей номинальной мощностью $P_{ном}$. Допускается выбирать двигатель мощностью $P_{ном}<P_{треб}$, однако в данном случае величина перегрузки ΔP не должна превышать 8%, т.е.

$$\Delta P = \frac{P_{треб} - P_{ном}}{P_{ном}} 100\% \le 8\% . \qquad (1.5)$$

Из табл. 1.3 выписывают типоразмер двигателя, мощность $P_{ном}$ (кВт) и частоту вращения $n_{ном}$ (мин$^{-1}$) при номинальной нагрузке, а также кратность максимального момента $T_{max}/T_{ном}$.

Краткая характеристика асинхронного двигателя. Асинхронный двигатель – это бесколлекторная машина переменного тока, у которой отношение частоты вращения ротора к частоте тока в цепи зависит от нагрузок. В промышленности используют преимущественно трехфазные асинхронные двигатели, которые изготовляют с фазным и короткозамкнутым роторами.

У двигателя с фазным ротором обмотка ротора присоединена к контактным кольцам, что позволяет включать реостат в цепь ротора. Это дает возможность осуществлять плавный разгон с регулированием скорости, но усложняет конструкцию двигателя и его эксплуатацию, а также увеличивает габариты, массу и стоимость.

У двигателя с короткозамкнутым ротором обмотка ротора замыкается в самом двигателе, т.е. ротор выполнен с короткозамкнутой обмоткой в виде беличьей клетки. Двигатель включается в сеть непосредственно, без дополнительных устройств. Преимущества его – простота конструкции и обслуживания, надежность и низкая стоимость. Недостатки – пусковой момент $T_{пуск}$ (а следовательно, и ускорение механизма) при пуске имеет высокое значение, близкое к максимальному T_{max}, что затрудняет управление и вызывает высокие динамические нагрузки в элементах привода; все пусковые потери, пропорциональные кинетической энергии привода, идут на нагрев обмоток самого двигателя, в то время как в двигателе с фазным ротором часть потерь идет на нагрев пусковых сопротивлений, расположенных вне двигателя; затрудненность регулирования частоты вращения приводит к необходимости повышения частоты включений, что также повышает нагрев короткозамкнутых двигателей.

Во многих случаях отмеченные недостатки не являются решающими и поэтому асинхронные двигатели с короткозамкнутым ротором получили самое широкое применение. Для приводов ленточных и цепных конвейеров, индивидуальных приводов и других механизмов, распространенных в технических заданиях на проект по деталям машин, рекомендуется выбирать именно такие двигатели. Поэтому ниже излагаются более подробные сведения об этих двигателях.

Двигатели общего назначения (основное исполнение АИР) предназначены для механических приводов, не предъявляющих специальных требований к пусковым характеристикам, скольжению, энергетическим показателям и пр.

Базовое обозначение асинхронного двигателя с короткозамкнутым ротором (закрытый, обдуваемый, со встроенным вентилятором) единой серии АИ состоит из буквенно-цифровых символов, расположенных в следующем порядке:

а) обозначение серии (АИ);

б) вариант привязки мощности к установочным размерам (вариант Р);

в) высота оси вращения, т.е. расстояние от оси вращения до опорной плоскости лап двигателя, мм (две или три цифры); для двигателей фланцевого исполнения без лап (*IM*3081), представляющих собой конструктивную модификацию основного исполнения двигателя с лапами (*IM*1081), условной высотой оси вращения является высота оси вращения основного исполнения;

г) установочный размер по длине станины (*S, M* или *L*);

д) длина сердечника статора *A* или *B* при условии сохранения установочного размера;

е) число полюсов (2, 4, 6, 8)

Пример обозначения: Двигатель АИР132*S*6.

Таблица 1.3 – **Технические данные асинхронных двигателей серии АИ**

Типоразмер двигателя	Мощность $P_{ном}$,кВт	При номинальной нагрузке		$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$
		Скольжение $S_{ном}$,%	Частота вращения $n_{ном}$,мин$^{-1}$		
Синхронная частота вращения $n_{синхр}$=3000 мин$^{-1}$					
АИР71*A*2	0,75	6	2820	2,1	2,2
АИР71*B*2	1,1	6,5	2805	2,1	2,2
АИР80*A*2	1,5	5	2850	2,1	2,2
АИР80*B*2	2,2	5	2850	2	2,2
АИР90*L*2	3	5	2850	2	2,2
АИР100*S*2	4	5	2850	2	2,2
АИР100*L*2	5,5	5	2850	2	2,2
АИР112*M*2	7,5	3,5	2895	2	2,2
АИР132*M*2	11	3	2910	1,6	2,2
АИР160*S*2	15	3	2910	1,8	2,7
АИР160*M*2	18,5	3	2910	2	2,7
АИР180*S*2	22	2,7	2919	2	2,7
АИР180*M*2	30	2,5	2925	2,2	3
Синхронная частота вращения $n_{синхр}$=1500 мин$^{-1}$					
АИР71*B*4	0,75	10	1485	2,2	2,2
АИР80*A*4	1,1	7	1395	2,2	2,2
АИР80*B*4	1,5	7	1395	2,2	2,2
АИР90*L*4	2,2	7	1395	2,1	2,2
АИР100*S*4	3	6	1410	2	2,2
АИР100*L*4	4	6	1410	2	2,2
АИР112*M*4	5,5	4,5	1433	2	2,5
АИР132*S*4	7,5	4	1440	2	2,5
АИР132*M*4	11	3,5	1448	2	2,7
АИР160*S*4	15	3	1455	1,9	2,9
АИР160*M*4	18,5	3	1455	1,9	2,9
АИР180*S*4	22	2,5	1463	1,7	2,4
АИР180*M*4	30	2	1470	1,7	2,7

Продолжение табл. 1.3

Типоразмер двигателя	Мощность $P_{ном}$,кВт	При номинальной нагрузке		$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{\max}}{T_{ном}}$
		Скольжение $S_{ном}$,%	Частота вращения $n_{ном}$,мин$^{-1}$		
Синхронная частота вращения $n_{синхр}$=1000 мин$^{-1}$					
АИР80*A*6	0,75	8	920	2	2,2
АИР80*B*6	1,1	8	920	2	2,2
АИР90*L*6	1,5	7,5	925	2	2,2
АИР100*L*6	2,2	5,5	945	2	2,2
АИР112*MA*6	3	5	950	2	2,2
АИР112*MB*6	4	5	950	2	2,2
АИР132*S*6	5,5	4	960	2	2,2
АИР132*M*6	7,5	4	960	2	2,2
АИР160*S*6	11	3	970	2	2,7
АИР160*M*6	15	3	970	2	2,7
АИР180*M*6	18,5	2	980	1,8	2,4
Синхронная частота вращения $n_{синхр}$=750 мин$^{-1}$					
АИР90*LA*8	0,75	7	698	1,6	1,7
АИР90*LB*8	1,1	7	698	1,6	1,7
АИР100*L*8	1,5	6	705	1,6	1,7
АИР112*MA*8	2,2	5,5	709	1,8	2,2
АИР112*MB*8	3	5,5	709	1,8	2,2
АИР132*S*8	4	4,5	716	1,8	2,2
АИР132*M*8	5,5	5	713	1,8	2,2
АИР160*S*8	7,5	3	728	1,6	2,4
АИР160*M*8	11	3	728	1,6	2,4
АИР180*M*8	15	2,5	731	1,6	2,2

Примечания: 1. Пример обозначения двигателя: Двигатель АИР100*L*4 ТУ 16 – 525.564 – 84

2. Габаритные, установочные и присоединительные размеры асинхронных двигателей АИР исполнений *IM*1081 и *IM*3081 см. табл. А1 и А2 приложения А

Здесь АИ – обозначение серии; Р – вариант привязки мощности к установочным размерам; 132 – высота оси вращения; *S* – установочный размер по длине станины; 6 – число полюсов.

Серия АИ содержит значительное количество модификаций и исполнений.

Для приводов ведомых машин, разрабатываемых в курсовом проекте, используют в основном асинхронные двигатели с одним цилиндрическим концом вала: на лапах (исполнение *IM*1081) и без лап, с фланцем (исполнение *IM*3081). Здесь: *IM* – International Mounting; 1-я цифра – конструктивное исполнение двигателя (1 – на лапах; 3 – без лап, с фланцем); 2-я цифра – условное обозначение способа монтажа; 3-я цифра – обозначение направления конца вала (8 – двигатель может работать при любом направлении конца вала) 4-я цифра – исполнение конца вала (1 – с одним цилиндрически концом вала).

Синхронная частота вращения $n_{синхр}$, указанная в табл. 1.3, – это частота, которую развивает асинхронный двигатель при холостом ходе:

$$n_{синхр} = 60 f / p , \qquad (1.6)$$

где *f*=50 Гц (с$^{-1}$) – частота переменного тока;*p* – число пар полюсов электромагнита статора.

Под нагрузкой частота вращения вала двигателя уменьшается. Понижение частоты вращения двигателя принято характеризовать так называемым скольжением *S* – отставанием вращения ротора от вращения магнитного поля:

$$S = \frac{n_{синхр} - n_{ф}}{n_{синхр}} 100\% , \qquad (1.7)$$

где $n_{ф}$ – фактическая частота вращения при заданной нагрузке.

Скольжение $S_{ном}$ (%) при номинальной нагрузке асинхронного двигателя серии АИ указывается в его технических данных (см. табл. 1.3).

Частота вращения вала двигателя при номинальной нагрузке $n_{ном}$ рассчитывается при известных величинах $n_{синхр}$ и $S_{ном}$ (%) по формуле:

$$n_{ном} = n_{синхр}(1 - \frac{S_{ном}}{100}) . \quad (1.8)$$

Рассчитанные по формуле (1.8) частоты вращения двигателей серии АИ приведены в табл. 1.3.

Номинальному (паспортному) режиму эксплуатации двигателя соответствуют номинальная частота вращения $n_{ном}$ и номинальная мощность $P_{ном}$. При номинальном режиме двигатель работает с номинальным моментом $T_{ном} = 9550 P_{ном} / n_{ном}$ (здесь $T_{ном}$ –Н·м; $P_{ном}$ – кВт; $n_{ном}$ – мин$^{-1}$) длительное время без нагрева, а его КПД близок к максимальному. При пуске ($n_ф$=0) двигатель развивает пусковой момент $T_{пуск}$ (максимальное скольжение S=1). По мере разгона двигателя вращающий момент вначале возрастает до максимального T_{max} (при критической частоте вращения $n_{кр}$), а затем падает до момента рабочей нагрузки (например, до $T_{ном}$ при $n_{ном}$) или до нуля при $n_{синхр}$ (холостой ход). Изменение момента при разгоне двигателя от T=0 (холостой ход) до T_{max} пропорционально скольжению или уменьшению частоты вращения.

Номинальную частоту вращения двигателя $n_{ном}$ принимают за расчетную при определении общего передаточного отношения механического привода.

Функциональная связь момента T и частоты вращения (т.е. характеристика двигателя) сохраняется независимо от того, в каких условиях происходит разгон двигателя – вхолостую или под нагрузкой.

При разгоне вхолостую весь момент, вращающий ротор (электромагнитный момент), расходуется только на ускорение ротора и ведомых масс.

При разгоне под нагрузкой электромагнитный момент расходуется не только на ускорение ротора и ведомых масс, но и преодоление внешнего крутящего момента нагрузки (например, статического момента от номинального груза, приведенного к валу двигателя, в грузоподъемной лебедке).

Если двигатель работает при некотором установившемся режиме (например, при $T_{ном}$, $n_{ном}$) и затем по каким-либо причинам подвергается перегрузке, его частота вращения падает. Момент перегрузки, даже кратковременной, не должен быть больше T_{max}, иначе двигатель выйдет из строя. Поэтому частоту вращения, соответствующую моменту T_{max}, называют критической $n_{кр}$. Отношение $T_{\max} / T_{ном}$, которым располагает двигатель, указывают в его паспорте (см. табл. 1.3).При курсовом проектировании деталей машин коэффициент кратковременной перегрузки $K_П = T_{пик} / T_{ном}$ задается (здесь $T_{пик}$ - момент пиковой нагрузки). При этом необходимо выполнение условия

$$\frac{T_{пик}}{T_{ном}} < \frac{T_{\max}}{T_{ном}} . \quad (1.9)$$

Если коэффициент кратковременной перегрузки $K_П$ по какой-либо причине не указан, то можно принимать $K_П = T_{\max} / T_{ном}$.

Общее передаточное отношение привода и распределение его между отдельными передачами. При номинальной частоте вращения двигателя $n_{ном}$ и требуемой частоте вращения n одного из валов привода (приводного вала ведомой машины или тихоходного вала редуктора) общее передаточное отношение привода

$$i_{общ} = \frac{n_{ном}}{n} . \quad (1.10)$$

Точность расчета $i_{общ}$ - два знака после запятой.

Если схема механического привода состоит из открытой ременной передачи с передаточным отношением $i_{рем}$ (рис. 1.1, *д*) или цепной с передаточным отношением $i_ц$ (рис. 1.1, *а* ... *г*), то

$$i_{общ} = i_{ред} i_{рем(ц)} . \quad (1.11)$$

Для открытых ременной или цепной передач рекомендуется принимать $i_{рем} = 2$ или $i_ц = 2$. Тогда передаточное отношение редуктора

$$i_{ред} = \frac{i_{общ}}{i_{рем(ц)}} . \quad (1.12)$$

Если в схеме привода отсутствуют открытые ременная или цепная передачи (рис. 1.1, *е, ж*), то

$$i_{ред} = i_{общ}. \tag{1.13}$$

Далее следует передаточное отношение редуктора $i_{ред}$ распределить между его передачами, устанавливаемыми в корпусе редуктора и образующими определенное количество ступеней. В качестве передач редукторов используют цилиндрические и конические зубчатые передачи с различными видами зубьев, а также червячную передачу. В основном применяют комбинации этих передач. В схемах механических приводов наибольшее распространение получили двухступенчатые нестандартные горизонтальные и вертикальные редукторы и мотор-редукторы. Если обозначить передаточное отношение быстроходной ступени такого редуктора $i_Б$, а тихоходной i_T, то

$$i_{ред} = i_Б i_T. \tag{1.14}$$

Распределение $i_{ред}$ между быстроходной и тихоходной ступенями зависит от схемы редуктора и типа используемых передач:

а) для двухступенчатых цилиндрических редукторов по развернутой схеме горизонтальных (рис.1.2, *а …г*) и вертикальных (рис. 1.2, *и*):

$$i_T = 0{,}88\sqrt{i_{ред}}; \quad i_Б = i_{ред}/i_T. \tag{1.15}$$

Рекомендуется: $i_{Б(T)} = 3...5$ (max 6);

б) для двухступенчатых цилиндрических соосных горизонтальных (рис. 1.2, *д, е*) и вертикальных (рис. 1.2, *ж, з*) редукторов:

$$i_T = 0{,}9\sqrt{i_{ред}}; \quad i_Б = i_{ред}/i_T. \tag{1.16}$$

Рекомендуется: $i_{Б(T)} = 3...5$ (max 6);

в) для двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов (рис.1.3):

$$i_T = 0{,}63\sqrt[3]{i_{ред}^2}; \quad i_Б = i_{ред}/i_T \tag{1.17}$$

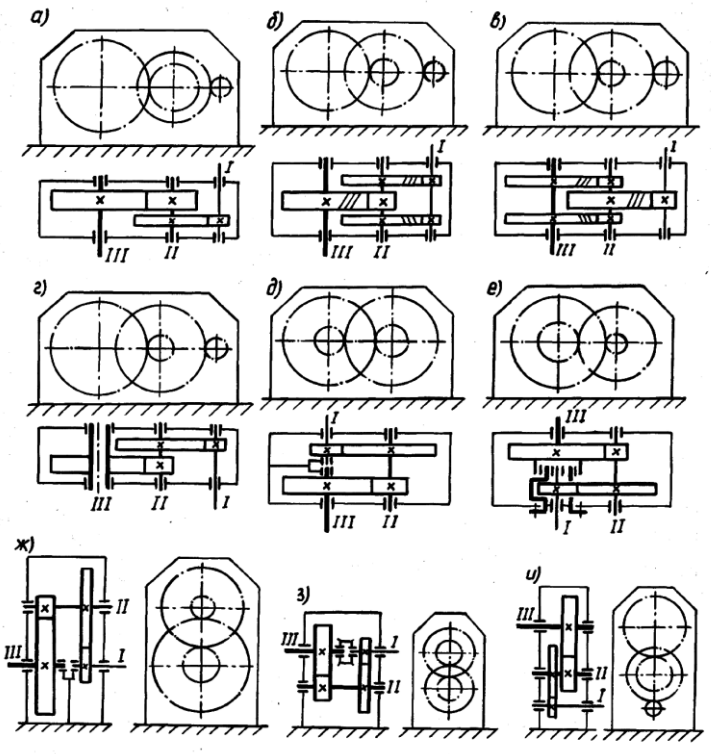


Рис.1.2. Кинематические схемы двухступенчатых цилиндрических редукторов по развернутой схеме (а …г,и) и соосных (д…з):
I, II, III – соответственно быстроходный, промежуточный и тихоходный валы

Рекомендуется: $i_Б = 2...4$ (max 5); $i_T = 3...5$ (max 6);

г) для двухступенчатых червячно-цилиндрических редукторов (рис. 1.4, *а …в*):

$$i_T = 3...5\,;\;\; i_Б = i_{ред} / i_T\,. \qquad (1.18)$$

Рекомендуется: $i_Б = 10...50$ (max 80);

д) для двухступенчатого цилиндрическо-червячного редуктора (рис. 1.4, *г*):

$$i_Б \approx 2\,;\;\; i_T = i_{ред} / i_Б\,. \qquad (1.19)$$

Рекомендуется: $i_Б = 1{,}5...3\,;\; i_T = 10...50$ (max 80).

Точность расчетов $i_Б$ и i_T - два знака после запятой.

Определение частот вращения валов привода проводят исходя из номинальной частоты вращения $n_{ном}$ вала двигателя.

Силовой расчет привода выполняют исходя из требуемой мощности двигателя $P_{треб}$. Основные параметры на ведущем и ведомом звеньях: мощность P_1 и P_2 (кВт), вращающий момент (внешняя нагрузка на звено) T_1 и T_2 (Н·м), частота вращения n_1 и n_2 (мин$^{-1}$).

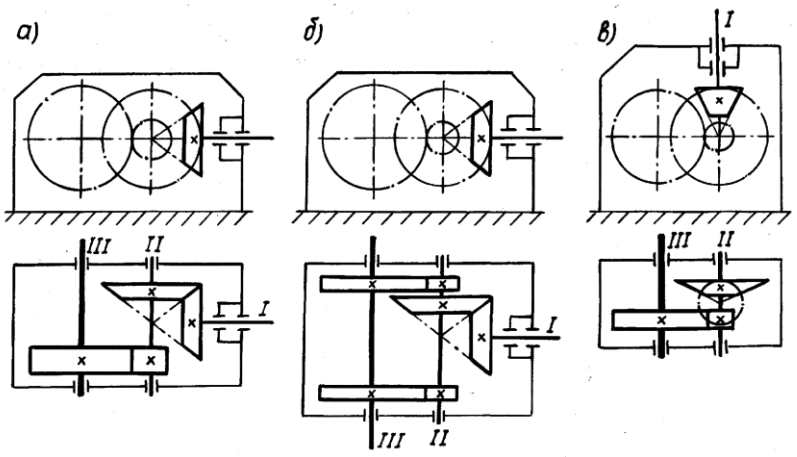


Рис.1.3.Кинематические схемы двухступенчатых коническо-цилиндрических редукторов: I, II, III – соответственно быстроходный, промежуточный и тихоходный валы

Вращающий момент T (Н·м) на любом звене привода можно вычислить по мощности *P* (кВт) и частоте вращения *n* (мин$^{-1}$):

$$T = 9550\,P/n\,. \qquad (1.20)$$

Соответственно

$$P = T\,n/9550\,. \qquad (1.21)$$

Связь между вращающими моментами на ведущем T_1 и ведомом T_2 звеньях через передаточное отношение *i* и КПД η:

$$T_2 = T_1 i\eta\,;\; T_1 = T_2 / i\eta\,. \qquad (1.22)$$

Соотношение мощностей на ведущем P_1 и ведомом P_2 звеньях:

$$P_2 = P_1\eta\,;\; P_1 = P_2/\eta\,. \qquad (1.23)$$

Если ведущее и ведомое звенья соединены муфтой, то

$$T_2 = T_1\eta_м\,, \qquad (1.24)$$

где $\eta_м$ - КПД соединительной муфты.

Силовой расчет механического привода заключается в определении величин вращающих моментов на деталях передач и расчете в сечениях валов под этими деталями внешнего момента *T*, скручивающего вал, а также крутящего момента M_k (внутреннего силового фактора).

Внешние вращающие моменты на деталях передач определяют из условия равновесия вала (его равномерного вращения). При равномерном вращении вала алгебраическая сумма приложенных к нему вращающих моментов равна нулю.

Несмотря на разнообразие схем двухступенчатых редукторов, можно выделить некоторые общие расчетные схемы быстроходного (рис.1.5), промежуточного (рис. 1.6) и тихоходного (рис. 1.7) валов, которые могут быть использованы при определении вращающих T и крутящих $M_к$ моментов в сечениях этих валов.

Силовой расчет привода начинают с определения требуемого вращающего момента на валу двигателя

$$T_{треб} = 9550\, P_{треб} / n_{ном}. \qquad (1.25)$$

Вращающие моменты на других деталях привода рассчитывают, используя зависимости (1.22) и (1.24).

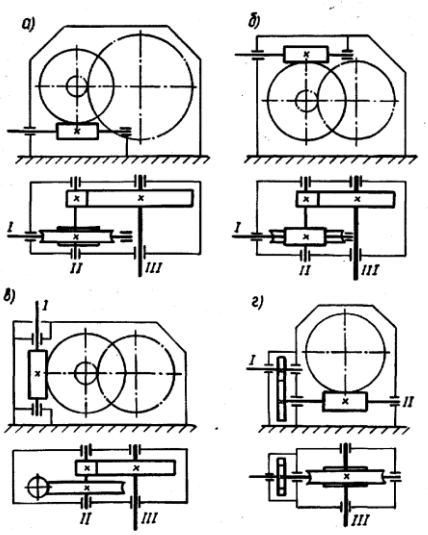


Рис. 1.4. Кинематические схемы двухступенчатых червячно-цилиндрических (а …в) и цилиндрическо-червячного (г) редукторов:I, II, III – соответственно быстроходный, промежуточный и тихоходный валы

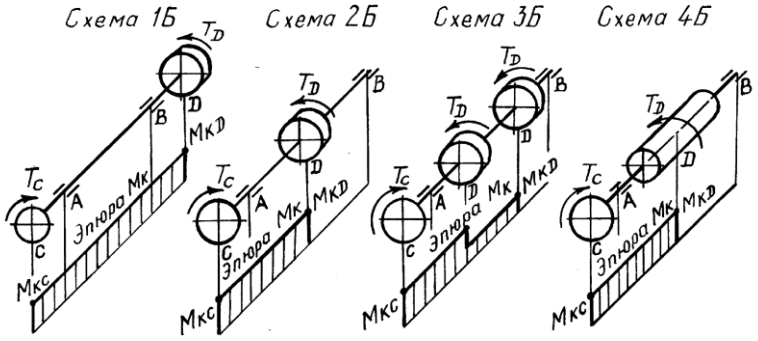


Рис 1.5. Расчетные схемы быстроходных валов двухступенчатых редукторов

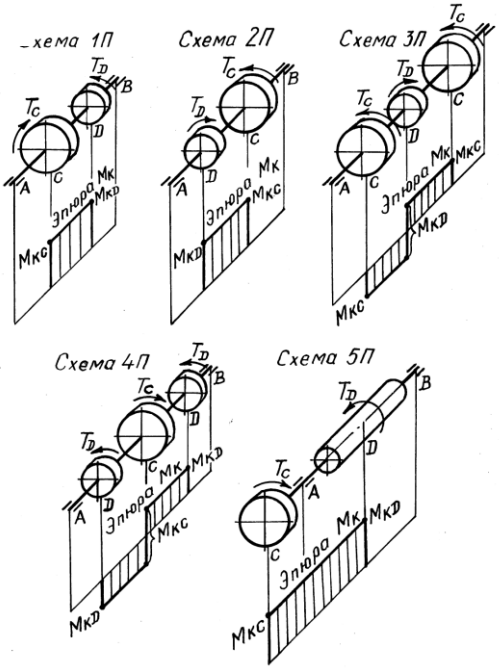


Рис. 1.6. Расчетные схемы промежуточных валов двухступенчатых редукторов

В расчетном сечении вала (посередине установленной детали) его скручивает момент T (внешняя нагрузка вала), численно равный вращающему моменту на детали передачи (например, на коническом колесе). При этом крутящий момент M_k в рассматриваемом сечении численно равен внешнему вращающему моменту T, скручивающему вал.

С целью исключения ошибок при выполнении расчетов рекомендуется вращающие T и крутящие M_k моменты записывать с индексом I, II, III (номера валов) и C, D (обозначение сечений вала), например, T_{IC}, $M_{кIC}$ или T_{IIC}, $M_{кIID}$ и т.п.

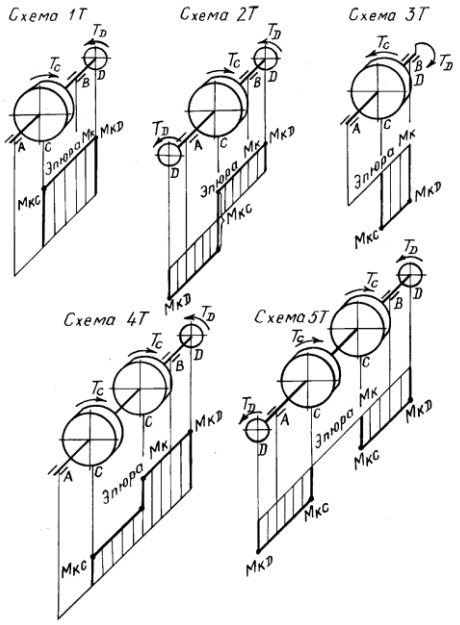


Рис 1.7. Расчетные схемы тихоходных валов двухступенчатых редукторов

1.2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример 1.1. Выбрать двигатель, выполнить кинематический и силовой расчеты механического привода (рис. 1.8) по следующим исходным данным:

а) потребляемая мощность на приводном валу тяговой звездочки цепного конвейера *P*=6 кВт;

б) требуемая частота вращения приводного вала *n*=35 мин$^{-1}$.

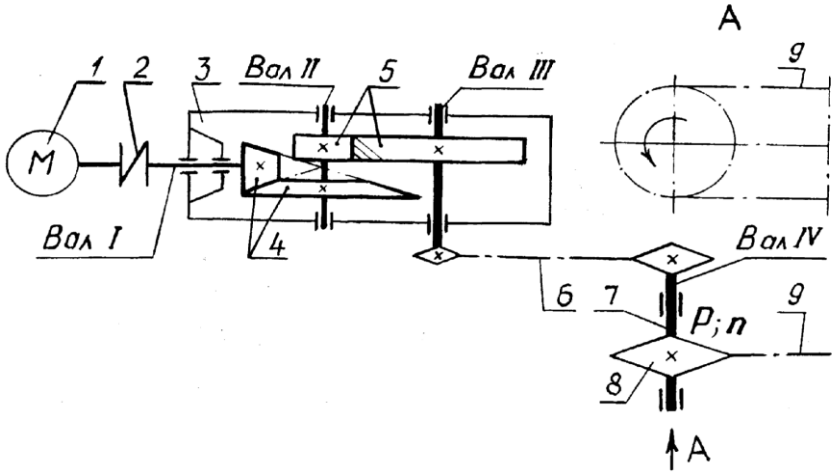


Рис. 1.8. Схема механического привода:
1 –двигатель; 2 – муфта соединительная упругая (втулочно-пальцевая МУВП); 3 – двухступенчатый коническо-цилиндрический горизонтальный редуктор; 4 – закрытая коническая зубчатая передача (быстроходная ступень редуктора); 5 – закрытая цилиндрическая зубчатая передача (тихоходная ступень редуктора); 6 – открытая цепная передача (с приводной роликовой цепью); 7 – приводной вал тяговой звездочки конвейера; 8 – тяговая звездочка; 9 – тяговая пластинчатая роликовая цепь конвейера

Решение. По табл. 1.1 принимаем КПД элементов привода (средние значения): КПД муфты соединительной (упругой) $\eta_{м} = 0,98$; КПД закрытой в корпусе конической зубчатой передачи с учетом потерь в подшипниках валов передачи $\eta_{з.к} = 0,96$; КПД закрытой в корпусе цилиндрической зубчатой передачи с учетом потерь в подшипниках валов передачи $\eta_{з.ц} = 0,97$; КПД открытой цепной передачи $\eta_{ц} = 0,94$; КПД пары подшипников приводного вала тяговой звездочки $\eta_{П} = 0,99$.

Тогда общий КПД привода от двигателя до приводного вала, на котором задана потребляемая мощность $P = 6$ кВт, для последовательно расположенных элементов привода по формуле (1.3):

$$\eta_{общ} = \eta_м \eta_{з.к} \eta_{з.ц} \eta_ц \eta_П = 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 0,85 .$$

Так как в нашем примере задание исходных данных *P* и *n* относится к варианту 1 (см. выше п. 1.1), то требуемую мощность двигателя $P_{треб}$ определяем по формуле (1.1):

$$P_{треб} = \frac{P}{\eta_{общ}} = \frac{6}{0,85} = 7,06 \text{ кВт}.$$

Для выбора двигателя, кроме мощности $P_{треб}$, необходимо ориентировочно определить его синхронную частоту вращения $n_{синхр}$, используя формулу (1.4).

На основании рекомендаций табл. 1.2 примем ориентировочно передаточные отношения *i* передач привода (рис. 1.8): зубчатая коническая в закрытом корпусе $i_{з.к}$=2…4; зубчатая цилиндрическая в закрытом корпусе $i_{з.ц}$=3…5; цепная (открытая) $i_ц = 1,5...3$.

Тогда по формуле (1.4) синхронная частота вращения двигателя $n_{синхр}$:

$$n_{синхр} = n i_{з.к} i_{з.ц} i_ц = 35(2...4)(3...5)(1,5...3) = 315...2100 \text{ мин}^{-1}.$$

Учитывая рекомендации, изложенные выше в п. 1.1, принимаем $n_{синхр}$=1000 мин$^{-1}$.

Исходя из $P_{треб} = 7,06$ кВт и $n_{синхр}$=1000 мин$^{-1}$ по табл. 1.3 выбираем асинхронный двигатель серии АИ типоразмера АИР132М6 со следующими техническими данными: $P_{ном}$=7,5 кВт; $n_{ном}$=960 мин$^{-1}$; $T_{max}/T_{ном}$=2,2.

Общее передаточное отношение привода

$$i_{общ} = \frac{n_{ном}}{n} = \frac{960}{35} = 27,43.$$

Схема механического привода (рис. 1.8) состоит из двухступенчатого редуктора и открытой цепной передачи (с приводной роликовой цепью). Для таких схем приводов рекомендуется принимать передаточное отношение открытой цепной передачи $i_ц$=2. Тогда передаточное отношение двухступенчатого редуктора

$$i_{ред} = \frac{i_{общ}}{i_ц} = \frac{27,43}{2} = 13,72 .$$

Распределяем $i_{ред}$ между передачами редуктора, образующими быстроходную и тихоходную ступени.

Для двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора на основании рекомендаций (1.17):

а) передаточное отношение тихоходной ступени (закрытой цилиндрической зубчатой передачи)

$$i_Т = 0,63\sqrt[3]{i_{ред}^2} = 0,63\sqrt[3]{13,72^2} = 3,61;$$

б) передаточное отношение быстроходной ступени (закрытой конической зубчатой передачи) $i_Б = i_{ред} / i_Т = 13,72/3,61 = 3,80$.

Полученные передаточные отношения $i_Т$ и $i_Б$ находятся в рекомендуемом диапазоне передаточных отношений для цилиндрической и конической зубчатых передач, установленных в закрытом корпусе (см. табл. 1.2).

Определим частоты вращения валов редуктора, а также вращающий *T* и крутящий M_K моменты в различных сечениях этих валов.

Вал двигателя. Частота вращения $n_{ном}$=960 мин$^{-1}$.Требуемый вращающий момент на валу двигателя

$$T_{треб} = 9550 P_{треб} / n_{ном} = 9550 \cdot 7,06/960 = 70,23 \text{ Н·м}.$$

Быстроходный вал I редуктора. Так как концы вала двигателя и быстроходного вала редуктора соединены упругой соединительной муфтой (при этом на конце соответствующего вала закрепляется полумуфта соединительной муфты), то частота вращения быстроходного вала I $n_I = n_{ном}$=960 мин$^{-1}$. Соответственно частота вращения конической шестерни 1 быстроходной ступени редуктора (индекс Б) $n_{1Б} = n_I$=960 мин$^{-1}$.

Схема нагружения вала I соответствует расчетной схеме 1Б(рис. 1.5).

Передача вращающего момента T_I происходит вдоль оси быстроходного вала I условно от места установки полумуфты на конце вала (сечение *C* посередине ступицы полумуфты) до середины конической шестерни быстроходной ступени редуктора (сечение *D*). При этом вращающий момент T_I в сечении *C*:

$$T_{IC} = T_{треб}\eta_м = 70,23 \cdot 0,98 = 68,83 \text{ Н·м.}$$

Из условия равновесия вала I (т.е. его равномерного вращения) определяем вращающий момент $T_{1Б}$ на конической шестерне быстроходной ступени редуктора:

$$T_{1Б} = T_{IC} = 68,83 \text{ Н·м.}$$

При этом момент $T_{1Б}$ является для вала I внешним вращающим моментом T_{ID} в сечении *D*, т.е. $T_{ID} = T_{1Б} = 68,83$ Н·м.

Таким образом, при нагружении быстроходного вала I редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями *C* и *D*, в которых крутящий момент $M_{кI}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIC}=T_{IC}$=68,83 Н·м, $M_{кID}=T_{ID}$=68,83 Н·м. В свою очередь $M_{кIC}= M_{кID}$.

Промежуточный вал II редуктора. Частота вращения вала II $n_{II}=n_I/i_Б$=960/3,80=253 мин$^{-1}$. Соответственно частота вращения конического колеса 2 быстроходной ступени редуктора (индекс Б) $n_{2Б}$ и цилиндрической шестерни 1 тихоходной ступени (индекс Т) $n_{1Т}$:

$$n_{2Б}=n_{1Т}=n_{II}=253 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающий момент на коническом колесе 2 быстроходной ступени редуктора

$$T_{2Б} = T_{1Б} i_Б \eta_{з.к} = 68,83 \cdot 3,80 \cdot 0,96 = 251,09 \text{ Н·м.}$$

Схема нагружения вала II соответствует расчетной схеме 1П (рис. 1.6).

Передача вращающего момента T_{II} происходит вдоль оси вала II условно от середины конического колеса 2 быстроходной ступени (сечении *C*) до середины цилиндрической шестерни 1 тихоходной ступени (сечение *D*). При этом вращающий момент $T_{1Т}$ на цилиндрической шестерне 1 тихоходной ступени редуктора из условия равновесия вала II

$$T_{1Т} = T_{2Б} = 251,09 \text{ Н·м.}$$

В сечениях *C* и *D* вал II скручивают внешние вращающие моменты соответственно $T_{IIC} = T_{2Б} = 251,09$ Н·м и $T_{IID} = T_{1Т} = 251,09$ Н·м.

Таким образом, при нагружении промежуточного вала II редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями *C* и *D*, в которых крутящий момент $M_{кII}$(внутренний силовой фактор): $M_{кIIC} = T_{IIC} = 251,09$ Н·м, $M_{кIID} = T_{IID} = 251,09$ Н·м. В свою очередь $M_{кIIC} = M_{кIID}$.

Тихоходный вал III редуктора. Частота вращения вала III $n_{III}=n_{II}/i_Т$=253/3,61=70 мин$^{-1}$. Соответственно частота вращения цилиндрического колеса 2 тихоходной ступени редуктора (индекс Т) $n_{2Т}$ и ведущей звездочки открытой цепной передачи n_1: $n_{2Т}=n_1=n_{III}$=70 мин$^{-1}$.

Вращающий момент на цилиндрическом колесе 2 тихоходной ступени

$$T_{2Т} = T_{1Т} i_Т \eta_{з.ц} = 251,09 \cdot 3,61 \cdot 0,97 = 879,24 \text{ Н·м.}$$

Схема нагружения вала III соответствует расчетной схеме 1Т (рис. 1.7).

Передача вращающего момента T_{III} происходит вдоль оси вала III условно от середины цилиндрического колеса 2 тихоходной ступени (сечении *C*) до середины ведущей звездочки 1 открытой цепной передачи (сечение *D*). При этом вращающий момент T_1 на ведущей звездочке цепной передачи из условия равновесия вала III

$$T_1 = T_{2Т} = 879,24 \text{ Н·м.}$$

Мощность P_1 на ведущей звездочке, необходимая для расчета открытой цепной передачи с приводной роликовой цепью

$$P_1 = \frac{T_1 n_1}{9550} = \frac{879,24 \cdot 70}{9550} = 6,44 \text{ кВт.}$$

В сечениях C и D вал III скручивается внешними вращающими моментами соответственно $T_{IIIC} = T_{2Т} = 879,24$ Н·м и $T_{IIID} = T_1 = 879,24$ Н·м.

Таким образом, при нагружении тихоходного вала III редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями *C* и *D*, в которых крутящий момент $M_{кIII}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIIIC}=T_{IIIC}$=879,24 Н·м, $M_{кIIID}=T_{IIID}$=879,24 Н·м, в свою очередь $M_{кIIIC}= M_{кIIID}$.

При полученной мощности P_1=6,44 кВт на ведущей звездочке цепной передачи определяем мощность *P* на приводном валу тяговой звездочки конвейера:

$$P = P_1\eta_ц\eta_{П} = 6{,}44\cdot 0{,}94\cdot 0{,}99 = 6 \text{ кВт},$$

что соответствует заданной потребляемой мощности на приводном валу.

Частота вращения приводного вала

$$n = \frac{n_{III}}{i_ц} = \frac{70}{2} = 35 \text{ мин}^{-1},$$

что также соответствует требуемой частоте вращения приводного вала.

Расчет привода выполнен правильно.

Пример 1.2. Выбрать двигатель, выполнить кинематический и силовой расчеты механического привода (рис. 1.9) по следующим исходным данным:

а) потребляемая мощность на выходном конце тихоходного вала редуктора *P*=2,2 кВт;

б) требуемая частота вращения тихоходного вала редуктора *n*=18 мин$^{-1}$.

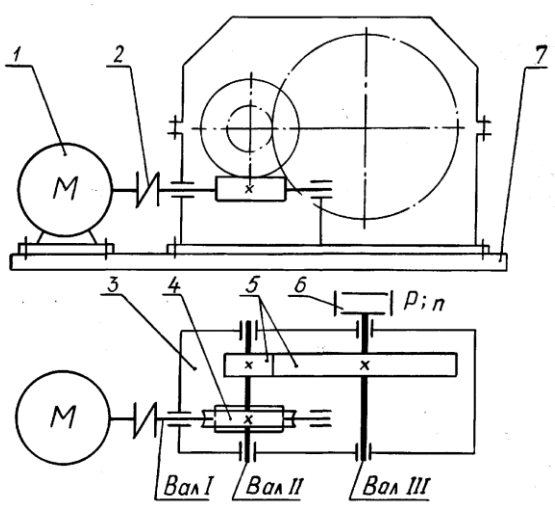


Рис. 1.9. Схема механического привода:
1 – двигатель; 2 – муфта соединительная упругая (втулочно-пальцевая МУВП);
3 – двухступенчатый червячно-цилиндрический редуктор;4 – закрытая червячная передача (быстроходная ступень редуктора); 5 – закрытая цилиндрическая зубчатая передача (тихоходная ступень редуктора); 6 – муфта соединительная компенсирующая (зубчатая типа1); 7 – рама

Решение. По табл. 1.1 принимаем КПД элементов привода (средние значения): КПД муфты соединительной (упругой) $\eta_м = 0{,}98$; КПД закрытой в корпусе червячной передачи с учетом потерь в подшипниках валов передачи (при предварительном расчете) $\eta_Ч = 0{,}8$; КПД закрытой в корпусе цилиндрической зубчатой передачи с учетом потерь в подшипниках валов передачи $\eta_{з.ц} = 0{,}97$.

Тогда общий КПД привода от двигателя до выходного конца тихоходного вала III редуктора, на котором задана потребляемая мощность *P*=2,2 кВт, для последовательно расположенных элементов привода по формуле (1.3):

$$\eta_{общ} = \eta_м\eta_Ч\eta_{з.ц} = 0{,}98\cdot 0{,}8\cdot 0{,}97 = 0{,}76.$$

При определении $\eta_{общ}$ не учитываем потери в соединительной компенсирующей муфте, так как потребляемая мощность *P* задана на выходном конце тихоходного вала редуктора.

Так как в нашем примере задание исходных данных *P* и *n* относится к варианту 3 (см. выше п. 1.1), то требуемую мощность двигателя $P_{треб}$ определяем по формуле (1.1)

$$P_{треб} = \frac{P}{\eta_{общ}} = \frac{2,2}{0,76} = 2,89 \text{ кВт.}$$

Для выбора двигателя, кроме мощности $P_{треб}$, необходимо ориентировочно определить его синхронную частоту вращения $n_{синхр}$, используя формулу (1.5).

На основании рекомендаций табл. 1.2 примем ориентировочно передаточные отношения i передач привода (рис. 1.9): червячная закрытая $i_ч$=10…50; зубчатая цилиндрическая в закрытом корпусе для одной пары $i_{з.ц}$=3…5.

Тогда по формуле (1.4) синхронная частота вращения двигателя $n_{синхр}$:

$$n_{синхр} = ni_ч i_{з.ц} = 18(10...50)(3...5) = 540....4500 \text{ мин}^{-1}.$$

Учитывая рекомендации, изложенные выше в п. 1.1, принимаем $n_{синхр}$=1500 мин$^{-1}$.

Исходя из $P_{треб}$=2,89 кВт и $n_{синхр}$=1500 мин$^{-1}$ по табл. 1.3 выбираем асинхронный двигатель серии АИ типоразмера АИР100*S*4 со следующими техническими данными: $P_{ном}$=3 кВт; $n_{ном}$=1410 мин$^{-1}$; $T_{\max}/T_{ном} = 2,2$.

Общее передаточное отношение привода

$$i_{общ} = \frac{n_{ном}}{n} = \frac{1410}{18} = 78,33.$$

Схема механического привода (рис. 1.9) состоит из двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора без открытой передачи (ременной и цепной). Тогда передаточное отношение редуктора $i_{ред} = i_{общ}$.

Распределяем $i_{ред}$ между передачами редуктора, образующими быстроходную и тихоходную ступени.

Для двухступенчатого червячно-цилиндрического редуктора на основании рекомендаций (1.18): передаточное отношение тихоходной ступени (закрытой цилиндрической зубчатой передачи) $i_T = 3...5$; передаточное отношение быстроходной ступени (закрытой червячной передачи) $i_Б = i_{ред}/i_T = 78,33/(3...5) = 26,11...15,67$.

Примем $i_Б = 20$. Тогда $i_T = i_{ред}/i_Б = 78,33/20 = 3,92$.

Полученные передаточные отношения $i_Б$ и i_T находятся в рекомендуемом диапазоне передаточных отношений для червячной и цилиндрической зубчатой передач, установленных в закрытом корпусе (см. табл. 1.2).

Определим частоты вращения валов редуктора, а также вращающий T и крутящий M_K моменты в различных сечениях этих валов.

Вал двигателя. Частота вращения $n_{ном} = 1410$ мин$^{-1}$.Требуемый вращающий момент на валу двигателя $T_{треб} = 9550 P_{треб}/n_{ном} = 9550 \cdot 2,89/1410 = 19,57$ Н·м.

Быстроходный вал I редуктора. Быстроходным валом редуктора является вал-червяк. Так как концы вала двигателя и быстроходного вала редуктора соединены упругой соединительной муфтой (при этом на конце соответствующего вала закрепляется полумуфта соединительной муфты), то частота вращения быстроходного вала I $n_I = n_{ном} = 1410$ мин$^{-1}$. Соответственно частота вращения червяка 1 быстроходной ступени редуктора (индекс Б) $n_{1Б} = n_I = 1410$ мин$^{-1}$.

Схема нагружения вала I соответствует расчетной схеме 4Б (рис. 1.5).

Передача вращающего момента T_I происходит вдоль оси быстроходного вала I условно от места установки полумуфты на конце вала (сечение *C* посередине ступицы полумуфты) до середины нарезанной части червяка (сечение *D*). При этом вращающий момент T_I в сечении *C*:

$$T_{IC} = T_{треб}\eta_м = 19,57 \cdot 0,98 = 19,18 \text{ Н·м.}$$

Из условия равновесия вала I (т.е. его равномерного вращения) вращающий момент $T_{IБ}$ на червяке 1 быстроходной ступени редуктора $T_{1Б} = T_{IC} = 19,18$ Н·м.

При этом момент $T_{1Б}$ является для вала I внешним вращающим моментом T_{ID} в сечении *D*, т.е. $T_{ID} = T_{1Б} = 19,18$ Н·м.

Таким образом, при нагружении быстроходного вала I редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями *C* и *D*, в которых крутящий момент $M_{кI}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIC}=T_{IC}$=19,18 Н·м, $M_{кID}=T_{ID}$=19,18 Н·м. В свою очередь $M_{кIC}= M_{кID}$.

Промежуточный вал II редуктора. На промежуточном валу II закреплено насадное червячное колесо быстроходной ступени редуктора, а шестерня цилиндрической зубчатой передачи (тихоходной ступени редуктора) выполнена за одно целое с валом.

Частота вращения вала II $n_{II}=n_I/i_Б=1410/20=71$ мин$^{-1}$. Соответственно частота вращения червячного колеса 2 быстроходной ступени $n_{2Б}$ и шестерни 1 тихоходной ступени n_{1T}:

$$n_{2Б}=n_{1T}=n_{II}=71 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающий момент на червячном колесе 2 быстроходной ступени редуктора

$$T_{2Б}=T_{1Б}i_Б\eta_ч=19{,}18\cdot 20\cdot 0{,}8=306{,}88 \text{ Н·м}.$$

Схема нагружения вала II соответствует расчетной схеме 1П (рис. 1.6).

Передача вращающего момента T_{II} происходит вдоль оси вала II условно от середины червячного колеса 2 быстроходной ступени (сечение *C*) до середины цилиндрической шестерни 1 тихоходной ступени редуктора (сечение *D*). При этом вращающий момент на цилиндрической шестерне 1 тихоходной ступени из условия равновесия вала II

$$T_{1T}=T_{2Б}=306{,}88 \text{ Н·м}.$$

В сечении *C* вал II скручивает внешний вращающий момент $T_{IIC}=T_{2Б}=306{,}88$ Н·м, в сечении *D* – внешний вращающий момент $T_{IID}=T_{1T}=306{,}88$ Н·м.

Таким образом, при нагружении промежуточного вала II редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями *C* и *D*, в которых крутящий момент $M_{кII}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIIC}=T_{IIC}$=306,88 Н·м, $M_{кIID}=T_{IID}$=306,88 Н·м. В свою очередь $M_{кIIC}= M_{кIID}$.

Тихоходный вал III редуктора. На тихоходном валу III редуктора закреплено насадное цилиндрическое колесо тихоходной ступени редуктора и на выходном конце вала установлена полумуфта компенсирующей соединительной муфты. Частота вращения вала III $n_{III}=n_{II}/i_T=71/3{,}92=18$ мин$^{-1}$.Соответственно частота вращения цилиндрического колеса 2 тихоходной ступени редуктора (индекс Т) $n_{2T}=n_{III}=18$ мин$^{-1}$.

Вращающий момент на цилиндрическом колесе 2 тихоходной ступени редуктора

$$T_{2T}=T_{1T}i_T\eta_{з.ц}=306{,}88\cdot 3{,}92\cdot 0{,}97=1166{,}88 \text{ Н·м}.$$

Схема нагружения вала III соответствует расчетной схеме 1Т (рис. 1.7).

Передача вращающего момента T_{III} происходит вдоль оси вала III условно от середины цилиндрического колеса тихоходной ступени (сечение *C*) до середины ступицы полумуфты, установленной на выходном конце вала, (сечение *D*).

В сечении *C* вал III скручивается внешним вращающим моментом $T_{IIIC}=T_{2T}=1166{,}88$ Н·м. В сечении D внешний вращающий момент $T_{IIID}=T_{IIIC}=1166{,}88$ Н·м.

Таким образом, при нагружении тихоходного вала III редуктора кручение испытывает участок вала между сечениями *C* и *D*, в которых крутящий момент $M_{кIII}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIIIC}=T_{IIIC}$=1166,88 Н·м, $M_{кIIID}=T_{IIID}$=1166,88 Н·м, при этом $M_{кIIIC}= M_{кIIID}$.

Для проверки правильности выполненных расчетов определим мощность P_{III} на выходном конце тихоходного вала III редуктора при $T_{IIID}=1166{,}88$ Н·м и $n_{III}=18$ мин$^{-1}$:

$$P_{III}=\frac{T_{IIID}n_{III}}{9550}=\frac{1166{,}88\cdot 18}{9550}=2{,}2 \text{ кВт},$$

что соответствует потребляемой мощности *P*, заданной в исходных данных на данном участке тихоходного вала.

Полученная частота вращения тихоходного вала редуктора $n_{III}=18$ мин$^{-1}$ также соответствует требуемой частоте вращения *n* данного вала.

Расчет привода выполнен правильно.

Пример 1.3. Выбрать двигатель, выполнить кинематический и силовой расчеты механического привода (рис. 1.10) по следующим исходным данным:

а) потребляемая мощность на приводном валу тяговой звездочки цепного конвейера *P*=4,5 кВт;

б) требуемая частота вращения приводного вала *n=50* мин$^{-1}$.

Решение. По табл. 1.1 принимаем КПД элементов привода (средние значения): КПД открытой ременной передачи $\eta_{рем} = 0,95$; КПД закрытой в корпусе цилиндрической зубчатой передачи с учетом потерь в подшипниках валов передачи $\eta_{з.ц} = 0,97$ (это относится как к косозубой, так и прямозубой цилиндрическим передачам редуктора).

Тогда общий КПД привода от двигателя до выходного конца тихоходного вала III редуктора, на котором задана потребляемая мощность 4,5 кВт, для последовательно расположенных элементов привода по формуле (1.3):

$$\eta_{общ} = \eta_{рем}\eta^2_{з.ц.} = 0,95 \cdot 0,97^2 = 0,89 .$$

При определении $\eta_{общ}$ не учитываем потери в соединительной компенсирующей муфте, так как потребляемая мощность *P* задана на выходном конце тихоходного вала редуктора.

В нашем примере задание исходных данных *P* и *n* относится к варианту 3 (см. выше п. 1.1).

Тогда требуемая мощность двигателя $P_{треб}$ по формуле (1.1): $P_{треб} = \dfrac{P}{\eta_{общ}} = \dfrac{4,5}{0,89} = 5,06$ кВт.

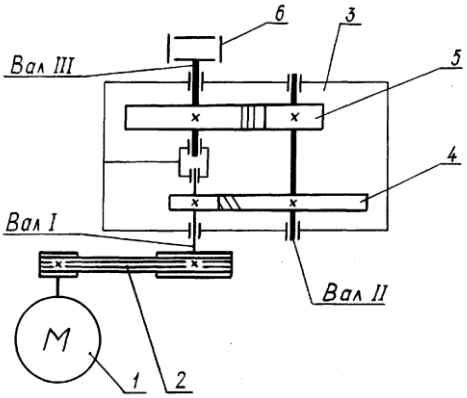


Рис.1.10 Схема механического привода:
1 –двигатель; 2 – открытая ременная передача (клиноременная);
3 – двухступенчатый цилиндрический соосный горизонтальный редуктор; 4 – закрытая цилиндрическая косозубая передача (быстроходная ступень редуктора); 5 – закрытая цилиндрическая прямозубая передача (тихоходная ступень редуктора); 6 – муфта соединительная компенсирующая (зубчатая типа1)

Для выбора двигателя, кроме мощности $P_{треб}$, необходимо ориентировочно определить его синхронную частоту вращения $n_{синхр}$, используя формулу (1.4).

На основании рекомендаций табл. 1.2 примем ориентировочно передаточные отношения *i* передач привода (рис. 1.10): открытая ременная передача $i_{рем}$=2…3; зубчатая цилиндрическая в закрытом корпусе для одной пары: быстроходная ступень редуктора $i_Б$=3…5, тихоходная ступень редуктора $i_Т$=3…5.

Тогда по формуле (1.4) синхронная частота вращения двигателя $n_{синхр}$:

$$n_{синхр} = ni_{рем}i_Бi_Т = 50(2...3)(3...5)(3...5) = 900...3750 \text{ мин}^{-1}.$$

Учитывая рекомендации, изложенные выше в п. 1.1, принимаем $n_{синхр}$ =1500 мин$^{-1}$.

Исходя из $P_{треб} = 5,06$ кВт и $n_{синхр}$=1500 мин$^{-1}$ по табл. 1.3 выбираем асинхронный двигатель серии АИ типоразмера АИР112*М*4 со следующими техническими данными: $P_{ном}$=5,5 кВт; $n_{ном}$=1433 мин$^{-1}$; $T_{max}/T_{ном}$=2,5.

Общее передаточное отношение привода

$$i_{общ} = \frac{n_{ном}}{n} = \frac{1433}{50} = 28,66 .$$

Схема механического привода (рис. 1.10) состоит из двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора и открытой ременной передачи. Для таких схем приводов рекомендуется принимать передаточное отношение открытой ременной передачи $i_{рем}$=2. Тогда передаточное отношение двухступенчатого редуктора

$$i_{ред} = \frac{i_{общ}}{i_{рем}} = \frac{28,66}{2} = 14,33 .$$

Распределяем $i_{ред}$ между передачами редуктора, образующими быстроходную и тихоходную ступени.

Для двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора на основании рекомендаций (1.16):

а) передаточное отношение тихоходной ступени (закрытой цилиндрической зубчатой передачи)

$$i_T = 0,9\sqrt{i_{ред}} = 0,9\sqrt{14,33} = 3,41;$$

б) передаточное отношение быстроходной ступени (закрытой цилиндрической зубчатой передачи) $i_Б = i_{ред}/i_T = 14,33/3,41 = 4,20$.

Полученные передаточные отношения i_T и $i_Б$ находятся в рекомендуемом диапазоне передаточных отношений для цилиндрической зубчатой передачи, установленной в закрытом корпусе (см. табл. 1.2).

Определим частоты вращения валов редуктора, а также вращающий T и крутящий $M_к$ моменты в различных сечениях этих валов.

Вал двигателя. Частота вращения $n_{ном}$=1433 мин$^{-1}$. Требуемый вращающий момент на валу двигателя

$$T_{треб} = 9550\,P_{треб}/n_{ном} = 9550 \cdot 5,06/1433 = 33,72 \text{ Н·м}.$$

Быстроходный вал I редуктора. На входном конце быстроходного вала редуктора закреплен ведомый шкив открытой ременной передачи, а шестерня цилиндрической косозубой передачи (быстроходной ступени редуктора) выполнена за одно целое с валом. Так как между двигателем и редуктором расположена открытая ременная передача, то частота вращения быстроходного вала I

$$n_1 = n_{ном}/i_{рем} = 1433/2 = 717 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения ведомого шкива n_2 открытой ременной передачи и шестерни 1 быстроходной ступени редуктора (индекс Б) $n_{1Б}$:

$$n_2 = n_{1Б} = n_I = 717 \text{ мин}^{-1}.$$

Схема нагружения вала I соответствует расчетной схеме 2Б (рис. 1.5).

Передача вращающего момента T_I происходит вдоль оси быстроходного вала I условно от места установки ведомого шкива открытой ременной передачи на входном конце вала (сечение *C* посередине ведомого шкива) до середины шестерни быстроходной ступени (сечение *D*). При этом вращающий момент T_I в сечении *C*:

$$T_{IC} = T_{треб} i_{рем} \eta_{рем} = 33,72 \cdot 2 \cdot 0,95 = 64,07 \text{ Н·м}.$$

Из условия равновесия вала I (т.е. его равномерного вращения) определяем вращающий момент $T_{1Б}$ на шестерне быстроходной ступени редуктора:

$$T_{1Б} = T_{IC} = 64,07 \text{ Н·м}.$$

При этом момент $T_{1Б}$ является для вала I внешним вращающим моментом T_{ID} в сечении *D*, т.е. $T_{ID} = T_{1Б} = 64,07$ Н·м.

Таким образом, при нагружении быстроходного вала I редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями *C* и *D*, в которых крутящий момент $M_{кI}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIC}=T_{IC}$=64,07 Н·м, $M_{кID}=T_{ID}$=64,07 Н·м. При этом $M_{кIC}= M_{кID}$.

Промежуточный вал II редуктора. Промежуточный вал редуктора не имеет выходных концов. На нем закреплено насадное колесо косозубой передачи (быстроходной ступени редуктора), а шестерня цилиндрической прямозубой передачи (тихоходной ступени редуктора) выполнена за одно целое с валом II.

Частота вращения вала II

$$n_{II} = n_I/i_Б = 717/4,20 = 171 \text{мин}^{-1}.$$

Частота вращения цилиндрического колеса 2 быстроходной ступени редуктора (индекс Б) $n_{2Б}$ и шестерни 1 тихоходной ступени редуктора (индекс Т) $n_{1Т}$:

$$n_{2Б} = n_{1Т} = n_{II} = 171 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающий момент на цилиндрическом колесе 2 быстроходной ступени редуктора

$$T_{2Б} = T_{1Б} i_Б \eta_{з.ц} = 64,07 \cdot 4,20 \cdot 0,97 = 261,02 \text{ Н·м}.$$

Схема нагружения вала II соответствует расчетной схеме 1П (рис. 1.6).

Передача вращающего момента T_{II} происходит вдоль оси вала II условно от середины цилиндрического колеса 2 быстроходной ступени (сечение *C*) до середины шестерни 1 тихоходной ступени редуктора (сечение *D*). При этом вращающий момент T_{1T} на шестерне 1 тихоходной ступени редуктора из условия равновесия вала II

$$T_{1T} = T_{2Б} = 261,02 \text{ Н·м.}$$

В сечениях *C* и *D* вал II скручивают внешние вращающие моменты соответственно $T_{IIC} = T_{2Б} = 261,02$ Н·м и $T_{IID} = T_{1T} = 261,02$ Н·м.

Таким образом, при нагружении промежуточного вала II редуктора кручение испытывает участок вала между сечениями *C* и *D*, в которых крутящий момент $M_{кII}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIIC} = T_{IIC} = 261,02$ Н·м, $M_{кIID} = T_{IID} = 261,02$ Н·м. В свою очередь $M_{кIIC} = M_{кIID}$.

Тихоходный вал III редуктора. На тихоходном валу III редуктора закреплено насадное колесо тихоходной ступени редуктора и на выходном конце вала установлена полумуфта компенсирующей соединительной муфты.

Частота вращения вала III

$$n_{III}=n_{II}/i_T=171/3,41=50 \text{ мин}^{-1},$$

что соответствует требуемой частоте вращения *n* тихоходного вала редуктора (см. исходные данные).

Частота вращения колеса 2 тихоходной ступени редуктора (индекс Т)

$$n_{2T}=n_{III}=50 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающий момент на колесе 2 тихоходной ступени редуктора

$$T_{2T} = T_{1T} i_T \eta_{з.ц} = 261,02 \cdot 3,41 \cdot 0,97 = 863,38 \text{ Н·м}$$

Нагружение вала III соответствует расчетной схеме 1Т (рис. 1.7).

Передача вращающего момента T_{III} происходит вдоль оси вала III условно от середины колеса тихоходной ступени (сечение *C*) до середины ступицы полумуфты, установленной на выходном конце вала (сечение *D*).

В сечении *C* вал III скручивается внешним вращающим моментом $T_{IIIC} = T_{2T} = 863,38$ Н·м. В сечении *D* внешний вращающий момент $T_{IIID} = T_{IIIC} = 863,38$ Н·м.

Таким образом, при нагружении тихоходного вала III редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями *C* и *D*, в которых крутящий момент $M_{кIII}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIIIC}=T_{IIIC}=863,38$ Н·м, $M_{кIIID}=T_{IIID}=863,38$ Н·м.При этом $M_{кIIIC}= M_{кIIID}$.

Для проверки правильности выполнения расчетов определим мощность P_{III} на выходном конце тихоходного вала III при $T_{IIID} = 863,38$ Н·м и n_{III}= 50 мин$^{-1}$:

$$P_{III} = \frac{T_{IIID} n_{III}}{9550} = \frac{863,38 \cdot 50}{9550} = 4,5 \text{ кВт},$$

что соответствует потребляемой мощности *P*, заданной в исходных данных на выходном конце вала III.

Ранее мы установили, что частота вращения тихоходного вала редуктора n_{III}= 50 мин$^{-1}$ также соответствует требуемой частоте вращения *n* данного вала.

Расчет привода выполнен правильно.

Пример 1.3. Выбрать двигатель, выполнить кинематический и силовой расчеты механического привода (рис. 1.11) по следующим исходным данным:

а) потребляемая мощность на одном приводном валу барабана *P*=3 кВт;

б) требуемая частота вращения барабанов *n*=25 мин$^{-1}$.

Решение. По табл. 1.1 принимаем КПД элементов привода (средние значения): КПД открытой ременной передачи $\eta_{рем} = 0,95$; КПД закрытой в корпусе цилиндрической зубчатой передачи с учетом потерь в подшипниках валов передачи $\eta_{з.ц} = 0,97$; КПД открытой цепной передачи $\eta_{ц} = 0,94$; КПД пары подшипников приводного вала барабана $\eta_{П} = 0,99$.

Схема привода содержит, кроме последовательно расположенных элементов (открытой ременной передачи и цилиндрической зубчатой передачи быстроходной ступени редуктора),

также и параллельно работающие элементы. К последним относятся цилиндрические зубчатые передачи раздвоенной тихоходной ступени редуктора, открытые цепные передачи и приводные валы барабанов с подшипниками качения. Потери в параллельно работающих элементах механического привода учитывают средним арифметическим значением КПД η.

Тогда общий КПД привода от двигателя до барабанов, на каждом из которых задана потребляемая мощность *P*=3 кВт, по формуле (1.3):

$$\eta_{общ} = \eta_{рем}\eta^2_{з.ц.}\eta_{ц}\eta_{П} = 0{,}95 \cdot 0{,}97^2 \cdot 0{,}94 \cdot 0{,}99 = 0{,}83.$$

В нашем примере задание исходных данных *P* и *n* относится к варианту 2 (см. выше п. 1.1). Тогда требуемая мощность двигателя по формуле (1.2):

$$P_{треб} = \frac{2P}{\eta_{общ}} = \frac{2 \cdot 3}{0{,}83} = 7{,}23 \text{ кВт}.$$

Для выбора двигателя, кроме мощности $P_{треб}$, необходимо ориентировочно определить его синхронную частоту вращения $n_{синхр}$, используя формулу (1.4).

На основании рекомендаций табл. 1.2 примем ориентировочно передаточные отношения *i* передач привода (рис. 1.11):открытая ременная передача $i_{рем}$=2…3; зубчатая цилиндрическая в закрытом корпусе для одной пары: быстроходная ступень редуктора $i_Б$=3…5; тихоходная ступень редуктора $i_Т$=3…5; открытая цепная передача $i_ц$=1,5…3.

Тогда по формуле (1.4) синхронная частота вращения двигателя $n_{синхр}$:

$$n_{синхр} = ni_{рем}i_Бi_Ti_ц = 25(2...3)(3...5)(3...5)(1{,}5...3) = 675...5625 \text{ мин}^{-1}.$$

Учитывая рекомендации, изложенные выше в п. 1.1, принимаем $n_{синхр}$=1500 мин$^{-1}$.

Исходя из $P_{треб} = 7{,}23$ кВт и $n_{синхр}$=1500 мин$^{-1}$ по табл. 1.3 выбираем асинхронный двигатель серии АИ типоразмера АИР132S4 со следующими техническими данными: $P_{ном}$=7,5 квт; $n_{ном}$=1440 мин$^{-1}$; $T_{max}/T_{ном}$=2,5.

Общее передаточное отношение привода

$$i_{общ} = \frac{n_{ном}}{n} = \frac{1440}{25} = 57{,}60.$$

Схема механического привода (рис. 1.11) состоит из двухступенчатого цилиндрического редуктора и двух открытых передач: ременной и цепной. Примем передаточное отношение открытой ременной передачи $i_{рем}$=2 и открытой цепной передачи $i_ц$=2. Тогда передаточное отношение двухступенчатого редуктора:

$$i_{ред} = \frac{i_{общ}}{i_{рем}i_ц} = \frac{57{,}60}{2 \cdot 2} = 14{,}40.$$

Распределяем $i_{ред}$ между передачами редуктора, образующими быстроходную и тихоходную ступени.

Для двухступенчатого цилиндрического редуктора по развернутой схеме на основании рекомендаций (1.15):

а) передаточное отношение тихоходной ступени (закрытой раздвоенной цилиндрической зубчатой передачи)

$$i_Т = 0{,}88\sqrt{i_{ред}} = 0{,}88\sqrt{14{,}40} = 3{,}34;$$

б) передаточное отношение быстроходной ступени (закрытой нераздвоенной цилиндрической зубчатой передачи)

$$i_Б = i_{ред} / i_Т = 14{,}40 / 3{,}34 = 4{,}31.$$

Полученные передаточные отношения $i_Т$ и $i_Б$ находятся в рекомендуемом диапазоне передаточных отношений для цилиндрической зубчатой передачи (одной пары), установленной в закрытом корпусе (см. табл. 1.2).

Определим частоты вращения валов редуктора, а также вращающий *T* и крутящий $M_к$ моменты в различных сечениях этих валов.

Вал двигателя. Частота вращения $n_{ном}$=1440 мин$^{-1}$.Требуемый вращающий момент на валу двигателя

$$T_{треб} = 9550 P_{треб} / n_{ном} = 9550 \cdot 7{,}23/1440 = 47{,}95 \text{ Н·м}.$$

Быстроходный вал I редуктора. На входном конце быстроходного вала редуктора закреплен ведомый шкив открытой ременной передачи, а шестерня цилиндрической зубчатой передачи (быстроходной ступени редуктора) выполнена за одно целое с валом.

Так как между двигателем и редуктором расположена открытая ременная передача, то частота вращения быстроходного вала I

$$n_I = n_{ном} / i_{рем} = 1440/2 = 720 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения ведомого шкива n_2 открытой ременной передачи и шестерни 1 быстроходной ступени редуктора (индекс Б) $n_{1Б}$:

$$n_2 = n_{1Б} = n_I = 720 \text{ мин}^{-1}.$$

Нагружение вала I соответствует расчетной схеме 2Б (рис. 1.5).

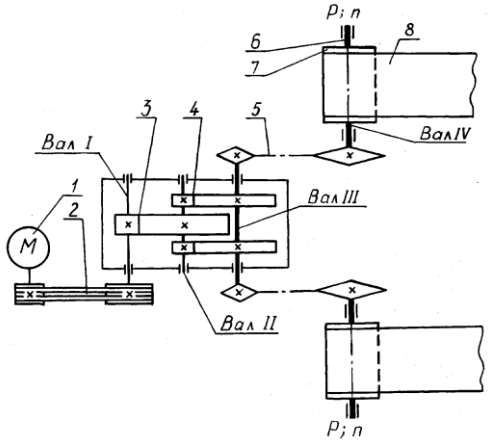


Рис.1.11. Схема механического привода: 1 –двигатель; 2 – открытая ременная передача (клиноременная); 3 – закрытая цилиндрическая зубчатая передача (быстроходная ступень редуктора); 4 – закрытая раздвоенная цилиндрическая зубчатая передача (тихоходная ступень редуктора); 5 – открытая цепная передача (с приводной роликовой цепью); 6 – приводной вал барабана; 7 – барабан; 8 – лента (тяговый элемент) конвейера

Передача вращающего момента T_I происходит вдоль оси быстроходного вала I условно от места установки ведомого шкива открытой ременной передачи на входном конце вала (сечение С посередине ведомого шкива) до середины шестерни быстроходной ступени редуктора (сечение D). При этом вращающий момент T_I в сечении С:

$$T_{IC} = T_{треб} i_{рем} \eta_{рем} = 47,95 \cdot 2 \cdot 0,95 = 91,11 \text{ Н·м}.$$

Из условия равновесия вала I (т.е. его равномерного вращения) определяем вращающий момент $T_{1Б}$ на шестерне быстроходной ступени редуктора:

$$T_{1Б} = T_{IC} = 91,11 \text{ Н·м}.$$

При этом момент $T_{1Б}$ является для вала I внешним вращающим моментом T_{ID} в сечении *D*, т.е. $T_{ID} = T_{1Б} = 91,11$ Н·м.

Таким образом, при нагружении быстроходного вала I редуктора кручение испытывает участок вала условно между сечениями *C* и *D*, в которых крутящий момент $M_{кI}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIC} = T_{IC} = 91,11$ Н·м, $M_{кID} = T_{ID} = 91,11$ Н·м. При этом $M_{кIC} = M_{кID}$.

Промежуточный вал II редуктора. Промежуточный вал редуктора не имеет выходных концов. На нем закреплено насадное цилиндрическое колесо быстроходной ступени редуктора и расположены две шестерни раздвоенной тихоходной ступени редуктора. Одна шестерня выполняется за одно целое с валом II, а вторая – насадного исполнения (с целью обеспечения установки цилиндрического колеса быстроходной ступени редуктора).

Частота вращения вала II

$$n_{II} = n_I / i_Б = 720/4,31 = 167 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения шестерен 1 раздвоенной тихоходной ступени редуктора (индекс Т) $n_{1Т}$ и цилиндрического колеса 2 быстроходной ступени редуктора (индекс Б) $n_{2Б}$:

$$n_{1Т} = n_{2Б} = n_{II} = 167 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающий момент на цилиндрическом колесе 2 быстроходной ступени редуктора

$$T_{2Б} = T_{1Б} i_Б \eta_{з.ц} = 91,11 \cdot 4,31 \cdot 0,97 = 380,90 \text{ Н·м}.$$

Нагружение вала II соответствует расчетной схеме 4П (рис. 1.6).

Передача вращающего момента вдоль оси вала II происходит условно от середины цилиндрического колеса 2 быстроходной ступени (сечение *C*) до середины каждой шестерни 1 раздвоенной тихоходной ступени редуктора (сечения *D*). Из условия равновесия вала II

$$T_{2Б} = 2T_{1Т} \ .$$

Отсюда вращающий момент T_{1T} на каждой шестерне 1 раздвоенной тихоходной ступени редуктора

$$T_{1T} = T_{2Б}/2 = 380,90/2 = 190,45 \text{ Н·м.}$$

В сечении *C* вал II скручивает внешний вращающий момент $T_{IIC} = T_{2Б} = 380,90$ Н·м. В каждом сечении *D* вал II скручивает внешний вращающий момент $T_{IID} = T_{1T} = 190,45$ Н·м. При этом $T_{IID} = T_{IIC}/2$.

Таким образом, при нагружении промежуточного вала II редуктора кручению подвергаются участки вала от сечения *C* до каждого из сечений *D*. В этих сечениях крутящий момент $M_{кII}$ (внутренний силовой фактор): в сечении *C* $M_{кIIC} = T_{IIC} = 380,90$ Н·м; в сечениях *D* $M_{кIID} = T_{IID} = 190,45$ Н·м. При этом $M_{кIIC} = 2M_{кIID}$.

Тихоходный вал III редуктора. Тихоходный вал редуктора имеет два выходных конца. В средней части вала закреплены два цилиндрических колеса раздвоенной тихоходной ступени редуктора, а на выходных концах вала установлены ведущие звездочки открытых цепных передач.

Частота вращения вала III

$$n_{III} = n_{II}/i_T = 167/3,34 = 50 \text{ мин}^{-1}.$$

Частота вращения колес 2 раздвоенной тихоходной ступени редуктора (индекс Т) n_{2T} и ведущих звездочек 1 открытых цепных передач n_1:

$$n_{2T} = n_1 = n_{III} = 50 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающий момент на каждом колесе 2 тихоходной раздвоенной ступени редуктора

$$T_{2T} = T_{1T} i_T \eta_{з.ц} = 190,45 \cdot 3,34 \cdot 0,97 = 617,02 \text{ Н·м}$$

Схема нагружения вала III соответствует расчетной схеме 5Т (рис. 1.7).

Передача вращающего момента вдоль оси вала III происходит условно от середины каждого колеса 2 раздвоенной тихоходной ступени редуктора (сечение *C*) до середины ближайшей ведущей звездочки 1 открытой цепной передачи, установленной на конце вала III (сечение *D*). При этом вращающий момент T_1 на каждой ведущей звездочке цепной передачи из условия равновесия вала III

$$T_1 = T_{2T} = 617,02 \text{ Н·м.}$$

Мощность P_1 на каждой ведущей звездочке, необходимая для расчета открытой цепной передачи с приводной роликовой цепью

$$P_1 = \frac{T_1 n_1}{9550} = \frac{617,02 \cdot 50}{9550} = 3,23 \text{ кВт.}$$

В сечениях *C* и *D* вал III скручивается внешними вращающими моментами соответственно $T_{IIIC} = T_{2T} = 617,02$ Н·м и $T_{IIID} = T_1 = 617,02$ Н·м.

Таким образом, при нагружении тихоходного вала III редуктора кручение испытывают два участка вала условно между сечениями *C* и *D* с каждой стороны вала, в которых крутящий момент $M_{кIII}$ (внутренний силовой фактор): $M_{кIIIC} = T_{IIIC} = 617,02$ Н·м, $M_{кIIID} = T_{IIID} = 617,02$ Н·м. При этом $M_{кIIIC} = M_{кIIID}$.

При полученной мощности $P_1 = 3,23$ кВт на каждой ведущей звездочке открытых цепных передач определим, с целью проверки правильности выполненных расчетов, мощность *P* на каждом барабане:

$$P = P_1 \eta_ц \eta_П = 3,23 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 3 \text{ кВт,}$$

что соответствует заданной потребляемой мощности на каждом барабане.

Частота вращения приводных валов барабанов

$$n = \frac{n_{III}}{i_ц} = \frac{50}{2} = 25 \text{ мин}^{-1},$$

что также соответствует требуемой частоте вращения барабанов.

Расчет привода выполнен правильно.

2. РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ С ЭВОЛЬВЕНТНЫМ ЗАЦЕПЛЕНИЕМ

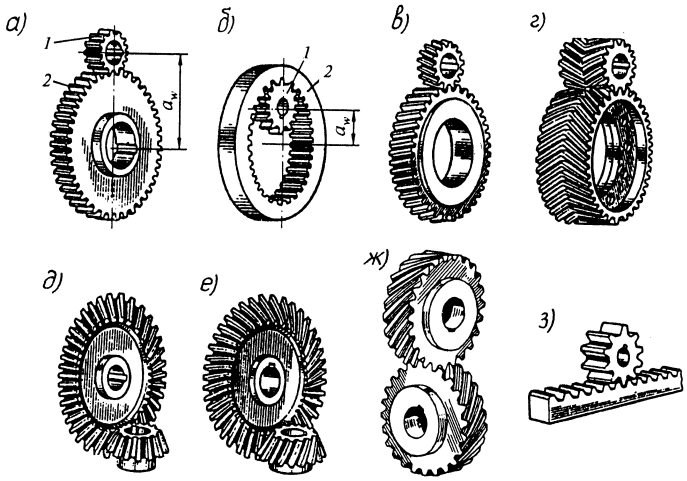
2.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ

Зубчатая передача предназначена для передачи или преобразования движения за счёт зацепления пары зубчатых колёс с изменением скоростей и моментов. Применяется для передачи вращательного движения между валами с параллельными, пересекающимися и перекрещивающимися осями, а также для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот.

Зубчатые передачи между валами с параллельными осями выполняют с цилиндрическими зубчатыми колёсами с прямыми, косыми или шевронными зубьями (рис. 2.1, *а …г*). Эти передачи называют цилиндрическими. Существуют цилиндрические передачи внешнего зацепления (рис. 2.1, *а , в, г*) и внутреннего зацепления (рис. 2.1, *б*).

Для передачи механической энергии между валами с пересекающимися осями используют конические зубчатые передачи с прямыми и круговыми зубьями (рис. 2.1, *д, е*). Разновидностью конических передач являются гипоидные зубчатые передачи, у которых оси валов не пересекаются, а перекрещиваются под углом равным $90°$ и установлены с некоторым эксцентриситетом (применяются в автотракторном и текстильном машиностроении).

Для валов с перекрещивающимися осями возможно использование зубчато-винтовой передачи (рис. 2.1, *ж*). Однако перекрестное расположение осей валов приводит к точечному контакту зубьев на начальных цилиндрах и большому скольжению в зацеплении, что является основной причиной износа и заедания даже при небольших нагрузках. Поэтому зубчато-винтовые передачи применяют в основном в кинематических цепях приборов. В силовых приводах их заменяют червячными передачами.



Для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот применяют передачу между зубчатым колесом и рейкой (рис. 2.1, *з*).

Рис. 2.1. Основные виды зубчатых передач

Достоинства зубчатых передач в сравнении с другими механическими передачами: малые габариты; высокий КПД ($97...98\%$); высокая нагрузочная способность и надёжность; постоянство среднего значения передаточного отношения; сравнительно малые нагрузки на валы и подшипники; простота обслуживания; возможность применения в широком диапазоне вращающих моментов, скоростей и передаточных отношений.

Недостатки зубчатых передач: повышенные требования к точности изготовления; шум при работе передачи, особенно при больших скоростях; отсутствие компенсации динамических нагрузок по причине высокой жёсткости.

Зубчатые колёса изготавливают нарезанием или накатыванием.

Области применения зубчатых передач: коробки передач автомобилей, тракторов, транспортных и дорожно-строительных машин; крановые механизмы (подъёма груза, поворота, изменения вылета стрелы и передвижения); коробки скоростей станков; механические приводы ленточных и цепных конвейеров, элеваторов, прокатных станов, а также других ведомых машин.

Зубчатая пара (передача) обычно состоит из двух зубчатых колёс 1 и 2 (рис. 2.1, *а , б*). Меньшее из пары зубчатое колесо называют шестерней, а большее - колесом. Термин “зубчатое колесо” является общим.

Зубчатые передачи могут быть понижающими (ведущей является шестерня, ведомым – колесо) и повышающими (ведущим является колесо, ведомой – шестерня). Узел, состоящий из отдельного корпуса с понижающими передачами, называется редуктором, с повышающими передачами – мультипликатором. Коробки передач транспортных средств и скоростей содержат как понижающие, так и повышающие передачи и обеспечивают ступенчатое изменение частоты вращения ведомого вала в зависимости от числа ступеней и включенной ступени.

2.2. КРАТКИЕ СВЕДЕНИЯ ПО ГЕОМЕТРИИ И КИНЕМАТИКЕ

2.2.1. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Цилиндрические зубчатые передачи выполняют с внешним зацеплением (рис. 2.1, *а*, *в, г*) и внутренним (рис. 2.1, *б*). Цилиндрические передачи с внешним зацеплением получили наибольшее распространение. Поэтому далее мы будем рассматривать только эти передачи.

Линии пересечения боковых поверхностей зубьев с любой круговой цилиндрической поверхностью, соосной с начальной, называют линиями зубьев. Если линии зубьев параллельны оси зубчатого колеса, то его называют прямозубым, а передачу – цилиндрической прямозубой (рис. 2.2, *б*). Если эти линии винтовые постоянного шага, то зубчатое колесо называют косозубым, а передачу – цилиндрической косозубой (рис. 2.2, *в*). У косозубых зубчатых колёс зубья располагаются не по образующей делительного цилиндра, как у прямозубых, а составляют с ней некоторый угол β. С увеличением угла β наклона зуба повышается нагрузочная способность косозубой передачи, но возрастает осевая сила, действующая на опоры валов. Поэтому угол β в косозубой передаче ограничивают принимая $\beta = 8...22°$ (в коробках передач автомобилей с целью уменьшения шума угол β увеличивают до $40...45°$).

Разновидностью косозубых зубчатых колёс являются шевронные зубчатые колёса: без канавки (рис. 2.2, *г*) и канавкой для выхода инструмента (рис. 2.2, *д*). Передачи с шевронными зубчатыми колёсами называют цилиндрическими шевронными. К шевронным передачам относятся и раздвоенные косозубые ступени с противоположным направление зубьев на полушевронах (рис. 2.2, *е*).

На шевронном зубчатом колесе осевые силы взаимно уравновешиваются и не нагружают опоры вала. Поэтому для шевронных передач принимают $\beta = 25...40°$ (в мощных редукторах– до $45°$).

Профили зубьев зубчатых колёс должны быть такими, чтобы обеспечивалось постоянство передаточного отношения

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}.$$

Этому условию наилучшим образом удовлетворяет эвольвентный профиль.

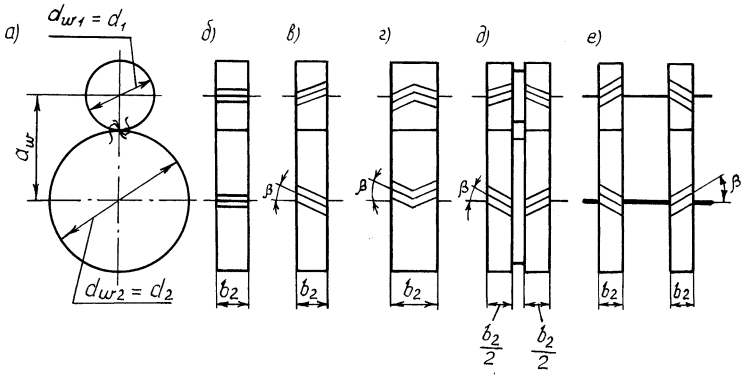


Рис. 2.2. Цилиндрические зубчатые передачи

Как известно, эвольвента круга – это кривая переменной кривизны, очерчиваемая точкой С отрезка АС при его качении без скольжения по окружности диаметром d_b (рис. 2.3, *а*). Эту окружность называют основной. Так как при качении без скольжения отрезка АС по основной окружности точка С совпадает с точкой В, то длина отрезка АС равняется длине дуги АВ. Отрезок АС является радиусом кривизны эвольвенты в точке С.

Эвольвентный профиль допускает простое нарезание зубьев инструментом с прямолинейными режущими кромками. При этом одним инструментом нарезают зубчатые колёса одного модуля с различным числом зубьев.

Наиболее распространенным методом нарезания цилиндрических зубчатых колёс является метод огибания с помощью рейки-гребёнки (рис. 2.3, *в*) и червячной фрезы (рис. 2.3, *г*). Нарезание происходит в процессе принудительного зацепления инструмента реечного типа с заготовкой на зуборезном станке. Инструменту дополнительно сообщается движение, обеспечивающее процесс резания.

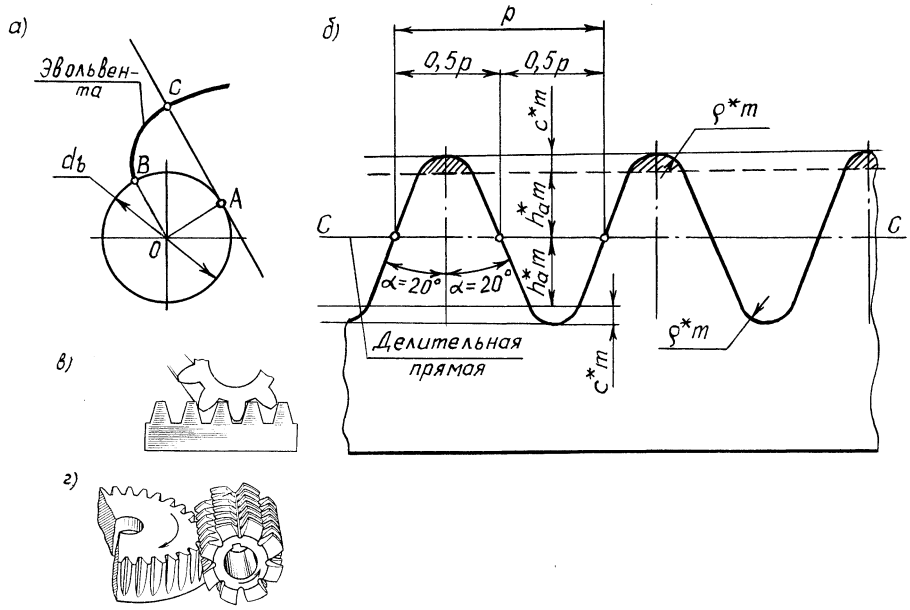


Рис. 2.3. Эвольвента круга (a), инструментальная рейка (б) и способы нарезания зубьев методом огибания:рейкой – гребенкой (в) и червячной фрезой (г)

Зуборезный инструмент реечного типа профилируют по контуру так называемой инструментальной рейки. На рис. 2.3, *б* сплошной линией показан производящий контур инструментальной рейки. Прямая С-С, для которой толщина зуба равна ширине впадины, называется делительной прямой рейки.

Часть инструментальной рейки, ограниченная на рис. 2.3, *б* штриховой линией, называется исходным контуром рейки. Эвольвентную часть зуба нарезает только исходный контур, а часть зуба рейки выше исходного контура (на рис. 2.3, *б* заштрихована) образует галтель зуба и соответствующую глубину впадины нарезаемого зубчатого колеса.

В целях унификации эвольвентных зубчатых колёс параметры исходного контура рейки стандартизированы (ГОСТ 13755-81):

$\alpha = 20°$ - угол профиля;

$h_a^* = h_a / m = 1$ - коэффициент высоты головки зуба (здесь h_a - высота головки зуба; m - модуль);

$c^* = c/m = 0,25$ - коэффициент радиального зазора (c - радиальный зазор);

$\rho_f^* = \rho_f / m = 0,38$ - коэффициент радиуса скругления у корня (основания) зуба (ρ_f - радиус скругления у основания зуба).

В технической литературе находит применение коэффициент $h^* = h/m = 2,25$, называемый коэффициентом высоты зуба (здесь h - высота зуба).

Геометрия и основные параметры зубчатого зацепления цилиндрических прямозубых зубчатых колёс. Рассмотрим эвольвентное зацепление прямозубой цилиндрической зубчатой передачи (рис. 2.4, a). Центры O_1 и O_2 основных окружностей диаметрами d_{b1} и d_{b2} расположены на расстоянии a_w друг от друга. При повороте эвольвент (т.е. зубьев) точка их касания перемещается по прямой N_1N_2, называемой линией зацепления. Линия зацепления является общей касательной к двум основным окружностям, а в точке касания эвольвент – нормалью к ним.

Точку *W* пересечения линии зацепления N_1N_2 с линией центров O_1O_2 называют полюсом зацепления. Окружности, концентричные основным окружностям, проходящие через полюс зацепления *W*, при обеспечении касания эвольвент перекатываются друг по другу без скольжения: они являются центроидами и их называют начальными окружностями с диаметрами d_{w1} и d_{w2}.

Угол, образованный линией зацепления и прямой, перпендикулярной к линии центров (межосевой линии), называют углом зацепления α_w.

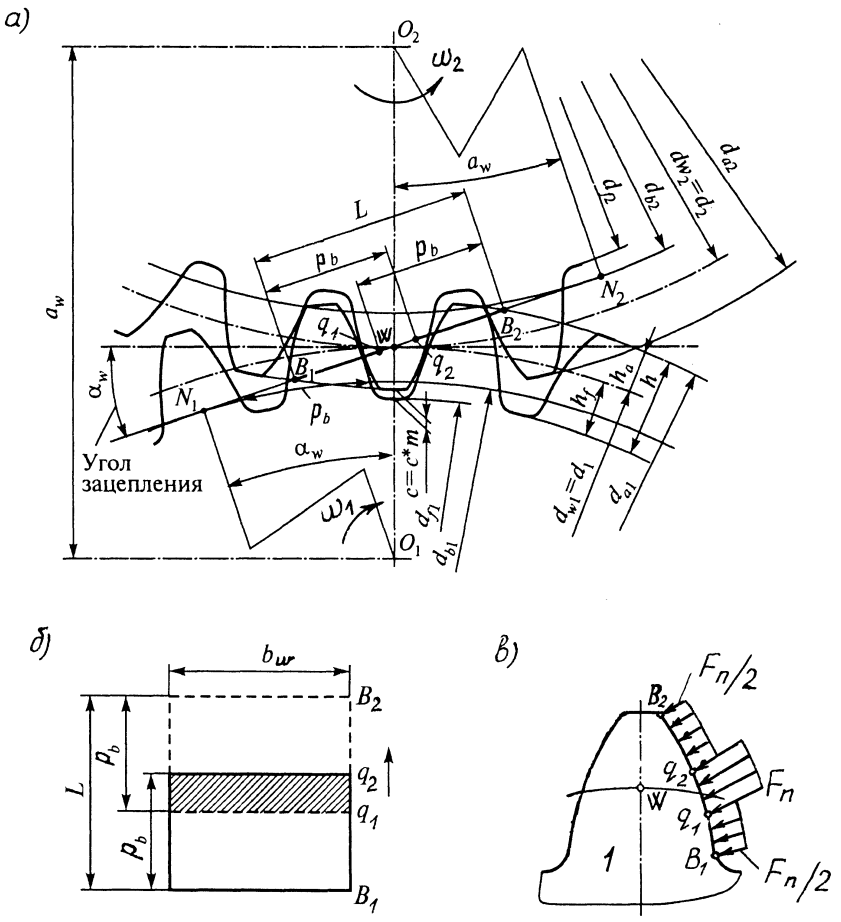


Рис. 2.4. Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача нарезанная без смещения режущего инструмента: а – эвольвентное зацепление; б – поле зацепления; в – распределение нагрузки на боковой (активной) поверхности зуба

Так как радиусы основных окружностей – это перпендикуляры O_1N_1 и O_2N_2, опущенные из центров O_1 и O_2 на их общую касательную, то из прямоугольных треугольников O_1N_1W и O_2N_2W:

$$\frac{d_{b1}}{2}=\frac{d_{w1}}{2}\cos\alpha_w;\ \frac{d_{b2}}{2}=\frac{d_{w2}}{2}\cos\alpha_w$$

или $d_{b1}=d_{w1}\cos\alpha_w;\ d_{b2}=d_{w2}\cos\alpha_w$.

Соответственно шаги связаны зависимостью $p_b=p_w\cos\alpha_w$.

При вращении шестерни 1 по часовой стрелке (см. рис. 2.4, *а*) контакт одной пары зубьев начинается в точке B_1 и заканчивается в точке B_2. Отрезок B_1B_2 линии зацепления N_1N_2 носит название активной линии зацепления. Длину её обозначают L. Точки B_1 и B_2 находят пересечением линии зацепления N_1N_2 окружностей вершин соответственно шестерни 1 и колеса 2. Таким образом, длина L активной линии зацеплении зависит от высоты головок зубьев или, иначе, от диаметров окружностей вершин d_{a1} и d_{a2}. Размеры высоты головок зубьев могут быть большими, чем показаны на рис. 2.4, *а*, но не должны выходить за пределы окружностей, описанных из центров O_1 и O_2, проходящих через точки N_1 и N_2. Отрезок N_1N_2 определяет предельную длину линии зацепления:

$$N_1N_2=a_w\sin\alpha_w.$$

Так как линия зацепления N_1N_2 не меняет своего положения при вращении зубчатых колёс и всё время проходит через полюс зацепления W, то передаточная функция (передаточное отношение) i от зубчатого колеса 1 к зубчатому колесу 2, равная $i=\omega_1/\omega_2=O_2W/O_1W$ при их вращении остаётся постоянной.

Если записать

$$i=\frac{\omega_1}{\omega_2}=\frac{d_{w2}}{d_{w1}}=\frac{d_{b2}}{d_{b1}},$$

то из этого следует вывод, что передаточное отношение i не зависит от угла зацепления α_w, а только от диаметров d_{b1} и d_{b2} основных окружностей. Поэтому при изменении межосевого расстояния a_w зубчатой пары передаточное отношение i не изменяется, если при этом сохранены диаметры основных окружностей.

Таким образом, угол зацепления α_w сопряжённых эвольвентных зубчатых колёс определяется только после их сборки.

При расчёте параметров зубчатой передачи с эвольвентным зацеплением параметрам шестерни приписывают индекс 1, а параметрам колеса – индекс 2. Кроме того, различают индексы, относящиеся: w - к начальной поверхности или к окружности; b - к основной поверхности или к окружности; a - к поверхности или к окружности вершин и головок зубьев; f - к поверхности или к окружности впадин и ножек зубьев. Параметрам, относящимся к делительной поверхности или окружности, дополнительного индекса не приписывают.

В качестве основного параметра зубчатого зацепления прямозубой передачи принят модуль зубьев m (мм):

$$m = p/\pi ,$$

где p - окружной делительный шаг (равный шагу исходной зубчатой рейки).

Окружной делительный шаг p измеряется на дуге делительной окружности шестерни и колеса. На делительной окружности зубчатого колеса, нарезанного без смещения инструмента, толщина зуба равна ширине впадины, а их сумма равна шагу p. Делительная окружность зубчатого колеса является базой для определения формы и размеров зубьев.

При нарезании прямозубых зубчатых колёс реечным инструментом, например, червячной фрезой или долбяком методом огибания, кинематическая цепь зуборезного станка настраивается так, чтобы делительная прямая рейки С-С (рис. 2.3, *б*) катилась по делительной окружности нарезаемого зубчатого колеса и являлась начальной прямой. В данном случае зубчатые колеса будут нарезаны без смещения и делительный шаг у них будет равен делительному шагу p рейки.

Тогда параметры цилиндрической прямозубой передачи, состоящей из шестерни 1 и колеса 2, нарезанных без смещения режущего инструмента, при $h_a^* = h_a/m = 1$ и $c^* = c/m = 0,25$:

диаметры делительных окружностей (делительные диаметры)

$$d_{1(2)} = mz_{1(2)};$$

высота головки зуба

$$h_{a1(2)} = h_a^* m = m;$$

диаметры окружностей вершин зубьев

$$d_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2h_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2m;$$

высота ножки зуба

$$h_{f1(2)} = (h_a^* + c^*)m = (1 + 0,25)m = 1,25m;$$

диаметры окружностей впадин зубьев

$$d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2h_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2,5m;$$

угол зацепления

$$\alpha_w = \alpha = 20°;$$

диаметры начальных окружностей (начальные диаметры)

$$d_{w1(2)} = d_{1(2)};$$

диаметры основных окружностей (основные диаметры)

$$d_{b1(2)} = d_{w1(2)} \cos\alpha_w;$$

межосевое расстояние

$$a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}) = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m(z_1 + z_2).$$

Значение a_w принимают из ряда предпочтительных чисел *Ra40.*

Особенности зацепления прямозубой цилиндрической зубчатой пары. При вращении прямозубых зубчатых колёс зубья касаются по прямой линии, называемой линией контакта. Эта линия перемещается в поле зацепления, представляющего собой прямоугольник со сторонами L и b_w (рис. 2.4, *б*), где L - длина активной линии зацепления, а b_w - рабочая

ширина передачи. Пусть в поле зацепления находятся две пары зубьев: одна пара B_1 в начале поля зацепления и вторая пара q_2 в средней части поля (при этом $p_b < L$). При вращении зубчатых колёс линии контакта зубьев движутся от точки B_1 к точке B_2 в направлении стрелки (рис. 2.4, *б*). Когда вторая пара зубьев придёт на границу поля (точка B_2), первая пара займёт положение q_1. При дальнейшем движении на участке q_1q_2 (заштрихован) зацепляется только одна пара зубьев. Когда пара зубьев B_1 займёт положение q_2, в этот момент в зацепление вступит следующая пара зубьев и снова начнётся двухпарное зацепление. Зона однопарного зацепления располагается посередине зуба или в районе полюса зацепления *W* (см. рис. 2.4, *а*). В зоне однопарного зацепления зуб передаёт полную нагрузку F_n, а в зонах двухпарного зацепления – приближённо половину нагрузки F_n (рис. 2.4, *в*). Наличие зоны однопарного зацепления снижает нагрузочную способность прямозубой передачи и является одним из существенных её недостатков. Размер зоны однопарного зацепления зависит от величины коэффициента торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = L / p_b .$$

По условию непрерывности зацепления и плавности хода передачи должно быть $\varepsilon_\alpha > 1$.

Смещение инструмента при нарезании зубьев прямозубых цилиндрических зубчатых колёс. Как уже указывалось ранее, при нарезании зубчатых колёс реечным инструментом методом обкатки наибольшее распространение получил метод огибания. При реечном инструменте кинематическая цепь зуборезного станка настраивается таким образом, чтобы начальная прямая рейки С-С (рис. 2.3, *б*) катилась по делительной окружности нарезаемого зубчатого колеса (рис. 2.5, *а*). В зависимости от положения реечного инструмента относительно заготовки зубчатого колеса начальной прямой может быть делительная прямая инструментальной рейки (рис. 2.5, *а*) или некоторая прямая, параллельная делительной прямой С-С рейки и смещённая относительно её на величину $\pm xm$, где x - коэффициент смещения исходного контура (рис. 2.5, *б*). Положительным считают смещение делительной прямой С-С исходного контура от центра нарезаемого зубчатого колеса ($+xm$), отрицательным – к центру ($-xm$).

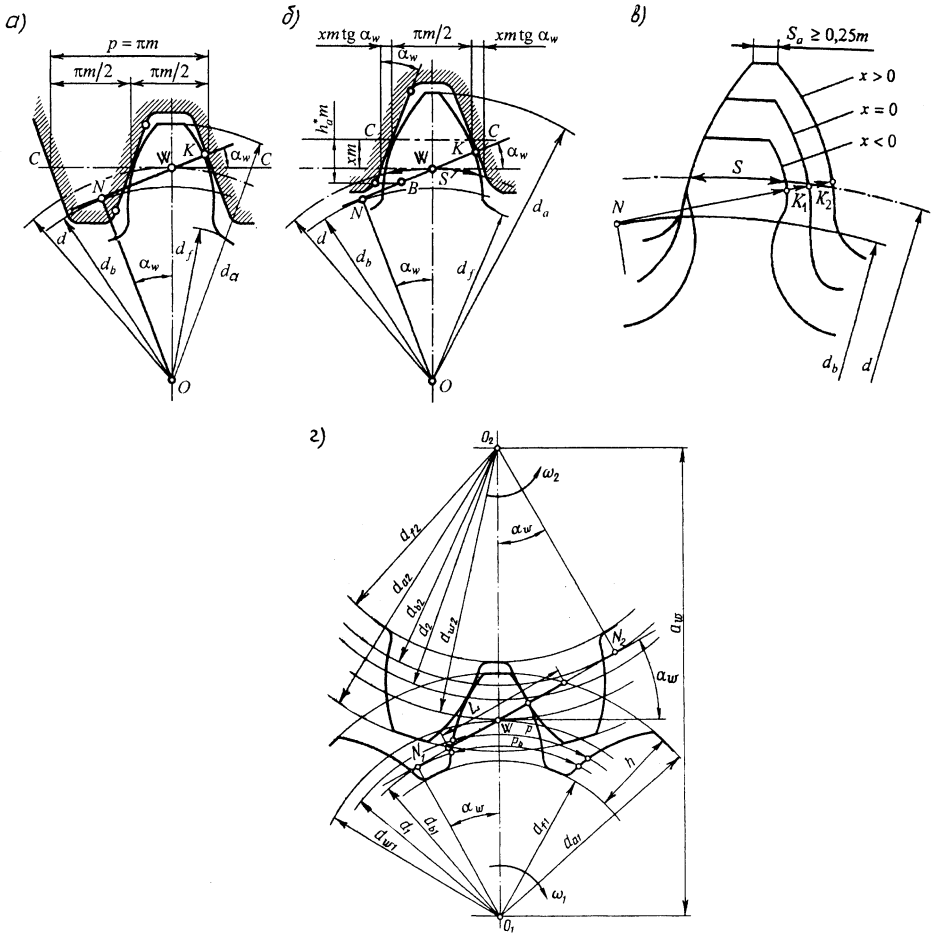


Рис. 2.5. К смещению инструмента при нарезании зубьев $[4]$***:***
а, б – станочное зацепление реечного инструмента с нарезаемым зубчатым колесом:
а – без смещения;
б – со смещением, равным $+xm$***;***
в – форма зуба в зависимости от коэффициента смещения x ***инструмента;***
г – зубчатое зацепление при смещении $x_1 > 0$ ***и*** $x_2 > 0$

При положительном

смещении исходного контура рейки ($x>0$) увеличиваются диаметры окружностей вершин зубьев d_a и впадин d_f:

$$d_a = d + 2m + 2xm;\ d_f = d - 2{,}5m + 2xm.$$

Диаметры делительной d и основной d_b окружностей остаются без изменения, так как не изменяется число зубьев z. При $x>0$ толщина зуба S по делительной окружности увеличивается на величину $2xmtg\alpha_w$ (рис. 2.5, *б*):

$$S = \pi m/2 + 2xmtg\alpha_w.$$

Зубчатые колёса с положительным смещение имеют более толстые основания зубьев и большие радиусы кривизны эвольвент профиля (см., например, рис. 2.5, *в*, где $NK_2 > NK_1$). Это увеличивает несущую способность передачи, исключает подрезание зубьев у основания при малом числе зубьев.

Недостаток положительного смещения – уменьшение толщины S_a вершин зубьев. При больших смещениях возможно недопустимое заострение вершины зуба $S_a < 0{,}25m$.

Отрицательное смещение инструмента ($x<0$) сопровождается явлениями обратного характера. У зубчатых колёс с малым числом зубьев возможно их подрезание при отрицательном смещении, т.е. срезание части эвольвенты вблизи основной окружности (см. рис. 2.5, *в*).

На практике применяют два типа передач со смещением:

1. Передачи со смещением $x_1 > 0$, $x_2 = -x_1$, $x_1 + x_2 = 0$ (равносмещенные) применяют при больших i и малых z_1. Одинаковые по значению, но разные по знаку смещения вызывают одинаковые увеличения толщины зуба шестерни и ширины впадины колеса. При этом делительный шаг p и длина делительной окружности $\pi d = pz$ остаются без изменения. Делительные окружности соприкасаются и являются начальными, как в передаче без смещения: $d_{w1} = d_1$, $d_{w2} = d_2$. Не изменяются также межосевое расстояние a_w и угол зацепления α_w:

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = a = \frac{d_1 + d_2}{2};\ \alpha_w = \alpha = 20^\circ.$$

Изменяется только соотношение высот головок h_a и ножек h_f зубьев, которые определяют при коэффициентах смещения x_1 и x_2, подставляемых со своими знаками:

$$h_{a1} = (h_a^* + x_1)m;\ h_{a2} = (h_a^* + x_2)m = (h_a^* - x_1)m;$$
$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_1)m;\ h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_2)m = (h_a^* + c^* + x_1)m;$$

где $h_a^* = 1;\ c^* = 0{,}25$.

Тогда диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1};\ d_{a2} = d_2 + 2h_{a2};$$
$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1};\ d_{f2} = d_2 - 2h_{f2}.$$

Для прямозубой передачи при $z_1 < 17$ с целью исключения подрезания зубьев и повышения их изгибной прочности принимают:

$$x_1 = (17 - z_1)/17 \le 0{,}6;\ x_2 = -x_1.$$

Равносмещённые передачи иначе называют передачами с высотной модификацией зацепления.

2. Передачи со смещением $x_1 > 0$, $x_2 > 0$ и $x_1 + x_2 > 0$ применяют для повышения нагрузочной способности. При этом увеличиваются радиусы кривизны профилей зубьев и толщина зуба у основания (рис. 2.5, *в*). При нарезании зубьев шестерни и колеса с положительным смещением их делительная толщина больше $p/2$ (рис. 2.5, *б*). Поэтому делительные окружности не могут соприкасаться. Вследствие этого оси колёс раздвигают и начальными становятся новые окружности, большие, чем делительные ($d_{w1} > d_1$, $d_{w2} > d_2$; см. рис. 2.5, *г*). Межосевое расстояние a_w увеличивается:

$$a_w = 0{,}5(d_{w1} + d_{w2}) > a = 0{,}5(d_1 + d_2).$$

При этом увеличивается и угол наклона линии зацепления N_1N_2, как общей касательной к основным окружностям, т.е. увеличивается угол зацепления $\alpha_w > \alpha = 20^\circ$. Поэтому данную модификацию зацепления называют угловой. Предельные значения коэффициентов сме-

щения при угловой модификации ограничиваются заострением зубьев ($S_a \geq 0,25m$), появлением интерференции (взаимного внедрения) профилей при работе, а также уменьшением коэффициента перекрытия ($\varepsilon_\alpha \geq 1,2$). Подробнее см. [5], [6], [8].

Особенности геометрии цилиндрических косозубых и шевронных зубчатых колес. Зубья косых и шевронных зубчатых колес наклонены под углом β к образующей делительного цилиндра, хотя оси зубчатых колёс при этом остаются параллельными (рис. 2.6, a). Направление наклона линии зуба определяют глядя на цилиндрическую поверхность венца зубчатого колеса. Если зуб поднимается справа налево, то такое направление линии зуба считают левым. Для зуба, поднимающегося слева направо, направление линии зуба считают правым. На рис. 2.6, a у шестерни левое направление линии зуба (т.е. зуб левый), у колеса – правое (т.е. зуб правый).

Зубья косых и шевронных зубчатых колес нарезают тем же инструментом, что и прямозубых. Получение наклона зуба обеспечивается дополнительным поворотом оси червячной фрезы относительно торцовой плоскости *t-t* нарезаемого зубчатого колеса на угол β (рис. 2.6, *б*). При нарезании червячную фрезу перемещают по направлению линий зубьев косозубого зубчатого колеса. Поэтому в плоскости *n-n*, нормальной к направлению линии зуба, все размеры зуба стандартные.

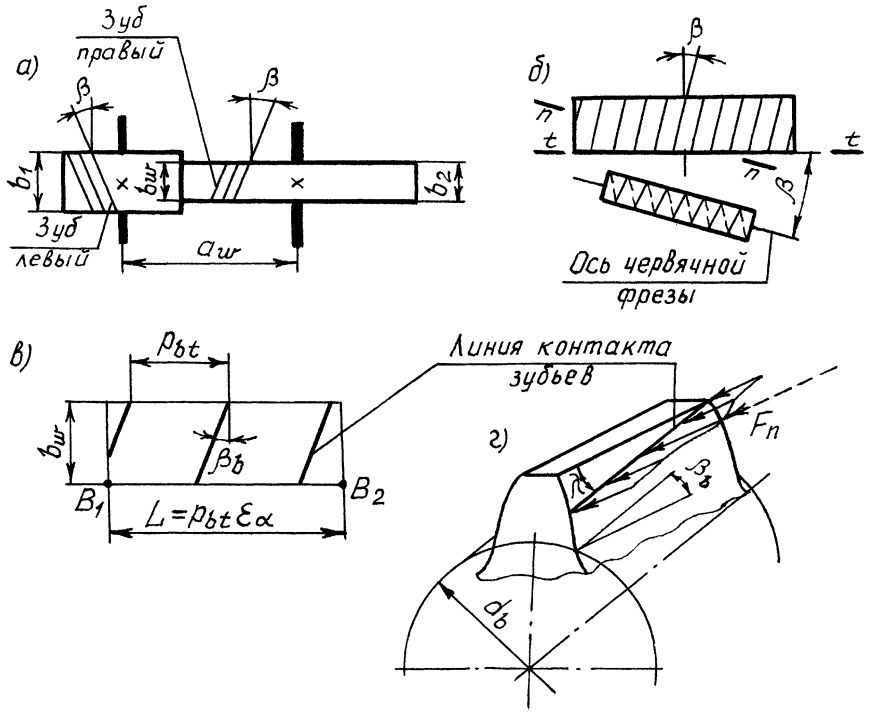


Рис. 2.6. Цилиндрическая косозубая зубчатая передача: а – схема передачи; б – установка червячной фрезы при нарезании косых зубьев; в – поле зацепления зубьев; г – расположение линии контакта на боковой поверхности косого зуба и распределение вдоль неё нагрузки

У пары сопряжённых зубчатых колёс с внешним зацеплением углы β наклона линий зубьев равны, но противоположны по направлению.

В отличие от прямых косые зубья входят в зацепление не сразу по всей длине, а постепенно. Расположение линий контакта зубьев в поле зацепления косозубой цилиндрической передачи показано на рис. 2.6, *в*. Зубья, по мере захода их в поле зацепления, нагружаются постепенно, а в зацеплении всегда находится не менее двух пар зубьев. При этом уменьшение длины контактной линии одной пары зубьев сопровождается приращением длины контактной линии другой пары. В отличие от прямозубого косозубое зацепление не имеет зоны однопарного зацепления. Передача нагрузки большим числом контактных линий снижает шум и динамические нагрузки. Чем больше угол β наклона линии зуба, тем выше плавность зацепления. Однако увеличение угла β ведёт к росту осевой составляющей нормальной силы F_n в зацеплении, нагружающей опоры и валы передачи.

На боковой поверхности колеса зуба линия контакта располагается под углом λ (рис. 2.6, *г*). По линии контакта нагрузка распределяется неравномерно, имея максимум на средней линии зуба. Это связано с тем, что при зацеплении серединами, косые зубья обладают повышенной изгибной жёсткостью. По этой причине коэффициент динамической нагрузки косозубых зубчатых колёс меньше, чем у прямозубой передачи.

Линия контакта на боковой поверхности косого зуба у ведомого зубчатого колеса перемещается от вершины зуба к основанию, сначала увеличиваясь по длине, а затем уменьшаясь. У ведущего зубчатого колеса всё происходит в обратном направлении.

На рис. 2.7 изображены цилиндрическое косозубое эвольвентное зубчатое колесо и его сечения: *n-n* – нормальное к направлению линий зубьев и *t-t* – торцовое или окружное (параллельное торцу зубчатого колеса). Форма зубьев и шаг их, измеренный по делительному цилиндру в этих сечения, различны. Делительный шаг зубьев в сечении *n-n* называют нормальным и обозначают p_n, в сечении *t-t* – окружным и обозначают p_t. При этом

$$p_t = p_n / \cos\beta .$$

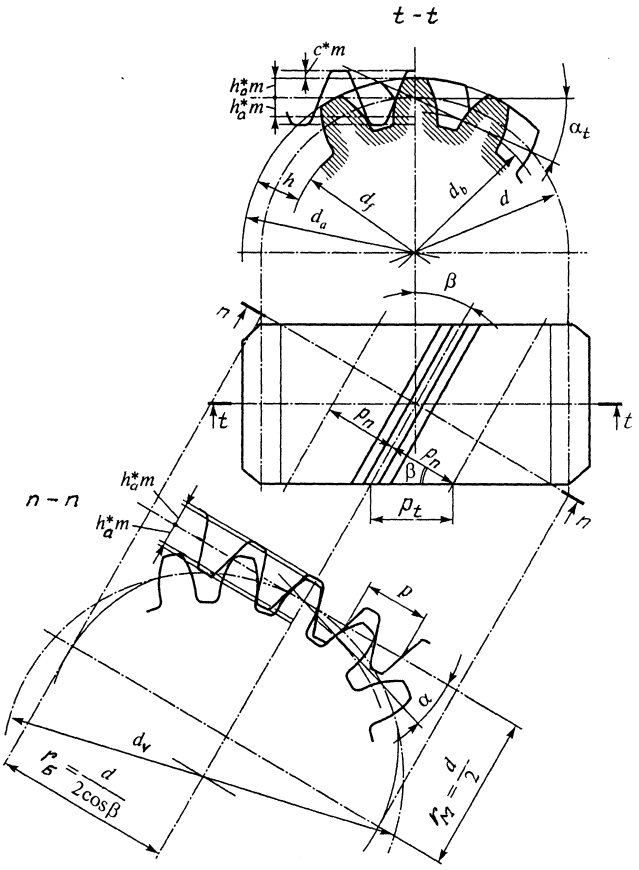
Различны в этих сечениях и модули зацепления: нормальный $m_n = p_n/\pi$ и окружной $m_t = p_t/\pi$.

Эти модули связаны между собой зависимостью

$$m_t = m_n / \cos\beta .$$

Нормальный модуль m_n (иногда его обозначают m) должен соответствовать стандарту при нарезании прямозубой рейкой, червячной фрезой или косозубым долбяком. Окружной модуль m_t при этом может быть нестандартным (произвольным).

Высота h косого зуба в сечениях *n-n* и *t-t* одинакова.



Форма косого зуба в сечении *n-n* определятся формой режущего инструмента, как и в прямозубом зубчатом колесе. При этом нормальный шаг p_n косозубого зубчатого колеса равен шагу p исходной зубчатой рейки.

Рис. 2.7. Косозубое зубчатое колесо и понятие эквивалентного прямозубого цилиндрического зубчатого колеса

В сечении *t-t* цилиндрическое косозубое зубчатое колесо имеет теоретически точный эвольвентный профиль, что обеспечивает торцовую картину зацепления в косозубой передаче, совпадающую по характеру с зацеплением прямозубой эвольвентной передачи с модулем $m = m_t$ (рис. 2.4, *а*). При этом следует заменить угол зацепления α_w на угол α_{tw}, где для косозубой передачи без смещения

$$\alpha_{tw} = \alpha_t ;\ \alpha_t = arctg(tg\alpha/\cos\beta) .$$

Таким образом, в торцовом сечении *t-t* косозубое зубчатое колесо можно рассматривать как прямозубое с модулем m_t и углом зацепления α_t.

Геометрические размеры цилиндрических косозубых эвольвентных зубчатых колес определяют в торцовом сечении *t-t*. Расчёт проводят по приведённым выше формулам для цилиндрических прямозубых зубчатых колес, в которые необходимо подставить торцовые значения модуля m_t и коэффициентов: высоты головки зуба h_{at}^*, радиального зазора c_t^* и смещения x_t. Согласно рекомендации профессора Г.Б. Иосилевича параметры в торцовом *t-t* и нормальном *n-n* сечениях связаны между собой соотношениями:

$$m_t = m_n/\cos\beta ;\ h_{at}^* = h_a^* \cos\beta ;$$
$$c_t^* = c^* \cos\beta ;\ x_t = x\cos\beta .$$

Запишем высоты головок $h_{a1(2)}$ и ножек $h_{f1(2)}$ зубьев шестерни 1 и колеса 2 цилиндрической косозубой передачи, выполненной с высотной модификацией зацепления:

$$h_{a1} = (h_{at}^* + x_{t1})m_t = (h_a^* \cos\beta + x_1 \cos\beta)(m_n / \cos\beta) = (h_a^* + x_1)m_n;$$

$$h_{a2} = (h_{at}^* + x_{t2})m_t = (h_a^* \cos\beta + x_2 \cos\beta)(m_n / \cos\beta) = (h_a^* + x_2)m_n;$$

$$h_{f1} = (h_{at}^* + c_t^* - x_{t1})m_t = (h_a^* \cos\beta + c^* \cos\beta - x_1 \cos\beta)(m_n / \cos\beta) = (h_a^* + c^* - x_1)m_n;$$

$$h_{f2} = (h_{at}^* + c_t^* - x_{t2})m_t = (h_a^* \cos\beta + c^* \cos\beta - x_2 \cos\beta)(m_n / \cos\beta) = (h_a^* + c^* - x_2)m_n.$$

Полученные результаты показывают, что высоты головок $h_{a1(2)}$ и ножек $h_{f1(2)}$ зубьев косозубой цилиндрической передачи можно определить в нормальном сечении *n-n* косозубых зубчатых колёс, используя формулы для прямозубой цилиндрической передачи.

Диаметр делительной окружности косозубого зубчатого колеса определяют только в торцовом сечении *t-t*:

$$d = m_t z = m_n z / \cos\beta.$$

При числе зубьев косозубой шестерни $z_1 < z_{1\min} = 17\cos^3\beta$ применяют высотную модификацию косозубого зацепления, принимая коэффициенты x_1 и x_2:

$$x_1 = (17 - z_1)/17 \le 0,6;\ x_2 = -x_1.$$

Тогда параметры цилиндрической косозубой зубчатой передачи с высотной модификацией зацепления, состоящей из шестерни 1 и колеса 2, при $h_a^* = 1$ и $c^* = 0,25$:

$$d_1 = m_t z_1 = m_n z_1 / \cos\beta;\ d_2 = m_t z_2 = m_n z_2 / \cos\beta;$$

$$d_{w1} = d_1;\ d_{w2} = d_2;$$

$$h_{a1} = (h_a^* + x_1)m_n;\ h_{a2} = (h_a^* + x_2)m_n = (h_a^* - x_1)m_n;$$

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_1)m_n;\ h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_2)m_n = (h_a^* + c^* + x_1)m_n;$$

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1};\ d_{a2} = d_2 + 2h_{a2};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1};\ d_{f2} = d_2 - 2h_{f2};$$

$$a_w = 0,5(d_{w1} + d_{w2}) = a = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5m_t(z_1 + z_2) = 0,5m_n(z_1 + z_2)/\cos\beta;$$

$$d_{b1} = d_{w1}\cos\alpha_{tw} = d_1\cos\alpha_t;\ d_{b2} = d_{w2}\cos\alpha_{tw} = d_2\cos\alpha_t.$$

Цилиндрические косозубые зубчатые передачи с числом зубьев шестерни $z_1 \ge z_{1\min} = 17\cos^3\beta$ изготавливают без смещения режущего инструмента. Параметры передачи без смещения определяют по приведённым выше зависимостям, принимая $x_1 = 0$ и $x_2 = 0$.

Угловая модификация косозубого зацепления в цилиндрических передачах с внешним зацеплением, как правило, не применяется.

Как уже отмечалось выше, профиль косого зуба в нормальном сечении *n-n* (рис. 2.7) совпадает с профилем прямозубого зубчатого колеса. При этом прочность косого зуба определяют его размеры и формы в сечении *n-n*. Поэтому расчёт на прочность косозубых зубчатых колёс ведут, используя параметры эквивалентного прямозубого зубчатого колеса с модулем m_n и эквивалентным числом зубьев z_v.

Делительный цилиндр косозубого зубчатого колеса в сечении *n-n* образует эллипс с полуосями: большой $r_Б = d/(2\cos\beta)$ и малой $r_M = d/2$.

В эквивалентном цилиндрическом прямозубом зубчатом колесе с диаметром делительной окружности $d_v = 2(r_Б^2/r_M) = d/\cos^2\beta$ форма зуба близка к форме зуба косозубого зубчатого колеса в нормальном сечении *n-n*. Число зубьев эквивалентного зубчатого колеса (эквивалентное число зубьев)

$$z_v = z/\cos^3\beta,$$

где z - действительное число зубьев косозубого зубчатого колеса.

С увеличением угла β наклона линии косого зуба эквивалентные параметры возрастают, способствуя повышению прочности косозубой передачи.

2.2.2. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Конические зубчатые передачи (рис. 2.8) применяют для передачи вращения между пересекающимися осями. Наибольшее распространение имеют конические передачи с углом Σ между осями зубчатых колёс равным $90°$ (так называемые ортогональные передачи).

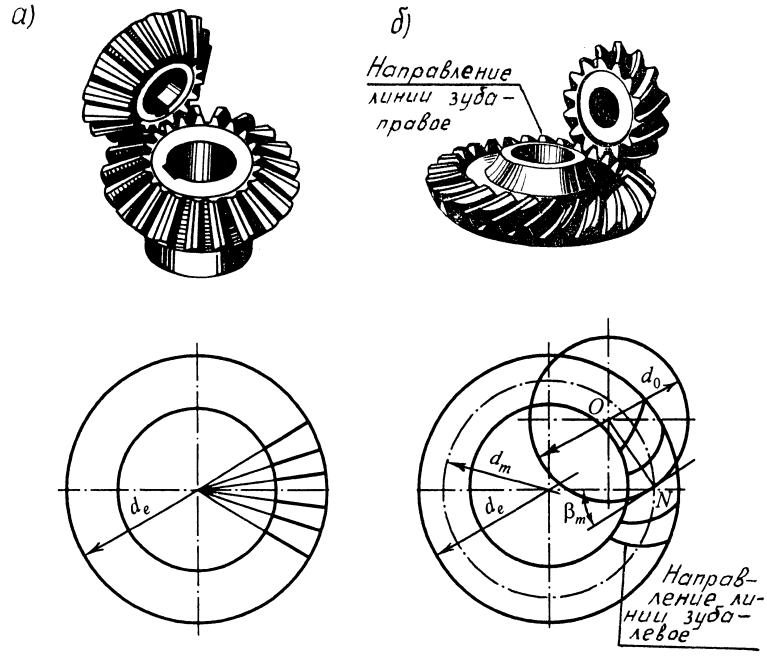


Рис. 2.8. Конические зубчатые передачи

Конические зубчатые колёса изготавливают с прямыми (рис. 2.8, *а*) и круговыми (рис. 2.8, *б*) зубьями.

Круговой зуб располагается по дуге окружности, по которой движется инструмент (резцовая головка) при нарезании зубьев (на рис. 2.8, *б* диаметр этой окружности условно обозначен d_0). Так как угол наклона линии кругового зуба переменный, то в качестве расчётного принимают угол β_m на окружности среднего диаметра d_m зубчатого колеса (т.е. в среднем сечении по ширине зубчатого венца), как угол между касательной к окружности в точке N и образующей конуса в данной точке.

Для передачи с прямым зубом $\beta_m = 0$, для передачи с круговым зубом $\beta_m = 35°$.

Передачи с прямыми зубьями имеют линейный, а круговыми зубьями – точечный контакт в зацеплении. Круговой зуб повышает плавность работы передачи, контактную прочность и прочность на изгиб, но увеличивает нагрузку на опоры и валы. Так как передачи с круговыми зубьями менее чувствительны к нарушению точности взаимного расположения зубчатых колёс, а их изготовление проще и производится на специальных станках в условиях как массового, так и мелкосерийного производства, то они получили наибольшее распространение в машиностроении. Конические зубчатые колёса с круговыми зубьями, по сравнению с прямозубыми, обладают большей несущей способностью, работают плавно и с меньшим шумом.

Аналогами начальных и делительных цилиндров цилиндрических передач в конической зубчатой передаче являются начальные и делительные конусы. Но так как в конической передаче не применяют угловую модификацию зацепления, а только высотную, или выполняют передачу без смещения, то начальный и делительный конусы зубчатых колёс совпадают. При вращении зубчатых колёс делительные конусы шестерни и колеса катятся друг по другу без скольжения. Угол делительного конуса шестерни обозначают δ_1, колеса - δ_2.

Угол между осями зубчатых колёс

$$\Sigma = \delta_1 + \delta_2 = 90°.$$

Конусы, образующие которых перпендикулярны образующим делительных конусов, называют дополнительными конусами. Различают наружный, внутренний и средний дополнительные конусы (рис. 2.9). Образующие среднего дополнительного и делительного конусов пересекаются на середине ширины b зубчатого венца, т.е. средний дополнительный конус расположен на равном расстоянии от внешнего и внутреннего дополнительных конусов.

Сечение зубьев дополнительным конусом называют торцовым сечением. Различают внешнее, внутреннее и среднее торцовые сечения. Размеры, относящиеся к внешнему торцовому сечению, записывают с индексом e, внутреннему - с индексом i и среднему - с индексом m.

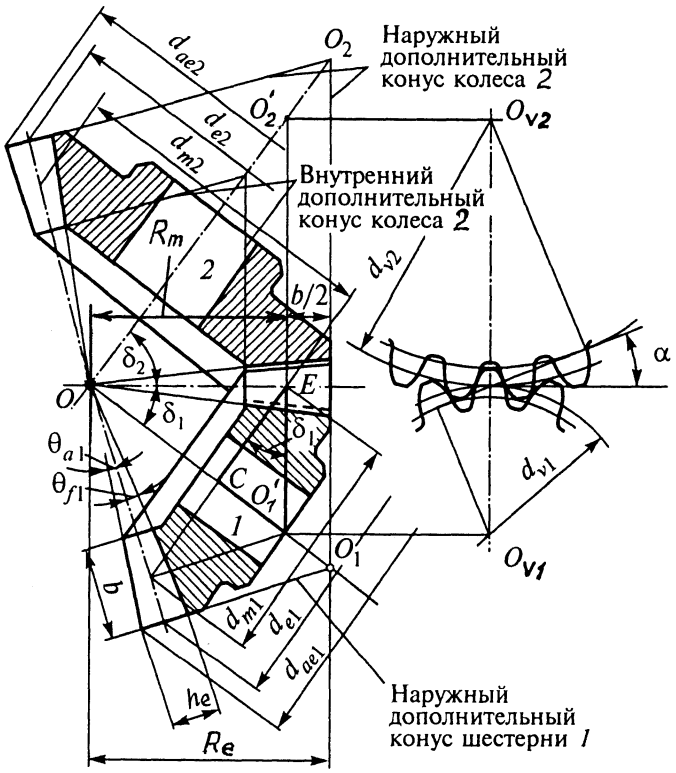


Рис. 2.9. Схема к геометрическому расчету конических зубчатых передач

Размеры во внешнем торцовом сечении удобны для измерения, поэтому их указывают на рабочих чертежах конических зубчатых колёс.

Размеры в среднем торцовом сечении используют при расчётах на прочность.

Углы делительных конусов связаны с их диаметрами, зависящими от числа зубьев z. Согласно рис. 2.9:

$$tg\delta_2 = \frac{d_{e2}/2}{d_{e1}/2} = \frac{z_2}{z_1} = u,$$

где u - передаточное число; для понижающей передачи $u = i$.

Тогда: $\delta_2 = arctgu$; $\delta_1 = 90° - \delta_2$.

Кроме углов делительных конусов δ_1 и δ_2, к основным геометрическим параметрам конической передачи относят (рис. 2.9):

R_e, R_m - внешнее и среднее конусные расстояния;

d_e, d_m - внешний и средний делительные диаметры;

d_{ae}, d_{fe} - внешние диаметры вершин и впадин зубьев;

Θ_a, Θ_f - угол головки и ножки зуба;

b - ширина зубчатого венца;

$K_{be} = b/R_e$ - коэффициент ширины зубчатого венца (рекомендуется $K_{be} \le 0,3$; наиболее распространённое значение $K_{be} = 0,285$).

У конического зубчатого колеса высота и толщина зуба, а также окружной шаг меняются по длине зуба. Соответственно меняется и модуль. Поэтому различают внешний окружной модуль m_{te} на внешнем делительном диаметре d_e и средний окружной модуль m_{tm} на среднем делительном диаметре d_m.

Так как $d_e = m_{te}z$, а $d_m = m_{tm}z$, то из соотношения $d_m/d_e = R_m/R_e = (R_e - 0,5b)/R_e$ получаем:

$$d_m = d_e(1 - 0,5K_{be});\ m_{tm} = m_{te}(1 - 0,5K_{be}).$$

Для конических зубчатых колёс с прямыми зубьями индекс “t” опускают и модули обозначают m_e и m_m.

В зубчатых колёсах с круговыми зубьями дополнительно оперируют нормальным модулем m_{nm} на середине ширины зубчатого венца (или на середине длины зуба), называемым средним нормальным модулем.

Соотношения между модулями m_{te}, m_{tm} и m_{nm} для зубчатого колеса с круговыми зубьями:

$$m_{tm} = m_{nm}/\cos\beta_m;\ m_{te} = \frac{m_{nm}}{(1 - 0,5K_{be})\cos\beta_m}.$$

Для конических зубчатых колёс с прямыми зубьями внешний окружной модуль m_e округляют до стандартного значения (см. табл. 2.10), а средний окружной модуль m_m принимают нестандартным.

Для конических зубчатых колёс с круговыми зубьями до стандартного значения по табл. 2.10 округляют средний нормальный модуль m_{nm}, а внешний m_{te} и средний m_{tm} окружные модули являются нестандартными. Для круговых зубьев допускается также применение нестандартного значения модуля m_{nm}.

В целях упрощения расчётов конических зубчатых колёс на контактную и изгибную прочность их заменяют прямозубыми цилиндрическими зубчатыми колёсами с размерами зубьев, равными размеру зуба конического зубчатого колеса в среднем сечении, нормальном к оси зуба. Воображаемые прямозубые цилиндрические зубчатые колёса называют эквивалентными зубчатыми колёсами и диаметры их делительных окружностей обозначают d_{v1} и d_{v2} (рис. 2.9). Для шестерни 1 из прямоугольного треугольника CEO_1' $EO_1' = CE_1/\cos\delta_1 = d_{m1}/(2\cos\delta_1)$. Так как $d_{v1}/2 = EO_1'$, то $d_{v1} = d_{m1}/\cos\delta_1$. Аналогично для колеса 2 $d_{v2} = d_{m2}/\cos\delta_2$.

При равенстве модулей m_{tm} на коническом и эквивалентном ему цилиндрическом зубчатых колёсах из соотношения $m_{tm}z_{v1} = m_{tm}z_1/\cos\delta_1$ и $m_{tm}z_{v2} = m_{tm}z_2/\cos\delta_2$ найдём числа зубьев z_{v1} и z_{v2} эквивалентных прямозубых цилиндрических зубчатых колёс, называемых эквивалентными числами зубьев:

$$z_{v1} = z_1/\cos\delta_1;\ z_{v2} = z_2/\cos\delta_2,$$

где z_1, z_2 - действительные числа зубьев конических зубчатых колёс (шестерни 1 и колеса 2).

Для конической передачи с круговыми зубьями числа зубьев эквивалентных прямозубых цилиндрических зубчатых колёс:

$$z_{v1} = z_1/(\cos\delta_1 \cdot \cos^3\beta_m);\ z_{v2} = z_2/(\cos\delta_2 \cdot \cos^3\beta_m);$$

Эквивалентным числом зубьев $z_{v1(2)}$ пользуются при определении коэффициента формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS}.

2.3. СИЛЫ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

2.3.1. ЦИЛИНДРИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

Силы, действующие в зацеплении передачи, принято прикладывать в полюсе зацепления *W* (рис. 2.10…2.11) в предположении, что вся нагрузка передаётся одной парой зубьев. При этом распределенную нагрузку по линии контакта зубьев заменяют результирующим вектором F_n, направленным по линии зацепления, в нормальной плоскости к поверхности зуба. Выбирают систему координат с началом в полюсе зацепления *W* посередине ширины венца: ось X направляют вдоль окружной скорости, ось Y перпендикулярно и ось Z вдоль оси зубчатого колеса.

Нормальную силу F_n, приложенную в полюсе зацепления, раскладывают по осям координат.

Для цилиндрической прямозубой передачи (рис. 2.10) силу F_n раскладывают на окружную F_t (вдоль оси X) и радиальную F_r (вдоль оси Y), что удобно при расчёте валов и опор.

При этом силы F_t и F_r (*Н*):

для шестерни

$$F_{t1} = 2T_1/d_{w1} \approx 2T_1/d_1;\ F_{r1} = F_{t1}tg\alpha_w \approx F_{t1}tg20°;$$

для колеса

$$F_{t2} = 2T_2/d_{w2} \approx 2T_2/d_2;\ F_{r2} = F_{t2}tg\alpha_w \approx F_{t2}tg20°,$$

где T_1, T_2 - вращающий момент соответственно на шестерне 1 и колесе 2, $Н \cdot мм$, d_{w1}, d_{w2} - $мм$.

Окружные силы на шестерне F_{t1} и колесе F_{t2} равны по величине, но противоположно направлены:

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t;$$

аналогично радиальная сила на шестерне F_{r1} равна по величине радиальной силе на колесе F_{r2}, но имеет противоположное направление:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_r.$$

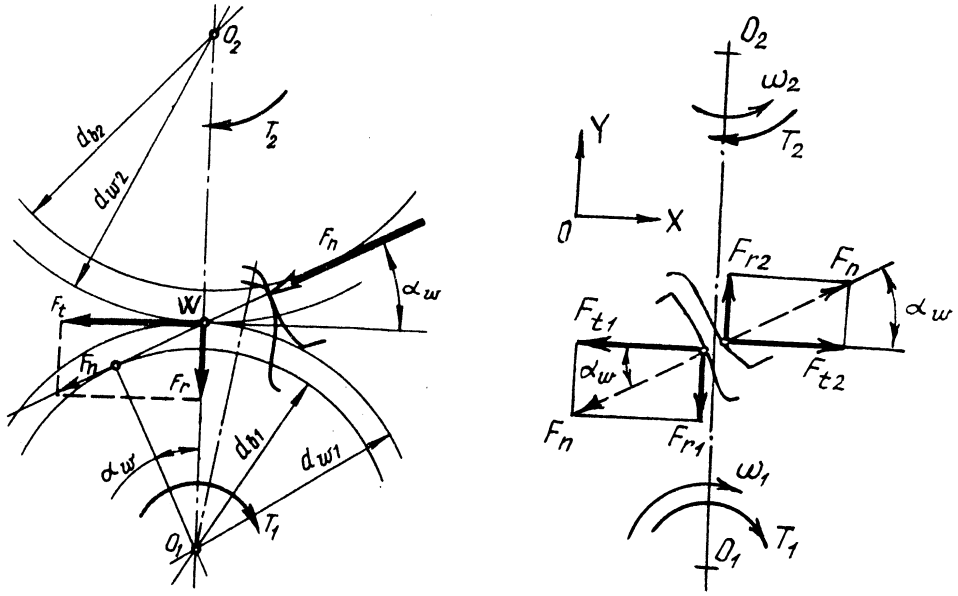


Рис. 2.10. Силы в зацеплении цилиндрической прямозубой передачи

Для цилиндрической косозубой передачи (рис. 2.11) силу F_n раскладывают на три составляющие:

окружную F_t (*Н*) (вдоль оси X):

$$F_{t1} = 2T_1/d_{w1} \approx 2T_1/d_1 \; ; \; F_{t2} = 2T_2/d_{w2} \approx 2T_2/d_2 \; ,$$

где T_1, T_2 - $Н \cdot мм$, d_{w1}, d_{w2} - $мм$;

радиальную F_r (*Н*) (вдоль оси Y):

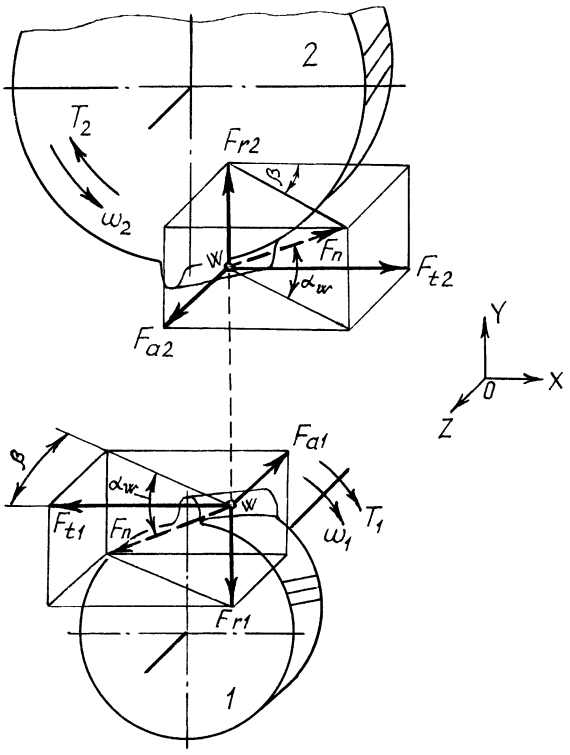
$$F_{r1} = F_{t1} tg\,20° / \cos\beta \; ; \; F_{r2} = F_{t2} tg\,20° / \cos\beta \; ;$$

осевую F_a (*Н*) (вдоль оси Z):

$$F_{a1} = F_{t1} tg\beta \; ; \; F_{a2} = F_{t2} tg\beta \; .$$

При этом:

$$F_{t1} = F_{t2} \; ; \; F_{r1} = F_{r2} \; ; \; F_{a1} = F_{a2} \; .$$



Направление сил F_{t1}, F_{r1} и F_{a1} на шестерне противоположно направлению соответствующих сил F_{t2}, F_{r2} и F_{a2} на колесе.

Рис. 2.11. Силы в зацеплении цилиндрической косозубой передачи

В цилиндрической шевронной передаче осевые силы F_a, действующие на каждую половину шеврона, уравновешиваются на зубчатых колёсах и не передаются на подшипники. Окружную F_t и радиальную F_r силы определяют так же, как и для косозубых зубчатых колёс.

2.3.2. КОНИЧЕСКИЕ ЗУБЧАТЫЕ ПЕРЕДАЧИ

В конической зубчатой передаче с прямыми и круговыми зубьями нормальную силу F_n, приложенную в полюсе зацепления *W*, также раскладывают на три составляющие, рассчитываемые по среднему делительному диаметру d_m: F_t, F_r и F_a. Расчёт этих сил, а также направление их для шестерни и колеса, подробно рассмотрены в соответствующих примерах расчёта: для конической зубчатой передачи – в примере 2.3, п.11, для конической передачи с прямыми зубьями – в примере 2.4, п.11.

2.4. ВИДЫ РАЗРУШЕНИЯ ЗУБЬЕВ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

При передаче механической энергии зубья передачи, проходя зону зацепления, подвергаются циклическому нагружению. На контактирующих поверхностях зубьев действуют нормальная к поверхности сила F_n и сила трения $F_{mp} = F_n f$, связанная со скольжением (рис. 2.12, а). Под действием этих сил зуб находится в сложном напряжённом состоянии. На линии контакта зубьев возникают контактные напряжения σ_H, распределённые по некоторой площадке контакта, а у основания зуба возникают напряжения изгиба σ_F. Для каждого зуба напряжения σ_H и σ_F изменяются во времени по прерывистому отнулевому циклу (рис. 2.12, *б*). Время действия напряжений (рис. 2.12, *а*) σ_F за один оборот зубчатого колеса (t_1) равно продолжительности зацепления одного зуба (t_2). Напряжения σ_H действуют ещё меньшее время. Это время, как считает профессор М.Н.Иванов [1], равно продолжительности пребывания в зацеплении данной точки поверхности зуба с учётом зоны распространения контактных напряжений.

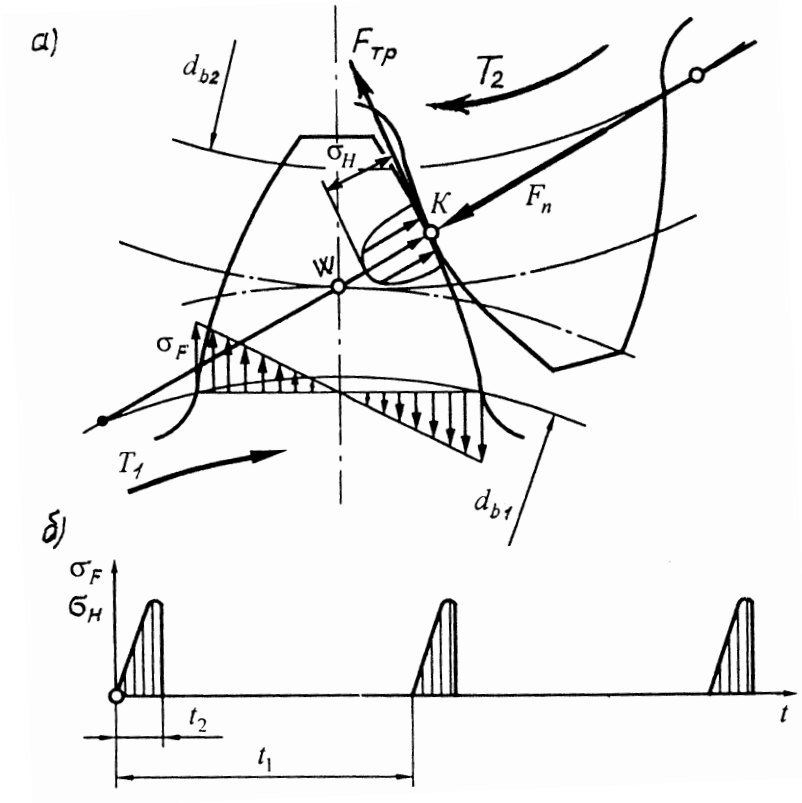


Рис. 2.12. Напряжения, возникающие в зубьях (а), и характер их нагружения (б)

Переменный характер напряжений, возникающих в зубьях, является основной причиной их усталостного разрушения: усталостного выкрашивания поверхностных слоёв зубьев от контактных напряжений и усталостной поломки зубьев от напряжений изгиба. С контактными напряжениями и трением в зацеплении связаны также износ и заедание зубьев.

Усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев от контактных напряжений является наиболее распространённым видом разрушения активных поверхностей зубьев для большинства хорошо смазываемых и защищённых от загрязнений зубчатых передач.

Зубья таких передач разделены тонкой масляной плёнкой, что устраняет металлический контакт и снижает до минимума износ. Передача работает длительное время до появления усталости в поверхностных слоях зубьев, которая проявляется в образовании и развитии усталостных микротрещин. Циклическое действие контактных напряжений σ_H приводит к циклическому деформированию активных поверхностей зубьев. В результате повторяющихся микропластических сдвигов усталостные микротрещины образуются в месте концентрации напряжений из-за микронеровностей или неметаллических включений, всегда присутствующих в стали.

В пределах деформированного слоя микротрещина развивается наклонно к поверхности, а затем – по границе деформированного слоя. Перед площадкой контакта в раскрытую силами трения микротрещину попадает смазочный материал, на площадке контакта под нагрузкой микротрещина закрывается, что приводит к созданию повышенного давления в смазке и развитию усталостных трещин в более глубокие слои. Одновременно наблюдается скалывание краёв микротрещин, отрыв частиц металла с поверхности зуба и появление небольших углублений, напоминающих оспинки (раковины). Усталостное выкрашивание начинается обычно на ножках зубьев вблизи полюсной линии (рис. 2.13, a), где действует наибольшая нагрузка (зона однопарного зацепления) и максимальная сила трения (вблизи полюса минимальные скорости скольжения), а скольжение и перекатывание зубьев направлены так, что масло запрессовывается в микротрещины, способствуя выкрашиванию частиц металла. Постепенно усталостное выкрашивание распространяется на всю поверхность ножек зубьев. Поверхности головок выкрашиваются очень редко.

При выкрашивании нарушаются условия образования сплошной масляной плёнки (масло выжимает в выемки), появляется металлический контакт, что приводит к последующему быстрому износу и задиру поверхностей зубьев.

При малой толщине упрочнённого слоя поверхностно-упрочнённых зубьев и при больших контактных напряжениях усталостные микротрещины могут зарождаться в глубине – под упрочнённым слоем или на его границе, т.е. в подкорковом слое. Нарушение равновесия внутрикристаллических связей приводит к отслаиванию тонкого упрочнённого слоя у зубчатых колёс.

Образование первых усталостных раковин не всегда служит признаком начала выхода передачи из строя. В передачах с твёрдостью поверхности зубьев $H < 350$ НВ наблюдается начальное или ограниченное выкрашивание, связанное с приработкой недостаточно точно изготовленных зубчатых передач. Оно появляется в местах концентрации нагрузки по длине зубьев (в косозубых передачах – по причине неполного использования контактных линий вследствие погрешностей шагов) после непродолжительной работы и затем приостанавливается. Ограниченное выкрашивание практически не отражается на работе передачи, так как образовавшиеся ямки (раковины) постепенно исчезают вследствие сглаживания. Прекращение дальнейшего выкрашивания у прирабатывающихся материалов объясняется тем, что разрушение мест концентрации нагрузки выравнивает её распределение по длине зуба.

При высокой твердости зубьев ($H > 350$ НВ) явление ограниченного выкрашивания при работе передачи обычно не наблюдается. Образовавшиеся раковины быстро растут вследствие хрупкого разрушения их краёв, переходя в прогрессирующее выкрашивание.

В передачах, работающих со значительным износом, усталостное выкрашивание не наблюдается, так как поверхностные слои зубьев истираются раньше, чем в них появляются усталостные микротрещины.

Для предотвращения усталостного выкрашивания активные поверхности зубьев рассчитывают на сопротивление контактной усталости.

Поломка зубьев связана с напряжениями изгиба σ_F и является наиболее опасным видом разрушения, так как приводит к полной утрате работоспособности передачи и к повреждению других деталей (валов, подшипников) из-за попадания в них выломившихся кусков зубьев.

Различают усталостную поломку зубьев и поломку от больших перегрузок ударного или даже статического действия.

Усталостная поломка происходит обычно после длительной эксплуатации передачи по причине усталости материала в результате многократно повторяющихся рабочих нагрузок и связана с развитием усталостной трещины у основания зубьев на стороне растянутых волокон.

При поломке зубьев чаще всего наблюдается выламывание углов зубьев вследствие концентрации нагрузки (рис. 2.13, *д*). Известны случаи выламывания полностью по основанию прямых коротких зубьев. Зубья шевронных и широких косозубых зубчатых колёс обычно выламываются по косому сечению (от основания зуба на одном торце к вершине зуба на противоположном торце под углом β наклона зубьев).

При полном выламывании прямых коротких зубьев по сечению у основания зуба было установлено, что при усталостной поломке на теле зубчатого колеса после излома остаётся вогнутая, а при поломке вследствии больших перегрузок – выпуклая поверхность.

Для предотвращения усталостной поломки зубьев их рассчитывают на сопротивление усталости при изгибе. Поломку от больших перегрузок предупреждают защитой механических приводов от перегрузок или соответствующим расчётом при кратковременной перегрузке.

Износ зубьев является основной причиной выхода из строя открытых передач, а также закрытых передач с недостаточной защитой от загрязнения абразивными частицами (пыль, продукты износа и т.п.). Износ зубьев характерен для передач горных, дорожных, грузоподъёмных, транспортных и сельскохозяйственных машин. По мере изнашивания зуб становится тоньше (рис. 2.13, *б*), ослабляется его ножка и уменьшается площадь его поперечного сечения. У изношенной передачи увеличиваются зазоры в зацеплении, что приводит к повышению шума и динамических нагрузок, - к ослаблению зубьев и в конечном результате к их поломкам.

При расчёте зубчатых передач, у которых наблюдается износ зубьев, допускаемые контактные напряжения снижают до значений, установленных на основе опыта эксплуатации данных машин или других подобных конструкций.

Заедание зубьев – местное молекулярное сцепление (микросварка) сопряжённых поверхностей зубьев вследствие разрыва масляной плёнки и образования металлического контакта. В результате местного повышения температуры по причине скольжения в зоне контакта происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности. Образующиеся при разрыве мостиков микросварки наросты задирают рабочие поверхности зубьев в направлении скольжения (рис. 2.13, *в*).

Меры предупреждения те же, что и против износа: повышение твёрдости и понижение шероховатости активных поверхностей зубьев, нарезание зубьев со смещением инструмента, охлаждение смазки. Эффективным средством является применение противозадирных масел с повышенной вязкостью и химически активными добавками.

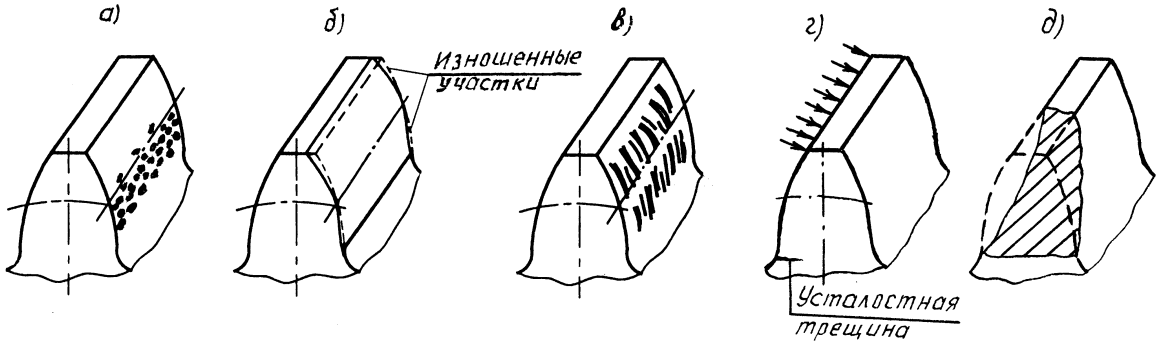


Рис. 2.13. Виды разрушения зубьев:
а – усталостное выкрашивание;
б – износ; в - заедание; г,д - поломка

Опыт эксплуатации зубчатых передач показал, что заеданию зубьев способствует кромочный удар. Поэтому желательно фланкирование зубьев (выполнение верхнего участка эвольвенты с отклонением в тело зуба). Для нарезания фланкированных зубьев применяют тот же зуборезной инструмент, но при исходном контуре со срезами.

Кроме перечисленных наиболее распространённых видов разрушения зубьев, на практике наблюдаются ещё два вида разрушения: отслаивание твёрдого поверхностного слоя зубьев и пластический сдвиг.

Отслаивание твёрдого упрочнённого поверхностного слоя зубьев, подвергнутых закалке ТВЧ, цементации и азотированию, наблюдается при невысоком качестве термообработки,

когда внутренние напряжения не сняты отпуском или когда упрочнённый поверхностный слой зубьев не имеет под собой достаточно прочной сердцевины.

Пластические сдвиги вблизи полюсной линии наблюдаются у тяжелонагруженных передач под действием больших сил трения при низкой твёрдости поверхностей зубьев.

На практике часть выходов из строя зубчатых передач связана с вводом в зацепление на ходу передвижных зубчатых колёс (наблюдается повреждение торцов зубьев), погрешностями изготовления, шлифовочными прижогами и трещинами и т.д.

Из всех видов разрушения зубчатых передач в настоящее время наиболее изучены усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев и их усталостная поломка. Это позволило разработать методику расчёта стальных закрытых хорошо смазываемых эвольвентных зубчатых передач на контактную прочность активных поверхностей зубьев и на прочность зубьев при изгибе.

Специальные методы расчёта для предупреждения других разрушения зубьев в настоящее время ещё не разработаны или недостаточно разработаны. Но так как выбор допускаемых контактных напряжений, являющихся основными напряжениями при расчёте зубчатых передач, проверен опытом эксплуатации этих передач, то они косвенно учитывают и остальные виды повреждений зубьев.

2.5.ВЫБОР ВАРИАНТА ТЕРМООБРАБОТКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС

На выбор твердости, вида термообработки и материала зубчатых колес оказывают влияние конструкция разрабатываемого узла, его назначение, условия эксплуатации, требования к габаритным размерам, доступность имеющимся производственным возможностям, а также тип производства: единичный, серийный (мелкосерийный, среднесерийный, крупносерийный) и массовый.

Основными материалами для изготовления зубчатых колес в настоящее время являются термически обрабатываемые стали (табл. 2.1).

В зависимости от твердости Н рабочих (активных) поверхностей зубьев различают зубчатые колеса твердостью $H \leq 350HB$ (нормализованные и улучшенные) и зубчатые колеса твердостью $H > 350HB$ (поверхностно закаленные, цементованные и азотированные).

При нормализации и улучшении, когда $H \leq 350HB$, твердости поверхности зубьев и их сердцевины близки (см. табл. 2.1). При $H > 350HB$ твердость материала измеряют по Роквеллу $HRC_Э$ (1 $HRC_Э \approx 10$ HB). В последнем случае твердости поверхности зубьев и их сердцевины различны.

Чистовое нарезание зубьев стальных зубчатых колес твердостью $H \leq 350HB$ производят после термообработки заготовки, что обеспечивает довольно высокую точность их изготовления без дополнительных финишных операций. Такая зубчатая пара хорошо прирабатывается и зубья не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Для лучшей прирабатываемости твердость зубьев шестерни принимают больше твердости зубьев колеса на 20…30 единиц.

При твердости поверхности зубьев H>350HB термическую или химическую обработку ведут после зубонарезания, что сопровождается короблением поверхностей зубьев, особенно при цементации. Для исправления формы зубьев после термообработки требуются дополнительные отделочные операции (шлифование, притирка, обкатка и т.п.).

Дадим краткую характеристику основным способам упрочнения поверхностей зубьев.

Улучшение. Применяют в мало- и средненагруженных передачах при отсутствии жестких требований к габаритам. В условиях мелкосерийного и единичного производства улучшаемые стали используют для изготовления зубчатых колес малых и средних размеров. Чистовое нарезание зубьев улучшаемых колес производят после термообработки заготовки, что исключает шлифование и позволяет обеспечить высокую точность их изготовления. Зубья хорошо прирабатываются и не подвержены хрупкому разрушению при динамических нагрузках. Применяют качественные углеродистые стали 40, 45 и легированные 35ХМ, 40Х, 40ХН и др. Твердость $H \leq 350HB$, твердости поверхности и сердцевины зуба близки.

Поверхностная закалка токами высокой частоты (ТВЧ). Выполняется после нарезания зубьев. Заготовка зубчатого колеса предварительно перед нарезанием зубьев подвергается термообработке – улучшение. При закалке ТВЧ в течение 20…50 с нагреваются

лишь поверхностные слои зубьев. По этой причине толщина закаливаемого слоя мала и деформации при закалке невелики, что в свою очередь не требует шлифования зубьев. Однако в данном случае трудно обеспечить степень точности выше 8-й. Для получения зубчатых колес 6-й и 7-й степеней точности необходимы дополнительные отделочные операции. Размеры зубчатых колес при закалке ТВЧ практически неограничены. Необходимо лишь учитывать, что при модулях $m_n < 3мм$ опасно прокаливание зуба насквозь, что делает зуб хрупким и сопровождается его короблением.

Для поверхностной закалки ТВЧ используют среднеуглеродистые легированные стали 40Х, 40ХН, 35ХМ и др. Твердость на поверхности зубьев 45…50 $HRC_Э$ (для стали 40Х) и 48…53 $HRC_Э$ (для сталей 35ХМ и 40ХН) (см. табл. 2.1). Твердость сердцевины зуба для данных марок сталей 269…302 НВ. Из-за повышенной твердости поверхностей зубьев зубчатые колеса плохо прирабатываются.

Сочетание косозубой шестерни, подвергнутой закалке ТВЧ, и косозубого колеса, изготовленного из улучшенной стали, дает большую нагрузочную способность, чем в том случае, если их выполнить только из улучшенных сталей с той же твердостью, что и твёрдость колеса. Такая пара хорошо прирабатывается, и ее применение предпочтительно, когда нельзя обеспечить высокую твердость поверхностей зубьев колеса.

Таблица 2.1 – **Характеристика сталей, применяемых для зубчатых колес**

Марка стали	Термическая обработка	Твердость зубьев		Размеры, $мм$		
		в сердцевине	на активной поверхности	$D_{пред}$	$S_{пред}$	$\sigma_T, Н/мм^2$
45	Улучшение	235…262 НВ	235…262 НВ	125	80	540
45	Улучшение	269…302 НВ	269…302 НВ	80	50	650
40Х	Улучшение	235…262 НВ	235…262 НВ	200	125	640
40Х	Улучшение	269…302 НВ	269…302 НВ	125	80	750
40Х	Улучшение+ +закалка ТВЧ	269…302 НВ	45…50 $HRC_Э$	125	80	750
35ХМ	Улучшение	235…262 НВ	235…262 НВ	315	200	670
35ХМ	Улучшение	269…302 НВ	269…302 НВ	200	125	790
35ХМ	Улучшение+ +закалка ТВЧ	269…302 НВ	48…53$HRC_Э$	200	125	790
40ХН	Улучшение	235…262 НВ	235…262 НВ	315	200	630
40ХН	Улучшение	269…302 НВ	269…302 НВ	200	125	750
40ХН	Улучшение+ +закалка ТВЧ	269…302 НВ	48…53$HRC_Э$	200	125	750
20Х, 20ХНМ, 12ХН3А, 18ХГТ, 25ХГМ	Улучшение+ +цементация+ +закалка	300…400 НВ	56…63$HRC_Э$	200	125	800
40ХНМА, 38Х2МЮА	Улучшение+ +азотирование	269…302 НВ	50…56$HRC_Э$	125	80	780
35Л	Нормализация	163…207 НВ	163…207 НВ	любой	любая	270
45Л	Улучшение	207…235 НВ	207…235 НВ	315	200	440

Примечания: 1. $D_{пред}$ и $S_{пред}$ – максимально допустимые по условиям термообработки диаметр шестерни и толщина стенок колеса соответственно. 2. В обозначениях сталей первые две цифры – содержание углерода в сотых долях процента; буквы – легирующие элементы: Г – марганец, М – молибден, Н – никель, С – кремний, Т – титан, Х – хром, Ю – алюминий; цифры после буквы – процент содержания этого элемента, если он превышает 1%; буквы в конце: А – высококачественная легированная сталь, Л – стальное литье

Цементация – поверхностное насыщение углеродом зубьев с последующей закалкой. Проводится для сталей, содержащих углерода менее 0,3 %. Поверхности зубьев насыщают углеродом до 0,8…1,1 % на глубину примерно 0,3 модуля, но не более 1,5…2 мм. Выполняется для готовых зубчатых колес, заготовки которых перед нарезанием зубьев были подвергнуты термообработке – улучшение (в целях повышения прочности сердцевины зуба). Цементация обеспечивает очень высокую твердость поверхностей зубьев (56…63 $HRC_Э$) и вязкую сердцевину, хорошо сопротивляющуюся изгибным напряжениям. При закалке после

цементации форма зуба искажается, а поэтому требуются отделочные операции (шлифование и притирка).

Для цементации требуется специальное оборудование, процесс цементации дорогой и длительный (время цементации на глубину 1 мм составляет примерно 3 часа).

Для цементации широко применяют цементуемые стали: легированную хромистую сталь 20Х, а в ответственных зубчатых передачах, работающими с ударными нагрузками – легированные хромистые стали 20ХНМ, 12ХН3А, безникелевые хромистые стали 18ХГТ, 25ХГМ и др. Вышеуказанные легированные стали обеспечивают повышенную прочность сердцевины и хрупкого поверхностного слоя при перегрузках передачи.

При цементации хорошо сочетаются высокие контактная и изгибная прочности. Ее применяют в высоконагруженных передачах малых и средних размеров разных степеней точности при требованиях ограничения габаритов передачи. Недостаток – плохая прирабатываемость зубьев по причине высокой твердости их активных поверхностей.

Нитроцементация – насыщение поверхностных слоев углеродом и азотом с последующей закалкой, что обеспечивает высокую прочность, износостойкость и сопротивление заеданию. Как и цементация, проводится после нарезания зубьев на улучшенных заготовках. Процесс нитроцементации протекает с достаточно высокой скоростью. При этом упрочняется тонкий поверхностный слой зубьев (толщиной 0,3…0,8 мм) до твердости 56…63 $HRC_Э$, коробление незначительное, поэтому последующее шлифование не применяют.

Для нитроцементации требуется дорогое уникальное оборудование, изготовляемое только для крупносерийного и массового производства. Поэтому нитроцементация получила широкое применение в редукторах общего назначения, в автомобилестроении и других отраслях - при изготовлении небольших зубчатых колес крупносерийного и массового производства. Для нитроцементации применяют цементуемые безникелевые хромистые стали 25ХГМ, 30ХГТ и др.

Азотирование – насыщение поверхностных слоев зубьев азотом. Обеспечивает особо высокую твердость (58…67 $HRC_Э$) и износостойкость поверхностных слоев. Азотируют готовые зубчатые колеса без последующей закалки. Однако заготовку перед нарезанием зубьев подвергают улучшению в целях повышения прочности сердцевины зуба. После азотирования практически не отмечается коробление зуба, что позволяет получать зубчатые колеса 7-й степени точности без шлифования или притирки.

Недостатки азотирования – плохая прирабатываемость зубьев, малая толщина упрочненного слоя (0,2…0,5 мм) и его хрупкость. Последние два недостатка не позволяют применять азотированные зубчатые колеса при ударных нагрузках из-за опасности растрескивания упрочненного слоя и при работе с интенсивным изнашиванием (при загрязненной смазке).

Для азотирования требуется специальное оборудование, при этом процесс азотирования довольно длительный – 20…50 часов.

Для азотируемых зубчатых колес применяют молибденовую сталь 38Х2МЮА или ее заменители 38ХВФЮА и 38ХЮА.

При отсутствии абразивного изнашивания находит применение мягкое азотирование на глубину 10…15 мкм. Этот процесс более простой и производительный. Для мягкого азотирования применяют улучшенные хромистые стали 40Х, 40ХФА, 40Х2НМА.

Область применения – быстроходные точные передачи, работающие без ударов; при жестких требованиях к габаритам передач; при изготовлении зубчатых колес высокой точности без шлифования; для колес с внутренними зубьями и других, шлифование которых трудно осуществимо.

Стальное литье применяют для изготовления колес больших диаметров. Используют в основном литейные среднеуглеродистые стали 35Л, 50Л и др. Литые колеса подвергают преимущественно нормализации.

Для силовых механических приводов наибольшее распространение получили варианты термообработки, приведенные в табл. 2.2.

2.6. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Основными критериями работоспособности зубчатых передач, работающих в закрытом корпусе, являются контактная прочность зубьев и прочность их при изгибе, которые при проектировании передач обеспечиваются выполнением следующих расчетов:

а) расчет на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев для предотвращения их усталостного выкрашивания по условию

$$\sigma_H \le [\sigma_H], \qquad (2.1)$$

где σ_H – контактные напряжения в полюсе зацепления; $[\sigma_H]$ – допускаемые контактные напряжения;

б) расчет на сопротивление усталости зубьев при изгибе для предотвращения их усталостной поломки по условию

$$\sigma_F \le [\sigma_F], \tag{2.2}$$

где σ_F – напряжения при изгибе в опасном сечении зуба; $[\sigma_F]$ – допускаемые напряжения изгиба для зуба;

в) расчет на контактную прочность при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) для предотвращения остаточных деформаций активных поверхностей зубьев или хрупкого разрушения их поверхностного слоя по условию

$$\sigma_{H\max} \le [\sigma_{H\max}], \tag{2.3}$$

где $\sigma_{H\max}$ и $[\sigma_{H\max}]$ – соответственно расчетные и предельные допускаемые контактные напряжения при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке);

г) расчет на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке) для предотвращения их статической поломки по условию

$$\sigma_{F\max} \le [\sigma_{F\max}], \tag{2.4}$$

где $\sigma_{F\max}$ и $[\sigma_{F\max}]$ – соответственно расчетные и предельные допускаемые напряжения при изгибе в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке).

Таблица 2.2 – **Характеристика вариантов термообработки зубчатых колес** [3]

Вариант термо-обработки (т.о.)	Характеристика вариантов термообработки
I	*1.* Т.о. шестерни – улучшение, твердость активной поверхности зубьев 269...302 НВ. *2.* Т.о. колеса – улучшение, твердость активной поверхности зубьев 235...262 НВ. *3.* Марки стали одинаковы для шестерни и колеса: 45; 45Х; 40ХН; 35ХМ и др.
II	*1.* Т.о. шестерни – улучшение + закалка ТВЧ, твердость активной поверхности зубьев в зависимости от марки стали 45...50 $HRC_Э$, 48…53 $HRC_э$ (см. табл. 2.1). *2.* Т.о. колеса – улучшение, твердость активной поверхности зубьев 269…302 НВ. *3.* Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
III	*1.* Т.о. шестерни и колеса одинаковые – улучшение + закалки ТВЧ, твердость активной поверхности зубьев в зависимости от марки стали 45...50 $HRC_Э$, 48…53 $HRC_э$ (см. табл. 2.1). *2.* Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
IV	*1.* Т.о. шестерни – улучшение + цементация + закалка, твердость активной поверхности зубьев 56...63 $HRC_Э$. *2.* Т.о. колеса – улучшение + закалка ТВЧ, твердость активной поверхности зубьев в зависимости от марки стали 45…50 $HRC_Э$, 48…53 $HRC_э$ (см. табл. 2.1). *3.* Материал шестерни – сталь марки: 20Х; 20ХНМ; 18ХГТ; 12ХН3А; 25ХГМ и др. *4.* Материал колеса – сталь марки: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
V	*1.* Т.о. шестерни и колеса одинаковые – улучшение + цементация + закалка, твердость активной поверхности зубьев 56...63 $HRC_Э$. *2.* Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 20Х; 20ХНМ; 18ХГТ; 12ХН3А; 25ХГМ и др.

2.7. РЕЖИМЫ НАГРУЖЕНИЯ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Закон нагружения зубчатой передачи задают графиком нагрузки, называемым циклограммой, в координатах: нагрузка (обычно вращающий момент T) – число циклов нагружения N или время отработки заданного ресурса L_h (рис. 2.14, a).Циклограмму составляют путём упорядочения нагрузок, начиная с номинальной T_{HOM} (т.е. с наибольшей длительно действующей нагрузки).

На рис. 2.14, a: T_1, T_2, T_3, …,T_i - нагрузка передачи (вращающий момент) в течение времени работы соответственно L_{h1}, L_{h2}, L_{h3},…, L_{hi} (часы), где $T_i = \alpha_i T_i$; $L_{hi} = \beta_i L_h$, здесь L_h - ресурс (срок службы) передачи в часах; $T_{пик}$ - пиковый кратковременно действующий момент в течение времени $L_{hпик}$ при кратковременной перегрузке.

Кратковременно действующие пиковые моменты перегрузки $T_{пик}$ при суммарном числе циклов нагружения $N_\Sigma < 5 \cdot 10^4$ или не более $0,002L_h$ не учитываются при расчётах на сопротивление усталости и в продолжительность цикла не включаются. Пиковый момент

$T_{пик}$ используют в расчётах для проверки отсутствия остаточных деформаций или хрупкого разрушения зубьев при кратковременной перегрузке.

На основе статистического анализа нагруженности различных машин установленно, что при всём многообразии циклограмм моментов (нагрузок) их можно свести к нескольким типовым, если использовать при построении циклограмм относительные координаты: T_i / T_{HOM} и $\Sigma N_i / N_\Sigma$. Заменив ступенчатую циклограмму плавной огибающей кривой, получают графическое изображение постоянного (*0*) и пяти переменных типовых режимов нагружения, характерных для большинства современных машин (рис. 2.14, *б*). На рис. 2.14, *б* переменные режимы обозначены: 1 – тяжёлый (работа большую часть времени с нагрузками, близкими к номинальной); 2 – средний равновероятный (одинаковое время работы со всеми значениями нагрузки); 3 – средний нормальный (работа большую часть времени со средними нагрузками); 4 – лёгкий (работа большую часть времени с нагрузками ниже средних); 5 – особо лёгкий (работа большую часть времени с малыми нагрузками).

Использование типовых режимов существенно упрощает расчёты [7].

На рис. 2.14, *б*: T_i - текущее значение момента нагрузки; T_{HOM} - номинальный (максимальный длительно действующий момент), который учитывают при расчёте на сопротивление усталости; ΣN_i - число циклов нагружения при работе с моментами, равными и большими T_i; N_Σ - суммарное число циклов нагружения за весь срок службы передачи L_h (в часах), называемый ресурсом передачи:

$$N_\Sigma = 60cnL_h, \tag{2.5}$$

где c - число зацеплений зуба рассматриваемого зубчатого колеса за один его оборот; n - частота вращения зубчатого колеса, $мин^{-1}$.

Расчёт числа циклов нагружения передачи выполняют с учётом режима нагрузки. Режимы строго постоянной нагрузки на практике встречаются редко. К режимам постоянной нагрузки относят режимы с отклонениями до 20% [1]. При этом за расчётную обычно принимают нагрузку, соответствующую требуемой мощности двигателя (в учебных проектах с методической точки зрения) или номинальной мощности (на практике, имея в виду возможность форсирования режима работы до полного использования двигателя).

При постоянном режиме нагрузки расчёт числа циклов нагружения зубчатых колёс выполняют по формуле (2.5).

На практике для передач большинства машин характерны переменные режимы нагружения с графиками нагрузки в виде ступенчатой циклограммы (рис. 2.14, a).

При расчете на сопротивление усталости фактический переменный режим нагружения заменяют эквивалентным постоянным режимом, при котором зубчатое колесо приобретает ту же степень усталостного повреждения, что и в реальных условиях эксплуатации (на основании гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений). В качестве эквивалентного принимают постоянный режим с наибольшим из длительно действующих моментов T_{HOM} (где T_{HOM} – номинальный момент), вызывающим действие напряжений σ_H и σ_F, и эквивалентным числом циклов нагружения N_E (на рис. 2.14, a эквивалентный постоянный режим показан штриховыми линиями).

При этом обычно принимают частоту вращения n рассматриваемого зубчатого колеса постоянной для всех уровней нагрузки $(n_i = n)$, что характерно для большинства машин с приводом от электродвигателей переменного тока.

Эквивалентное число циклов нагружения зуба N_E рассчитывают отдельно для шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2):

а) при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев (индекс *H*):

$$\begin{aligned} N_{HE1} &= N_{\Sigma 1}\mu_H = 60c_1n_1L_h\mu_H; \\ N_{HE2} &= N_{\Sigma 2}\mu_H = 60c_2n_2L_h\mu_H; \end{aligned} \tag{2.6}$$

б) при расчете зубчатой передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе (индекс *F*):

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1}\mu_{F1} = 60c_1 n_1 L_h \mu_{F1};$$
$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2}\mu_{F2} = 60c_2 n_2 L_h \mu_{F2}. \qquad (2.7)$$

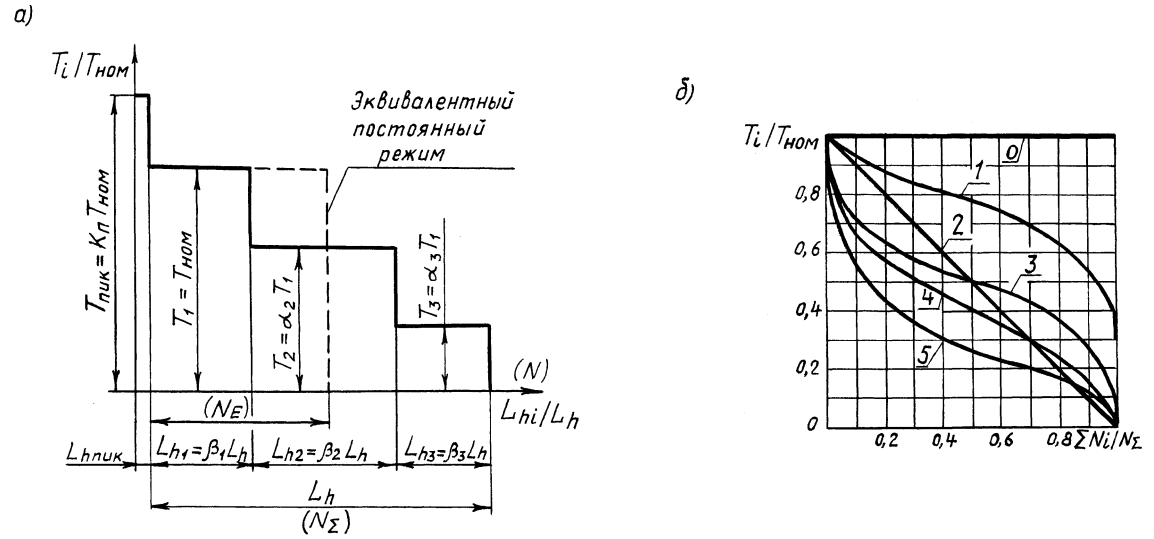


Рис. 2.14. Циклограмма нагружения (вращающего момента) при переменном режиме нагружения (a) и типовые режимы нагружения (б)

В зависимостях (2.6)…(2.7): $N_{\Sigma 1(2)}$ – суммарное число циклов нагружения зуба шестерни (колеса) за весь срок службы L_h передачи в часах при работе ее с постоянной номинальной нагрузкой T_{HOM}; $c_{1(2)}$ – число зацеплений зуба шестерни (колеса) за один его оборот (если зуб шестерни и зуб колеса за 1 оборот зацепляются только один раз, то $c_1 = c_2 = 1$; если зуб шестерни за один оборот входит в зацепление два раза, а зуб колеса один раз, то $c_1 = 2$; $c_2 = 1$); $n_{1(2)}$ – частота вращения шестерни (колеса), $мин^{-1}$; μ_H – коэффициент приведения при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев (одинаков для шестерни и колеса, т.е. $\mu_{H1} = \mu_{H2} = \mu_H$) (см. табл. 2.3); $\mu_{F1(2)}$ – коэффициент приведения зубьев при изгибе (принимается по таблице 2.3 отдельно для шестерни μ_{F1} и колеса μ_{F2} в зависимости от показания степени q_F уравнения кривой усталости для напряжений изгиба).

Таблица 2.3 – **Коэффициенты μ_H и μ_F**

Номер типа режима нагружения	Типовые режимы нагружения	μ_H	Значение μ_F при	
			$q_F = 6$	$q_F = 9$
0	Постоянный	1	1	1
1	Тяжелый	0,500	0,300	0,200
2	Средний равновероятный	0,250	0,143	0,100
3	Средний нормальный	0,180	0,065	0,063
4	Легкий	0,125	0,038	0,016
5	Особо легкий	0,063	0,013	0,004
Примечание. q_F – показатель степени уравнения кривой усталости для напряжений изгиба: $q_F = 6$ – для зубчатых колес с твердостью активной поверхности зубьев $H \le 350HB$; $q_F = 9$ – для зубчатых колес с твердостью активной поверхности зубьев $H > 350HB$				

2.8. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ РАСЧЁТЕ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Зубья зубчатых колёс входят в зацепление поочерёдно и нагружаются по отнулевому циклу. Выбор допускаемых напряжений базируется на кривых усталости, полученных при испытании образцов – аналогов зубчатых колёс.

Кривые усталости строят в координатах наибольшее напряжение цикла σ - число циклов нагружения N. При построении кривых усталости для контактных напряжений под разрушением подразумевают превышение предельно допустимого значения отношения площади поверхности зуба, пораженного усталостным выкрашиванием, к площади его активной поверхности.

Как показывает опыт экспериментальных исследований, кривые усталости имеют два характерных участка: левый наклонный и правый горизонтальный (рис. 2.15, *а*). Часто применяют логарифмическую шкалу для оси абсцисс. При этом наклонный участок кривой усталости заменяют прямой линией (рис. 2.15, *б*).

Кривые усталости строят для различных видов напряжений (контактных σ_H и изгиба σ_F), для различных материалов и видов термической обработки.

Кривые усталости для контактных напряжений σ_H приведены на рис. 2.15, *в*, для напряжений изгиба σ_F - на рис. 2.15, *г*.

Число циклов нагружения $N_{\lim}$ называют абсциссой точки перелома кривой усталости или базовым числом циклов нагружения (для контактных напряжений $N_{H\lim}$, для напряжений изгиба $N_{F\lim}$) и определяют на основании экспериментов:

$$N_{H\lim} = 30(\mathrm{H_{HB}})^{2,4} \le 120\cdot 10^6; \tag{2.8}$$

$$N_{F\lim} = 4\cdot 10^6. \tag{2.9}$$

В формуле (2.8) средняя твёрдость поверхности зубьев $\mathrm{H_{HB}}$ подставляется только в единицах НВ. Если средняя твёрдость поверхности зубьев $\mathrm{H_{HRC_Э}}$ выражена в единицах $\mathrm{HRC_Э}$, то следует перевести единицы $\mathrm{HRC_Э}$ в единицы НВ (ориентировочно $1\mathrm{HRC_Э} \approx 10$ НВ или более точно см. табл. 2.5). При этом, если получилось $N_{H\lim} > 120\cdot 10^6$, следует принять $N_{H\lim} = 120\cdot 10^6$.

Напряжения $\sigma_{\lim}$, соответствующие $N_{\lim}$, называют пределом выносливости (для контактных напряжений $\sigma_{H\lim}$, для напряжений изгиба $\sigma_{F\lim}$).

Предел контактной выносливости вычисляют по эмпирическим формулам в зависимости от материала, способа термической обработки зубчатого колеса и средней твёрдости Н поверхности зубьев (см. табл. 2.4).

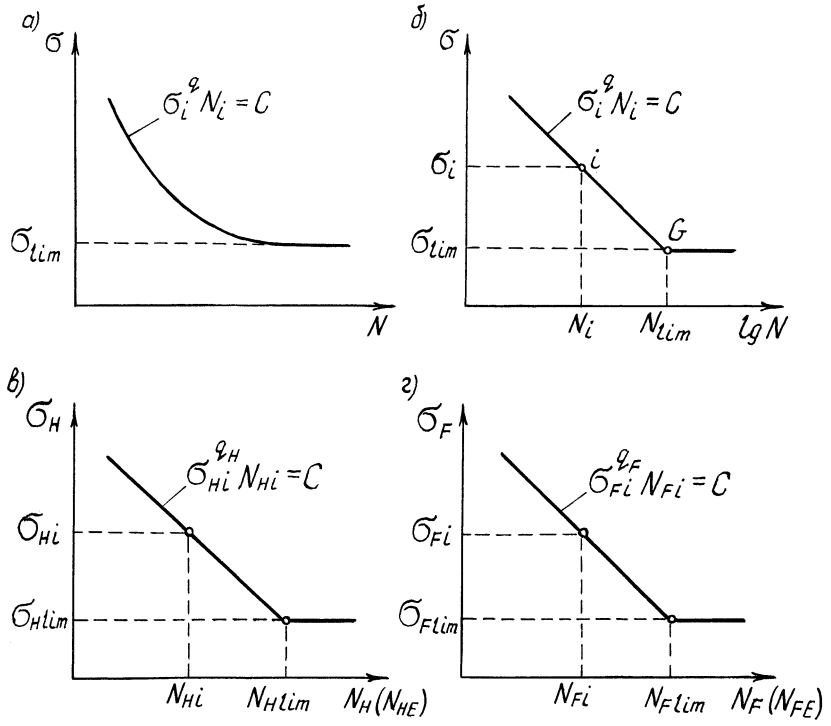


Рис. 2.15. Вид кривых усталости

При нагрузках с напряжениями $\sigma \le \sigma_{\lim}$ передача может работать практически неограниченное время, при $\sigma > \sigma_{\lim}$ - ограниченное время. Если при расчёте Суммарное число циклов нагружения N_i будет меньше $N_{\lim}$, то напряжение можно повысить до σ_i (см. рис. 2.15, б).

Наклонный участок кривой усталости описывают степенной функцией

$$\sigma_i^q N_i = C, \tag{2.10}$$

где q - экспериментально определяемый показатель степени уравнения кривой усталости; C - константа, зависящая от свойств материала.

Для точек i и G (рис.2.15, *б*) имеем:

$$\sigma_i^q N_i = C;$$

$$\sigma_{\lim}^q N_{\lim} = C.$$

Для одинаковых правых частей уравнений имеем: $\sigma_i^q N_i = \sigma_{\lim}^q N_{\lim}$. Откуда

$$\sigma_i = \sigma_{\lim} \sqrt[q]{\frac{N_{\lim}}{N_i}}. \qquad (2.11)$$

Разделив обе части уравнения (2.11) на коэффициент безопасности S, получают допускаемые напряжения $[\sigma]$ для числа циклов N_i:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_i}{S} = \frac{\sigma_{\lim}}{S} \sqrt[q]{\frac{N_{\lim}}{N_i}}. \qquad (2.12)$$

Величину $\sqrt[q]{\frac{N_{\lim}}{N_i}}$ называют коэффициентом долговечности, учитывающим влияние ресурса передачи, и обозначают Z_N при расчёте на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев и Y_N - при расчёте на сопротивление усталости зубьев при изгибе.

На основании формулы (2.12) определяют допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ (в обозначениях - индекс *H*) и допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ (в обозначениях – индекс *F*) при расчёте передачи на сопротивление усталости:

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\lim}}{S_H} Z_N; \qquad (2.13)$$

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} Y_N Y_A. \qquad (2.14)$$

В формуле (2.14) дополнительно вводится коэффициент Y_A, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки (реверса). Рекомендации по назначению Y_A см. далее.

Коэффициенты долговечности Z_N и Y_N:

$$Z_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{H\lim}}{N_{Hi}}}, \text{ при условии } 1 \le Z_N \le Z_{N\max}; \qquad (2.15)$$

$$Y_N = \sqrt[q_F]{\frac{N_{F\lim}}{N_{Fi}}}, \text{ при условии } 1 \le Y_N \le Y_{N\max}. \qquad (2.16)$$

При твёрдости активных поверхностей зубьев H ≤ 350 НВ (нормализация, улучшение):

$$q_H = 6;\ \ Z_{N\max} = 2{,}6;\ \ q_F = 6;\ \ Y_{N\max} = 4.$$

При H>350 НВ (закалка ТВЧ, цементация, азотирование):

$$q_H = 6;\ \ Z_{N\max} = 1{,}8;\ \ q_F = 9;\ \ Y_{N\max} = 2{,}5.$$

Для длительно работающих передач при большом заданном ресурсе $N_i > N_{\lim}$ и, следовательно, $Z_{N1} = 1$ и $Y_N = 1$, что и учитывает первый знак неравенств в формулах (2.15) и (2.16) (т.е. на горизонтальном участке кривой усталости наибольшие напряжения равны пределу выносливости $\sigma_{\lim}$). Второй знак неравенств ограничивает допускаемые напряжения по условию предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения зуба.

При переменных режимах нагружения (см., например, циклограмму на рис. 2.14, a) расчёт коэффициентов долговечности Z_N и Y_N выполняют по эквивалентному числу циклов нагружения N_E. При этом в формуле (2.15) N_{Hi} заменяют N_{HE}, а в формуле (2.16) N_{Fi} заменяют N_{FE}. Расчёт N_{HE} и N_{FE} проводят отдельно для шестерни и колеса по формулам (2.6) и (2.7).

Для проверки статической прочности зубьев передачи при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтённой при расчёте на сопротивление усталости, по табл. 2.4 определяют предельные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H\max}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя, а также пре-

дельные допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F\max}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого излома зуба пиковой нагрузкой.

Рассмотрим подробнее определение допускаемых напряжений при расчёте зубчатых передач.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ $(H/мм^2)$ **при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев** определяют отдельно для шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2):

$$[\sigma_H]_{1(2)} = \frac{\sigma_{H\lim 1(2)}}{S_{H1(2)}} Z_{N1(2)}, \tag{2.17}$$

где $\sigma_{H\lim 1(2)}$ – предел контактной выносливости активной поверхности зубьев шестерни (колеса), соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для контактных напряжений $N_{H\lim}$ и принимаемый по табл. 2.4 в зависимости от материала и термообработки зубьев шестерни (колеса), $H/мм^2$; $S_{H1(2)}$ – коэффициент безопасности (табл. 2.4); $Z_{N1(2)}$ – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи при расчете на сопротивление контактной усталости.

Коэффициент долговечности Z_N определяют отдельно для шестерни и колеса, сопоставляя эквивалентное число циклов нагружения N_{HE}, рассчитанное по формуле (2.6), с базовым числом циклов нагружения $N_{H\lim}$ (абсциссой точки перелома кривой усталости для контактных напряжений). При этом $N_{H\lim}$ следует определить отдельно для шестерни и колеса:

$$\begin{aligned} N_{H\lim 1} &= 30(\mathrm{H_{HB1}})^{2,4} \le 120\cdot 10^6; \\ N_{H\lim 2} &= 30(\mathrm{H_{HB2}})^{2,4} \le 120\cdot 10^6. \end{aligned} \tag{2.18}$$

Как уже указывалось ранее, в формулу (2.18) средняя твердость поверхности зубьев $\mathrm{H_{HB1(2)}}$ подставляется только в единицах НВ. Если средняя твердость поверхности зубьев шестерни (колеса) $\mathrm{H_{HRCэ}}$ выражена в единицах $\mathrm{HRC_Э}$, то следует перевести единицы $\mathrm{HRC_Э}$ в единицы НВ (ориентировочно 1 $\mathrm{HRC_Э}$ =10НВ или более точно см. табл. 2.5). При этом, если для шестерни или колеса получилось $N_{H\lim} > 120\cdot 10^6$, то следует принять $N_{H\lim} = 120\cdot 10^6$.

Таким образом, если в результате расчета для шестерни мы получили $N_{HE1} \ge N_{H\lim 1}$, то коэффициент долговечности $Z_{N1} = 1$. Если для шестерни получено $N_{HE1} < N_{H\lim 1}$, то коэффициент долговечности рассчитывают по формуле:

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim 1}}{N_{HE1}}} \le Z_{N\max}. \tag{2.19}$$

Аналогичным образом поступают и для колеса. При $N_{HE2} \ge N_{H\lim 2}$ $Z_{N2} = 1$. При $N_{HE2} < N_{H\lim 2}$:

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim 2}}{N_{HE2}}} \le Z_{N\max}. \tag{2.20}$$

В формулах (2.19)…(2.20): $Z_{N\max} = 2,6$ при $S_H = 1,1$ и $Z_{N\max} = 1,8$ при $S_H = 1,2$.

Если в результате расчета по формулам (2.19) и (2.20) получили $Z_{N1(2)} > Z_{N\max}$, то следует принять $Z_{N1(2)} = Z_{N\max}$.

После определения допускаемых контактных напряжений для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$ принимают допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для передачи в сборе, называемые иногда расчётными допускаемыми контактными напряжениями. При этом назначение $[\sigma_H]$ зависит от вида зубьев передачи (прямые или непрямые), а также средней твёрдости их активных поверхностей $\mathrm{H_1}$ и $\mathrm{H_2}$. К зубчатым передачам с непрямыми зубьями относят цилиндрические передачи с косыми и шевронными зубьями, а также конические передачи с круговыми зубьями.

Рассмотрим рекомендации различных авторов по назначению $[\sigma_H]$ для передачи, т.е. зубчатой пары, при известных величинах $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$:

1) авторы учебника [4] и О.П.Леликов [7]:

для зубчатых передач с прямыми зубьями (цилиндрических и конических)

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}, \tag{2.21}$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ - меньшее из двух: $[\sigma_H]_1$, $[\sigma_H]_2$;

для зубчатых передач с непрямыми зубьями (цилиндрических и конических) в связи с расположением линии контакта под углом к полюсной линии допускаемые напряжения для передачи $[\sigma_H]$ можно повысить до значения

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \quad (2.22)$$

при выполнении условий

$[\sigma_H]_{\min} \le [\sigma_H] \le 1,25[\sigma_H]_{\min}$ - для цилиндрической передачи; (2.23)

$[\sigma_H]_{\min} \le [\sigma_H] \le 1,15[\sigma_H]_{\min}$ - для конической передачи, (2.24)

где $[\sigma_H]_{\min}$ - см. формулу (2.21).

Если при расчёте $[\sigma_H]$ по формуле (2.22) получилось $[\sigma_H] < [\sigma_H]_{\min}$, то следует принять $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}$.Если получилось $[\sigma_H] > 1,25[\sigma_H]_{\min}$ для цилиндрической передачи или $[\sigma_H] > 1,15[\sigma_H]_{\min}$ для конической передачи, то согласно условий (2.23) и (2.24) следует принять соответственно $[\sigma_H] = 1,25[\sigma_H]_{\min}$ и $[\sigma_H] = 1,15[\sigma_H]_{\min}$.

ГОСТ 21354–87 “Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчёт на прочность” также рекомендует назначать $[\sigma_H]$ для цилиндрической передачи с прямыми зубьями по условию (2.21), а с косыми и шевронными зубьями по формуле (2.22) с обязательным соблюдением условия (2.23);

2) Л.В.Курмаз и А.Т.Скойбеда [2]:

для цилиндрических передач с небольшим отклонением твердостей активных поверхностей зубьев ($H_1 \approx H_2$) рекомендуется принимать $[\sigma_H]$ по условию (2.21);

для цилиндрических и конических передач со значительным отличием твердостей активных поверхностей зубьев (H_1 □ H_2) следует принять

$$[\sigma_H] = 0,5([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \quad (2.25)$$

с выполнением условий

$[\sigma_H] \le 1,25[\sigma_H]_{\min}$ - для цилиндрической передачи; (2.26)

$[\sigma_H] \le 1,15[\sigma_H]_{\min}$ - для конической передачи, (2.27)

где $[\sigma_H]_{\min}$ - меньшее из двух: $[\sigma_H]_1$, $[\sigma_H]_2$;

3) Д.Н.Решетов [6]:

для зубчатых передач с прямыми и непрямыми зубьями (цилиндрических и конических) при твёрдости активной поверхности зубьев колеса зубчатой пары менее 350 НВ при перепаде средних твердостей H_1-H_2 □ 100 НВ и при окружной скорости менее 20 $м/с$ (условие прирабатываемости) допускаемые напряжения для передачи $[\sigma_H]$ можно назначать по формуле (2.22) с обязательным соблюдением условия (2.23) для цилиндрической передачи и условия (2.24) для конической передачи. Во всех остальных случаях для данных зубчатых передач рекомендуется принимать $[\sigma_H]$ по условию (2.21);

4) П.Ф.Дунаев и О.П. Леликов [3]:

для зубчатых передач с прямыми зубьями (цилиндрических и конических) рекомендуется принимать $[\sigma_H]$ по условию (2.21);

для зубчатых передач с непрямыми зубьями (цилиндрических и конических) допускаемые напряжения для пары зубчатых колёс $[\sigma_H]$ можно повысить до значения

$$[\sigma_H] = \sqrt{0,5([\sigma_H]_1^2 + [\sigma_H]_2^2)} \quad (2.28)$$

при выполнении условия (2.23) для цилиндрической передачи и условия (2.24) для конической передачи;

5) М.Н.Иванов [1]:

для зубчатых передач с прямыми зубьями (цилиндрических и конических) следует назначать $[\sigma_H]$ по условию (2.21);

для зубчатых передач с непрямыми зубьями (цилиндрических и конических) при твердостях активных поверхностей зубьев $H_1 \ge 350HB$ и $H_2 \ge 350HB$ следует назначать $[\sigma_H]$ по условию (2.21);

для зубчатых передач с непрямыми зубьями (цилиндрических и конических) при $H_1 > 350HB$ и $H_2 < 350HB$ (например, для варианта термообработки II, см. табл. 2.2) допускаемые напряжения для зубчатой пары $[\sigma_H]$ можно повысить до значения, определяемого

по формуле (2.25) с обязательным соблюдением условием (2.26) для цилиндрической передачи и условия (2.27) для конической передачи.

Таблица 2.4 – **Величины** $\sigma_{H\lim}, S_H, \sigma_{F\lim}, S_F, [\sigma_{H\max}], [\sigma_{F\max}]$

Термообработка	Марки сталей	$\sigma_{H\lim}$, $Н/мм^2$	S_H	$\sigma_{F\lim}$, $Н/мм^2$	S_F	$[\sigma_{H\max}]$, $Н/мм^2$	$[\sigma_{F\max}]$, $Н/мм^2$
Улучшение	45, 40Х, 35ХМ, 40ХН и др.	$2Н_{НВ} + 70$	1,1	$1{,}75Н_{НВ}$	1,7	$2{,}8\ \sigma_T$	$2{,}74Н_{НВ}$
Улучшение+ +закалка ТВЧ (модуль $m_n \geq 3мм$)	40Х, 35ХМ, 40ХН	$17Н_{HRCэПОВ} + 200$	1,2	650	1,7	$40Н_{HRCэПОВ}$	1260
Улучшение+ +закалка ТВЧ (модуль $m_n < 3мм$)				550			1430
Улучшение+ +цементация+ +закалка	20Х, 20ХНМ, 12ХН3А, 18ХГТ, 25ХГМ	$23\ Н_{HRCэПОВ}$	1,2	750	1,5	$40Н_{HRCэПОВ}$	1200
Улучшение+ +нитроцементация+ +закалка	25ХГМ, 25ХГНМ	$23\ Н_{HRCэПОВ}$	1,2	1000	1,5	$40Н_{HRCэПОВ}$	1520
	25ХГТ, 30ХГТ, 35Х и др.			750			
Улучшение+ +азотирование	38Х2Ю, 38Х2МЮА	1050	1,2	$12Н_{HRCэСЕРДЦ} + 290$	1,7	$40Н_{HRCэПОВ}$	1000
	40Х, 40ХФА, 40ХНМА и др.					$30Н_{HRCэПОВ}$	

Примечание. $Н_{НВ}$ – средняя твердость активной поверхности зуба в единицах НВ; $Н_{HRCэПОВ}$ – средняя твердость активной поверхности зуба в единицах $HRC_Э$; $Н_{HRCэСЕРДЦ}$ – средняя твердость сердцевины зуба в единицах $HRC_Э$; σ_T - предел текучести (табл. 2.1)

Таблица 2.5 – **Соотношения твердостей, выраженных в единицах $HRC_Э$ и НВ**

$HRC_Э$	45	47	48	50	52	53	55	60	63	65
НВ	427	450	460	484	504	515	540	611	640	668

Повышение допускаемых напряжений $[\sigma_H]$ для зубчатой пары с непрямыми зубьями при $H_1 > 350HB$ и $H_2 < 350HB$ связано с так называемым головочным эффектом. Как известно, ножка зуба, как поверхность отстающая, обладает меньшей стойкостью против выкрашивания, чем головка, как поверхность опережающая. Поэтому ножка зуба колеса, работающая с головкой зуба шестерни, начинает выкрашиваться и изнашиваться в первую очередь. Но так как линия контакта при непрямом зубе (например, косом) наклонена к полюсной линии и проходит по поверхности ножки и головки зуба, то в результате местного изнашивания ножки колеса происходит перераспределение давления по контактной линии и большая нагрузка передается на головку зуба колеса. При этом слабая ножка колеса разгружается, и выкрашивание прекращается. Увеличение давления между головкой зуба колеса и ножкой зуба шестерни не опасно, так как прочность активной поверхности зубьев шестерни значительно выше ($H_1 > 350HB$). Однако такое перераспределение давления вдоль линии контакта зубьев наблюдается только при окружной скорости до 20 $м/с$. При больших скоростях обеспечивается безысносная работа передачи и перераспределение давления не наблюдается [6].

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ ($Н/мм^2$) при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе определяют отдельно для шестерни (индекс 1) и для колеса (индекс 2) по формуле:

$$[\sigma_F]_{1(2)} = \frac{\sigma_{F\lim 1(2)}}{S_{F1(2)}} Y_{N1(2)} Y_{A1(2)}, \qquad (2.29)$$

где $\sigma_{F\lim 1(2)}$ – предел выносливости зубьев шестерни (колеса) по напряжениям изгиба, соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба $N_{F\lim}$ и принимаемый по таблице 2.4 в зависимости от материала и термообработки зубьев шестерни (колеса), $Н/мм^2$; $S_{F1(2)}$ – коэффициент безопасности (табл. 2.4); $Y_{N1(2)}$ – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи (см. ниже); $Y_{A1(2)}$ – коэффициент, учитывающий двустороннее приложение нагрузки. При одностороннем приложении нагрузки (привод нереверсивный) $Y_{A1(2)} = 1$. При двустороннем приложении нагрузки (привод реверсивный) цикл нагружения – знакопеременный и предел выносливости по напряжениям изгиба меньше, чем при отнулевом (пульсирующем) цикле, характерном для нереверсивного привода. Поэтому при двустороннем приложении нагрузки принимают: $Y_{A1(2)} = 0,65$ – для улучшенных сталей, $Y_{A1(2)} = 0,75$ – для цементованных, закаленных ТВЧ, $Y_{A1(2)} = 0,9$ – для азотированных сталей. При курсовом проектировании к нереверсивным относят приводы ленточных и цепных конвейеров, а также элеваторов, к реверсивным – механические приводы без приводных валов и грузоподъемные лебедки.

Коэффициент долговечности $Y_{N1(2)}$ при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе, определяют отдельно для зубьев шестерни и колеса, сопоставляя эквивалентное число циклов нагружения N_{FE}, рассчитанное по формуле (2.7), с базовым числом циклов нагружения $N_{F\lim}$ (абсциссой точки перелома кривой усталости для напряжения изгиба).

Испытания показали, что для всех марок сталей независимо от вида применяемой термообработки $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$. Тогда $N_{F\lim 1} = N_{F\lim 2} = N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$.

Если для шестерни получено соотношение $N_{FE1} \geq N_{F\lim 1}$, то коэффициент долговечности $Y_{N1} = 1$. При $N_{FE1} < N_{F\lim 1}$ коэффициент долговечности следует рассчитать по формуле:

$$Y_{N1} = \sqrt[q_F]{\frac{N_{F\lim 1}}{N_{FE1}}} \leq Y_{N\max}. \qquad (2.30)$$

Аналогичным образом поступают при определении коэффициента долговечности Y_{N2} для колеса. Если получено соотношение $N_{FE2} \geq N_{F\lim 2}$, то следует принять $Y_{N2} = 1$. При $N_{FE2} < N_{F\lim 2}$ коэффициент долговечности Y_{N2} определяют по формуле:

$$Y_{N2} = \sqrt[q_F]{\frac{N_{F\lim 2}}{N_{FE2}}} \leq Y_{N\max}. \qquad (2.31)$$

В формулах (2.30) … (2.31):

$q_F = 6$; $Y_{N\max} = 4$ – при твёрдости активной поверхности зубьев рассматриваемого зубчатого колеса (шестерни или колеса) H≤350HB;

$q_F = 9$; $Y_{N\max} = 2{,}5$ – при твердости активной поверхности зубьев рассматриваемого зубчатого колеса (шестерни или колеса) H>350HB.

Если в результате расчёта по формулам (2.30) и (2.31) получено $Y_{N1(2)} > Y_{N\max}$, то следует принять $Y_{N1(2)} = Y_{N\max}$.

Предельные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H\max}]$ ($Н/мм^2$) и напряжения изгиба $[\sigma_{F\max}]$ ($Н/мм^2$) при расчёте зубчатой передачи на статическую прочность зубьев в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) принимают по таблице 2.4 в зависимости от вида термообработки соответствующего зубчатого колеса. При этом отдельно для шестерни и колеса определяют $[\sigma_{H\max}]_1$ и $[\sigma_{H\max}]_2$, а также $[\sigma_{F\max}]_1$ и $[\sigma_{F\max}]_2$.

Для зубчатой пары величина $[\sigma_{H\max}]$ при проверке контактной прочности передачи по условию (2.3) принимается как меньшее значение из двух: $[\sigma_{H\max}]_1$, $[\sigma_{H\max}]_2$.

Расчёт на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой проводят по условию (2.4) отдельно для шестерни и колеса.

Действие пиковых нагрузок оценивают коэффициентом перегрузки $K_П = T_{пик}/T_{НОМ}$, где $T_{пик}$ – пиковый момент; $T_{НОМ}$ – номинальный (максимальный из длительно действующих) момент, по которому проводят расчёты на сопротивление усталости.

Если режим нагружения задан в виде циклограммы моментов, то коэффициент перегрузки $K_П$ указывается в циклограмме.

В случае использования типовых режимов нагружения величина $K_П$ указывается отдельно, так как в типовые режимы не включают пиковые нагрузки.

Если пиковый момент $T_{пик}$ по какой-либо причине не указан, то его можно принимать равным максимальному моменту электродвигателя или предельному моменту предохранительных устройств привода.

2.9. ПЕРЕДАТОЧНОЕ ОТНОШЕНИЕ И ПЕРЕДАТОЧНОЕ ЧИСЛО

Рассмотрим зубчатую пару, состоящую из шестерни 1 и колеса 2. Как указывалось ранее, шестерня – это меньшее по размерам зубчатое колесо, колесо – это большее по размерам из рассматриваемой пары. Термин “зубчатое колесо” относится как к шестерне, так и к колесу.

При ведущей шестерне 1 зубчатая передача является понижающей, при ведущем колесе 2 – повышающей.

Отношение угловой скорости ведущего зубчатого колеса к угловой скорости ведомого называется передаточным отношением зубчатой пары и обозначается i.

Параметр $u = z_2/z_1$ называют передаточным числом зубчатой пары и определяют как отношение числа зубьев колеса z_2 (большего числа зубьев) к числу зубьев шестерни z_1 (меньшему числу зубьев) независимо от того, что является ведущим: шестерня или колесо.

Для понижающей передачи

$$i = \omega_1/\omega_2 > 1;\ u = z_2/z_1 > 1.$$

Для повышающей передачи

$$i = \omega_2/\omega_1 < 1;\ u = z_2/z_1 > 1.$$

Для одинаковых размеров шестерни и колеса: $\omega_2 = \omega_1$; $i = 1$; $u = 1$.

Таким образом, значение передаточного отношения i зависит от того, какое зубчатое колесо ведущее или ведомое, а значение передаточного числа u - не зависит. Передаточное число $u \geq 1$ и не может быть меньше единицы. Для понижающей передачи $u = i$, для повышающей $u = 1/i$.

Передаточное число u относится только к одной паре зубчатых колес и его однозначное определение позволяет избежать ошибки при расчёте передачи. Профессор М.Н.Иванов [1] считает, что передаточное число u не следует применять для обозначения передаточного отношения многоступенчатых передач, а также планетарных, ременных и цепных. Там справедливо только обозначение i.

2.10. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА ЗАКРЫТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ И КОНИЧЕСКИХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Изложенные ниже примеры расчёта закрытых цилиндрических и конических зубчатых передач носят общий характер и могут быть использованы студентом при расчёте любой ступени редуктора, содержащего эти передачи, а также при проектировании других механических приводов. С этой целью примеры снабжены подробным справочным материалом, что не требует привлечения других литературных источников для выполнения расчётов.

К общим исходным данным для расчёта этих передач относятся: передаточное отношение i зубчатой пары, частота вращения шестерни n_1 и колеса n_2 ($мин^{-1}$), вращающий момент T_2 ($Н \cdot м$) на колесе передачи, требуемый ресурс работы L_h ($ч$), номер типового режима нагружения, коэффициент кратковременной перегрузки $K_П$, расположение шестерни и колеса зубчатой пары относительно опор, реверсивность передачи, возможный режим нагружения ведомой машины, требования к габаритам привода, а также тип производства: единичный, серийный (мелкосерийный, среднесерийный, крупносерийный) или массовый.

При курсовом проектировании по деталям машин проектируемые редукторы механических приводов принимают нестандартными.

Учитывая, что курс “Детали машин” предусматривает изучение основ расчёта деталей общемашиностроительного применения, предлагаемые примеры расчёта выполнены на основании методики упрощённого расчёта зубчатых передач, которая без существенного влияния на результаты расчёта позволяет сократить объём этих расчётов.

Предлагаемые зависимости для расчёта закрытых цилиндрических и конических зубчатых передач базируются на рекомендациях профессора М.Н.Иванова [1] и позволяют сохранить принцип их независимости от системы единиц физических величин, что важно для учебного процесса с методической точки зрения. По этой причине, а также с целью исключения ошибок при выполнении расчётов на прочность, используется более удобная внесистемная единица механического напряжения - $Н/мм^2$**.**

Если проектируемый редуктор содержит быстроходную и тихоходную ступени,то расчёт передач рекомендуется начинать с расчёта тихоходной ступени, как более нагруженной (для соосных редукторов это является обязательным условием проектирования его передач).

ПРИМЕР 2.1. РАСЧЕТ КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные:

а) ступень тихоходная косозубая цилиндрическая коническо–цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора механического привода (рис. 2.16);

б) передаточное отношение передачи $i = i_T = 3{,}28$ (здесь индекс T – тихоходная ступень);

в) частота вращения шестерни цилиндрической передачи $n_1 = 131$ $мин^{-1}$;

г) частота вращения колеса цилиндрической передачи $n_2 = 40$ $мин^{-1}$;

д) вращающий момент на колесе цилиндрической передачи $T_2 = 835{,}6$ $Н \cdot м$;

е) требуемый ресурс работы $L_h = 12 \cdot 10^3$ $ч$;

ж) типовой режим нагружения – 1 (тяжелый);

з) расположение зубчатых колес цилиндрической передачи относительно опор – несимметричное;

и) коэффициент кратковременной перегрузки $K_П = T_{пик} / T_{НОМ} = 2$;

к) редуктор нестандартный; привод реверсивный; возможный режим нагружения ведомой машины – с малой неравномерностью; желательно обеспечение компактности привода.

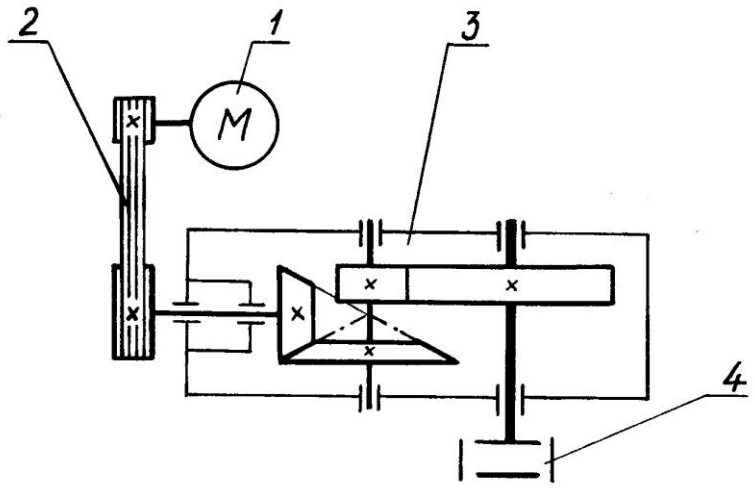


Рис. 2.16. Схема механического привода:
1 – электродвигатель;
2 – передача клиноременная;
3 – редуктор коническо – цилиндрический двухступенчатый горизонтальный; 4 – муфта компенсирующая

Порядок расчета

1. Выбор варианта термообработки зубчатых колес и определение средней твердости активной поверхности зубьев. Учитывая требование компактности привода для рассчитываемой косозубой цилиндрической передачи, являющейся наиболее нагруженной ступенью редуктора, по табл. 2.2 принимаем вариант термообработки (т.о.) V: т.о. шестерни и колеса одинаковые – улучшение + цементация + закалка, твердость активной поверхности зубьев 56…63 $HRC_Э$.

Средняя твердость активной поверхности зуба $H_{HRCэПОВ}$ (в данном случае $H_{HRCэПОВ1}=H_{HRCэПОВ2}=H_{HRCэПОВ}$):

$$H_{HRCэПОВ} = \frac{56+63}{2} = 59,5 HRC_Э .$$

2. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев. Предел контактной выносливости активных поверхностей зубьев $\sigma_{H\lim}$, соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для контактных напряжений, по табл. 2.4 для принятого вида термообработки:

$$\sigma_{H\lim 1} = \sigma_{H\lim 2} = \sigma_{H\lim} = 23 H_{HRCэПОВ} = 23 \cdot 59,5 = 1369 \, Н / мм^2 .$$

Коэффициент безопасности S_H по табл. 2.4: $S_{H1} = S_{H2} = S_H = 1,2$.

Коэффициент приведения μ_H по табл. 2.3: $\mu_H = 0,5$ для типового режима нагружения 1.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} для шестерни и колеса при числе зацеплений за один оборот зуба шестерни $c_1 = 1$ и зуба колеса $c_2 = 1$:

$$N_{HE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 131 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 47,2 \cdot 10^6;$$
$$N_{HE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 40 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 14,4 \cdot 10^6.$$

Базовое число циклов нагружения $N_{H\lim}$ (абсцисса точки перелома кривой усталости для контактных напряжений) по формуле (2.18) для варианта т.о. V:

$$N_{H\lim 1} = N_{H\lim 2} = N_{H\lim} = 30 (H_{НВ})^{2,4} = 30 \cdot 595^{2,4} = 136,8 \cdot 10^6,$$

где среднюю твердость $H_{HRCэПОВ} = 59,5 HRC_Э$ переводим в единицы НВ, получая $H_{НВ} = 595 НВ$ (см. табл. 2.5).

Согласно формуле (2.18) $N_{H\lim}$ не должно превышать $120 \cdot 10^6$. Так как мы получили $N_{H\lim} = 136,8 \cdot 10^6$, то принимаем $N_{H\lim} = 120 \cdot 10^6$.

Для определения коэффициента долговечности Z_N при расчёте на сопротивление контактной усталости сопоставляем полученные величины N_{HE} и $N_{H\lim}$.

Если $N_{HE1(2)} \geq N_{H\lim 1(2)}$, то коэффициент долговечности $Z_{N1(2)} = 1$

В нашем примере для шестерни $N_{HE1} = 47,2 \cdot 10^6 < N_{H\lim 1} = 120 \cdot 10^6$ и коэффициент долговечности Z_{N1} рассчитываем по формуле (2.19):

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim 1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{47,2 \cdot 10^6}} = 1,17.$$

Для колеса $N_{HE2} = 14,4 \cdot 10^6 < N_{H\lim 2} = 120 \cdot 10^6$ и аналогичным образом Z_{N2}:

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim 2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{14,4 \cdot 10^6}} = 1,42.$$

Коэффициенты долговечности Z_{N1} и Z_{N2} не превышают $Z_{N\max} = 1,8$ при $S_H = 1,2$.

Тогда допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_{1(2)}$ согласно формуле (2.17) для принятого варианта т.о. V:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\lim 1}}{S_{H1}} Z_{N1} = \frac{1369}{1,2} \cdot 1,17 = 1335\, H/мм^2;$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\lim 2}}{S_{H2}} Z_{N2} = \frac{1369}{1,2} \cdot 1,42 = 1620\, H/мм^2.$$

Минимальная величина допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]_{\min} = [\sigma_H]_1 = 1335\, H/мм^2$.

Для цилиндрической косозубой передачи при известных допускаемых контактных напряжениях для шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$ допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для передачи в сборе, т.е. для сопряжённой зубчатой пары, ГОСТ 21354-87 рекомендует определять по формуле (2.22):

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(1335 + 1620) = 1330\ H/мм^2.$$

При этом должно выполняться условие (2.23):

$$[\sigma_H]_{\min} \leq [\sigma_H] \leq 1,25[\sigma_H]_{\min}.$$

В нашем примере $[\sigma_H] = 1330 H/мм^2 < [\sigma_H]_{\min} = 1335 H/мм^2$, поэтому принимаем

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min} = 1335 H/мм^2.$$

Так как $1,25[\sigma_H]_{\min} = 1,25 \cdot 1335 = 1669\ H/мм^2$, то принятая величина $[\sigma_H] = 1335\ H/мм^2$ не превышает 1669 $H/мм^2$, т.е.выполняется также и правая часть условия (2.23).

Окончательно для дальнейших расчётов принимаем $[\sigma_H] = 1335\ H/мм^2$.

3. Межосевое расстояние передачи. Рассчитываемая передача расположена относительно опор несимметрично и является нераздвоенной. По табл. 2.6. для такой передачи при твердости активных поверхностей зубьев H_1>350HB и H_2>350HB коэффициент рабочей ширины передачи относительно межосевого расстояния:

$$\psi_{ba} = b_w / a_w = 0,2...0,25.$$

Примем коэффициент $\psi_{ba} = 0,25$, учитывая заданный режим нагружения (1 – тяжёлый).

Тогда коэффициент рабочей ширины передачи относительно делительного диаметра шестерни (предварительно):

$$\psi_{bd} = b_w / d_1 = 0,5\psi_{ba}(i+1) = 0,5 \cdot 0,25(3,28+1) = 0,54.$$

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ при расчёте по контактным напряжениям (рис. 2.17) для кривой 5 при H_1>350HB и H_2>350HB для $\psi_{bd} = 0,54$: $K_{H\beta} = 1,07$.

По табл. 2.7 коэффициент внешней динамической нагрузки $K_A = 1,25$ (режим работы двигателя 1 – равномерный; режим работы ведомой машины 2 – с малой неравномерностью).

При приведенном модуле упругости для стали $E_{пр} = 2{,}1 \cdot 10^5\ Н/мм^2$ и вращающем моменте на колесе передачи $T_2 = 835{,}6\ Н \cdot м = 835{,}6 \cdot 10^3\ Н \cdot мм$ межосевое расстояние рассчитываемой косозубой цилиндрической передачи (предварительно):

$$a'_w \geq 0{,}75(u+1)\sqrt[3]{\frac{E_{пр} T_2 K_{H\beta} K_A}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}} = 0{,}75(3{,}28+1)\sqrt[3]{\frac{2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 835{,}6 \cdot 10^3 \cdot 1{,}07 \cdot 1{,}25}{0{,}25 \cdot 3{,}28^2 \cdot 1335^2}} = 117\ мм,$$

где u - передаточное число; для понижающей передачи $u = i = 3{,}28$.

По ряду $Ra\,40$ ГОСТ 6636–69 (табл.2.8) принимаем $a_w = 120\ мм$.

4. Модуль передачи, угол наклона зубьев, числа зубьев шестерни и колеса. Ориентировочно величина модуля m_n для косозубой передачи может быть определена по соотношению, приведенному в табл. 2.9 для твердостей активных поверхностей зубьев H_1>45HRC$_Э$ и H_2>45HRC$_Э$:

$m_n = (0{,}016...0{,}0315)\,a_w = (0{,}016...0{,}0315)120 = 1{,}92...3{,}78\ мм$.

По табл. 2.10 принимаем стандартное значение $m_n = 3\ мм$ (1-й ряд). Принятая величина m_n не должна быть меньше 1 $мм$ для силовых передач. У нас это условие выполняется. Если получилось $m_n < 1\ мм$, то следует принять $m_n = 1\ мм$.

Угол наклона зуба β на делительном цилиндре составляет в нераздвоенной косозубой передаче $\beta = 8...22°$, в раздвоенной косозубой (шевронной) – $\beta = 25...45°$.

При проектировании косозубой передачи предварительно задаются углом наклона зуба β', принимая для нераздвоенной косозубой передачи $\beta' \approx 16°$ и для раздвоенной (шевронной) – $\beta' \approx 30°$.

В нашем примере косозубая передача является нераздвоенной и для нее предварительно принимаем $\beta' \approx 16°$.

Тогда число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{2 a_w \cos\beta'}{(u+1) m_n} = \frac{2 \cdot 120 \cos 16°}{(3{,}28+1)3} = 17{,}97.$$

Принимаем $z_1 = 18$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = u\, z_1 = 3{,}28 \cdot 18 = 59{,}04.$$

Принимаем $z_2 = 59$.

Уточняем окончательно значение угла наклона зуба β:

$$\beta = \arccos\left[\frac{(z_1+z_2)m_n}{2a_w}\right] = \arccos\left[\frac{(18+59)3}{2 \cdot 120}\right] = 15{,}74055° = 15°44'26'',$$

что находится в рекомендуемом диапазоне $\beta = 8...22°$ для нераздвоенных косозубых передач.

С целью исключения подрезания зубьев косозубой шестерни должно выполняться условие:

$$z_1 \geq z_{1\min} = 17\cos^3\beta.$$

В нашем примере:

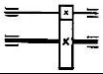
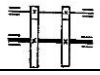
$$z_{1\min} = 17\cos^3 15{,}74055° = 15.$$

Подрезание зубьев шестерни отсутствует, так как

$$z_1 = 18 > z_{1\min} = 15.$$

При $z_1 < z_{1\min}$ рекомендуется высотная коррекция зацепления (см. п.2.2.1).

Таблица 2.6 – **Коэффициенты ψ_{ba} и $\psi_{bd\max}$**

Расположение зубчатых колес относительно опор	Рекомендуемые значения	Твердость активных поверхностей зубьев	
		$H_1 \le 350$HB, $H_2 \le 350$HB или $H_1>350$HB, $H_2 \le 350$HB	$H_1>350$HB и $H_2>350$HB
Симметричное 	ψ_{ba} $\psi_{bd\max}$	0,3…0,5 1,2…1,6	0,25…0,3 0,9…1
Несимметричное для нераздвоенной ступени 	ψ_{ba} $\psi_{bd\max}$	0,25…0,4 1…1,25	0,2…0,25 0,65…0,8
Несимметричное для раздвоенной ступени (одной ее половины) 	ψ_{ba} $\psi_{bd\max}$	0,2…0,3 1…1,25	0,2 0,65…0,8
Консольное 	ψ_{ba} $\psi_{bd\max}$	0,2…0,25 0,6…0,7	0,15…0,2 0,45…0,55
Симметрично–консольное 			

Примечания: *1.* Большие значения ψ_{ba} и $\psi_{bd\max}$ – для постоянных и близких к ним нагрузок.

2. Для стандартных редукторов общего применения в указанном диапазоне ψ_{ba} выбирают стандартные значения: 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4; 0,5.

При проектировании нестандартных редукторов данных рекомендаций можно не придерживаться.

3. Для коробок передач $\psi_{ba} = 0{,}1...0{,}2$ (меньшие значения при $H \ge 350$HB).

Таблица 2.7 – **Значение коэффициента внешней динамической нагрузки K_A (ГОСТ 21354–87)**

Режим нагружения двигателя		Режим нагружения ведомой машины			
		1	2	3	4
1	Равномерный	1,00	1,25	1,50	1,75
2	С малой неравномерностью	1,10	1,35	1,60	1,85
3	Со средней неравномерностью	1,25	1,50	1,75	2,00 и выше
4	Со значительной неравномерностью	1,50	1,75	2,00	2,25 и выше

Характерные режимы нагружения двигателей:

1 – равномерный (электродвигатели);

2 – с малой неравномерностью (гидравлические двигатели);

3 – со средней неравномерностью (многоцилиндровые двигатели внутреннего сгорания);

4 – со значительной неравномерностью (одноцилиндровые двигатели внутреннего сгорания).

Характерные режимы нагружения ведомых машин:

1 – равномерный (равномерно работающие ленточные и цепные конвейеры, легкие подъемники, вентиляторы и т.д.);

2 – с малой неравномерностью (неравномерно работающие ленточные и цепные конвейеры для штучных грузов, шестеренчатые и ротационные насосы, главные приводы станков, тяжелые подъемники, крановые механизмы, поршневые многоцилиндровые насосы, станы холодной прокатки и т.д.);

3 – со средней неравномерностью (мешалки для резины и пластмасс, легкие шаровые мельницы, деревообрабатывающие станки, одноцилиндровые поршневые насосы и т.д.);

4 – со значительной неравномерностью (экскаваторы, черпалки, тяжелые шаровые мельницы, дробилки, буровые машины, брикетировочные прессы, станы горячей прокатки и т.д.).

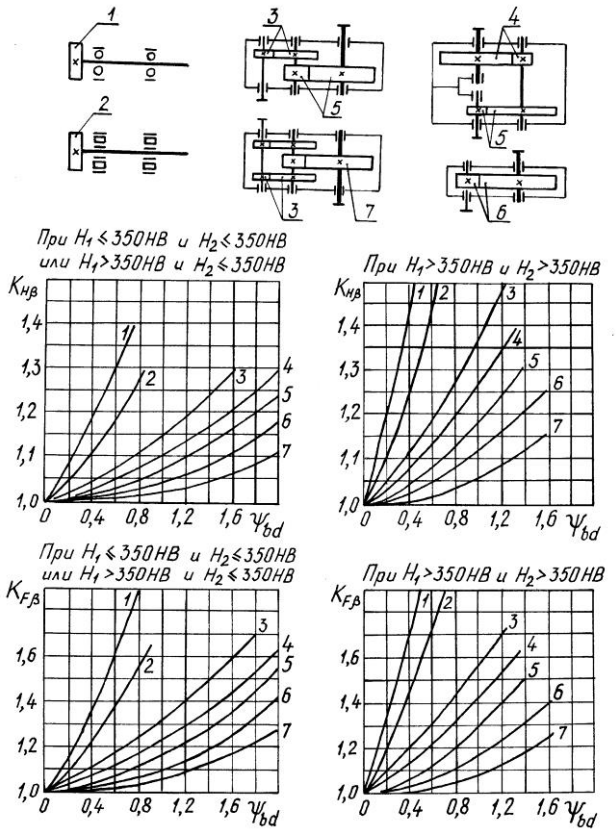


Рис. 2.17. Приближенные значения коэффициентов концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ (номер кривой на графике соответствует номеру ступени редуктора)

Таблица 2.8 – **Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636–69),** *мм*

Ряд $Ra40$									
…	5;	5,3;	5,6;	6;	6,3;	6,7;	7,1;	7,5;	8;
8,5;	9;	9,5;	10;	10,5;	11;	11,5;	12;	13;	14;
15;	16;	17;	18;	19;	20;	21;	22;	24;	25;
26;	28;	30;	32;	34;	36;	38;	40;	42;	45;
48;	50;	53;	56;	60;	62;	67;	71;	75;	80;
85;	90;	95;	100;	105;	110;	120;	125;	130;	140;
150;	160;	170;	180;	190;	200;	210;	220;	240;	250;
260;	280;	300;	320;	340;	360;	380;	400;	420;	450;
480;	500;	530;	560;	600;	630;	670;	710;	750;	800;
850;	900;	950;	…						

Таблица 2.9 – **Ориентировочные значения модуля m_n для косозубых и шевронных цилиндрических передач (для прямозубых m)**

Твердость активных поверхностей зубьев шестерни H_1 и колеса H_2	$m_n\ (m), мм$
$H_1 \leq 350HB$ и $H_2 \leq 350HB$	$m_n\ (m)=(0{,}01\ldots0{,}02)\,a_w$
$H_1>350HB$ и $H_2 \leq 350HB$	$m_n\ (m)=(0{,}0125\ldots0{,}025)\ a_w$
$H_1>350HB$ и $H_2>350HB$	$m_n\ (m)=(0{,}016\ldots0{,}0315)\ a_w$
Примечание. a_w – межосевое расстояние цилиндрической передачи	

Таблица 2.10 – **Стандартные значения модулей зубчатых колес**

Ряд	Модуль, *мм*												
1	…	1,0;	1,25;	1,5;	2,0;	2,5;	3;	4;	5;	6;	8;	10;	12;	…
2	…	1,125;	1,375;	1,75;	2,25;	2,75;	3,5;	4,5;	5,5;	7;	9;	11;	…	
Примечание. Следует предпочитать 1-й ряд														

Фактическое передаточное число рассчитываемой передачи

$$u_ф = z_2 / z_1 = 59/18 = 3,28.$$

Отклонение Δu передаточного числа $u_ф$ и u:

$$\Delta u = \left|\frac{u_ф - u}{u}\right| 100\% \le [\Delta u] = 4\%.$$

В нашем случае это условие выполняется: $\Delta u = 0$.

5. Основные размеры шестерни и колеса. Диаметры делительные (точность расчетов-два знака после запятой):

$$d_1 = m_n z_1 / \cos\beta = 3 \cdot 18 / \cos 15,74055° = 56,10\,мм;$$
$$d_2 = m_n z_2 / \cos\beta = 3 \cdot 59 / \cos 15,74055° = 183,90\,мм.$$

Диаметры начальные (передача без смещения): $d_{w1} = d_1$, $d_{w2} = d_2$.

Проверка:

$$(d_{w1} + d_{w2})/2 = a_w;\ (56,10 + 183,90)/2 = 120\,мм.$$

Выполненная проверка справедлива для косозубой передачи без смещения и при высотной коррекции.

При коэффициентах высоты головки зуба $h_a^* = 1$ и радиального зазора $c^* = 0,25$ высоты головки h_a и ножки h_f зуба (для передачи без смещения):

$$h_{a1} = h_{a2} = h_a^* m_n = 1 \cdot 3 = 3\,мм;$$
$$h_{f1} = h_{f2} = (h_a^* + c^*) m_n = (1 + 0,25) 3 = 3,75\,мм.$$

Диаметры окружностей вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 56,10 + 2 \cdot 3 = 62,10\,мм;$$
$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 183,90 + 2 \cdot 3 = 189,90\,мм.$$

Диаметры окружностей впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 56,10 - 2 \cdot 3,75 = 48,60\,мм;$$
$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 183,90 - 2 \cdot 3,75 = 176,40\,мм.$$

Рабочая ширина передачи (округляется до целого числа):

$$b_w = \psi_{ba}\, a_w = 0,25 \cdot 120 = 30\,мм.$$

Ширина венца колеса

$$b_2 = b_w = 30\,мм.$$

Ширина венца шестерни

$$b_1 = b_2 + (5...10)мм = 30 + 10 = 40\,мм.$$

Окончательно коэффициент ψ_{bd}:

$$\psi_{bd} = b_w / d_1 = 30 / 56,10 = 0,53,$$

что не превышает $\psi_{bd\max} = 0,65...0,8$ по табл. 2.6 для несимметрично расположенной относительно опор нераздвоенной передачи при H_1>350НВ и H_2>350НВ.

6. Выбор марки стали для изготовления зубчатых колес. Для варианта т.о. V марки сталей одинаковы для шестерни и колеса (см. табл. 2.2). При выборе конкретной марки стали по табл. 2.1 диаметр заготовки шестерни $D_{заг}$ (рис. 2.18, *а*) не должен превышать предельного значения $D_{пред}$, а для колеса толщины заготовки диска $C_{заг}$ и обода $S_{заг}$ (рис. 2.18, *б*) – предельного значения $S_{пред}$.

Тогда в нашем примере:

$$D_{заг} = d_{a1} + 6\,мм = 62,10 + 6 = 68,10\,мм;$$
$$C_{заг} = 0,5 b_2 = 0,5 \cdot 30 = 15\,мм;$$
$$S_{заг} = 8 m_n = 8 \cdot 3 = 24\,мм.$$

По табл. 2.1 принимаем для изготовления шестерни и колеса легированную хромистую сталь 20Х. При этом выполняются условия:

а) для шестерни (т.о. улучшение + цементация + закалка)

$$D_{заг} = 68,10\,мм < D_{пред} = 200\,мм;$$

б) для колеса (т.о. улучшение + цементация + закалка)

$$C_{заг} = 15\,мм \text{ и } S_{заг} = 24\,мм < S_{пред} = 125\,мм.$$

При выполнении выше записанных условий для шестерни и колеса гарантируется получение твердости активной поверхности зубьев при данном варианте термообработки в диапазоне 56…63HRC$_Э$.

7. Степень точности передачи. Окружная скорость шестерни и колеса в полюсе зацепления

$$\upsilon = \pi d_{w2} n_2 /(60 \cdot 10^3) = 3{,}14 \cdot 183{,}90 \cdot 40/(60 \cdot 10^3) = 0{,}38\, м/с .$$

По табл. 2.11, исходя из $\upsilon = 0{,}38\, м/с$, для цилиндрической передачи с косыми зубьями принимаем 9-ю степень точности.

8. Определение сил, действующих в косозубом зацеплении. Окружная сила F_t на начальном цилиндре в торцовом сечении косозубой цилиндрической передачи при $T_2 = 835{,}6\, Н \cdot м = 835{,}6 \cdot 10^3\, Н \cdot мм$:

$$F_t = 2T_2 / d_{w2} = 2 \cdot 835{,}6 \cdot 10^3 / 183{,}90 = 9088\, Н .$$

При этом для шестерни и колеса:

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 9088\, Н .$$

Радиальная сила F_r для шестерни и колеса:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg}20° / \cos\beta = 9088 \operatorname{tg}20° / \cos 15{,}74055° = 3437\, Н .$$

Осевая сила F_a для шестерни и колеса:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg}\beta = 9088 \operatorname{tg}15{,}74055° = 2561 Н .$$

Направления сил F_{t1}, F_{r1} и F_{a1} на шестерне противоположны направлениям соответствующих сил F_{t2}, F_{r2} и F_{a2} на колесе.

На рис. 2.19 показаны направления сил F_t, F_r и F_a для шестерни и колеса косозубой цилиндрической передачи в зависимости от направления вращения шестерни и направления линии зуба на ее делительном цилиндре (левое или правое).

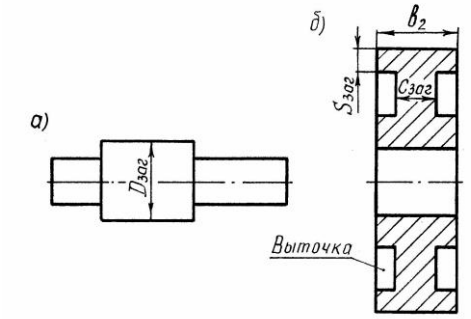


Рис. 2.18. Заготовки цилиндрических зубчатых колес: а – заготовка шестерни; б – заготовка колеса;
$D_{заг}$ – диаметр заготовки шестерни;
$C_{заг}$ – толщина заготовки диска колеса
(для колеса без выточки $C_{заг} = b_2 + 4\, мм$);
$S_{заг}$ – толщина заготовки обода колеса

Таблица 2.11 – **Степени точности зубчатых передач**

Степень точности по ГОСТ 1643–81	Окружные скорости υ, $м/с$, вращения зубчатых колес			
	Цилиндрическая зубчатая передача		Коническая зубчатая передача	
	зубья прямые	зубья косые	зубья прямые	зубья круговые
6	до 15	до 30	до 12	до 20
7	до 10	до 15	до 8	до 10
8	до 6	до 10	до 4	до 7
9	до 2	до 4	до 1,5	до 3

Таблица 2.12 – **Значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ для косозубых цилиндрических передач** [1]

Окружная скорость υ, $м/с$	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
до 5	7	1,03	1,07
	8	1,07	1,22
	9	1,13	1,35

свыше 5 до 10	7 8	1,05 1,10	1,2 1,10
свыше 10 до 15	7 8	1,08 1,15	1,25 1,40

9. Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев. Коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев $K_{H\alpha}=1{,}13$ (табл. 2.12).

Коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha=\left[1{,}88-3{,}2\left(\frac{1}{z_1}+\frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta=\left[1{,}88-3{,}2\left(\frac{1}{18}+\frac{1}{59}\right)\right]\cos 15{,}74055^\circ=1{,}59.$$

Коэффициент уменьшения контактных напряжений в косозубой передаче в сравнении с прямозубой [1]:

$$Z_{H\beta}=\sqrt{\frac{K_{H\alpha}\cos^2\beta}{\varepsilon_\alpha}}=\sqrt{\frac{1{,}13\cos^2 15{,}74055^\circ}{1{,}59}}=0{,}81.$$

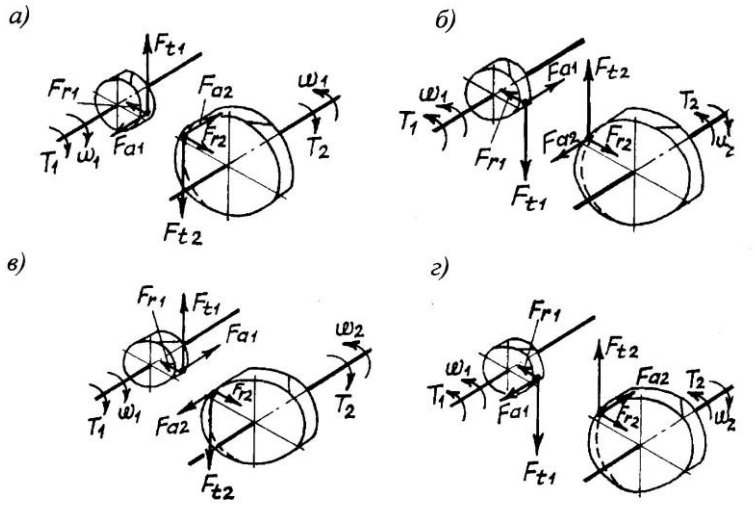


Рис. 2.19. Схема сил в зацеплении косозубой цилиндрической передачи:
а, б – направление линии зуба шестерни – левое, колеса – правое;
в, г – направление линии зуба шестерни – правое, колеса – левое

Уточним коэффициент $K_{H\beta}$. Ранее (см. п.3) мы приняли $K_{H\beta}=1{,}07$ при $\psi_{bd}=0{,}54$. Уточненное значение коэффициента ψ_{bd} в п.5 оказалось равным 0,53 , что практически не отличается от предварительно рассчитанного в п.3, т.е. от 0,54. Таким образом, окончательная величина $K_{H\beta}$ осталась прежней и равной 1,07 (при значительном отличии уточненной величины ψ_{bd} от предварительно рассчитанной в п.3, следует для той же кривой, что и ранее, уточнить коэффициент $K_{H\beta}$).

Коэффициент $K_{H\upsilon}$, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузки передачи при расчете по контактным напряжениям, по табл. 2.13 для окружной скорости $\upsilon=0{,}38\,м/с$ $K_{H\upsilon}\approx 1$ (см. примечание 3). При значениях υ, отличающихся от величин, указанных в табл. 2.13, коэффициент $K_{H\upsilon}$ следует определить линейным интерполированием.

Тогда расчетные контактные напряжения в полюсе зацепления

$$\sigma_H=Z_{H\beta}\sqrt{\frac{E_{пр}F_t K_{H\beta}K_{H\upsilon}K_A}{b_w d_{w1}}\cdot\frac{u_ф+1}{u_ф}}=0{,}81\sqrt{\frac{2{,}1\cdot10^5\cdot 9088\cdot 1{,}07\cdot 1\cdot 1{,}25}{30\cdot 56{,}10}\cdot\frac{3{,}28+1}{3{,}28}}=1140\,Н/мм^2.$$

Сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев обеспечивается, так как выполняется условие:

$$\sigma_H=1140\,Н/мм^2<[\sigma_H]=1335\,Н/мм^2.$$

При $\sigma_H > [\sigma_H]$ наблюдается перегрузка передачи $\Delta\sigma_H$, которая не должна превышать 5%, т.е.

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100\% \le 5\%.$$

При $\sigma_H > 5\%$ можно увеличить рабочую ширину передачи b_w, приняв новое значение b'_w по формуле $b'_w = b_w(\sigma_H / [\sigma_H])^2$, соблюдая условие $\psi_{bd} = b'_w / d_1 \le \psi_{bd\max}$. При повторной проверке условия $\sigma_H \le [\sigma_H]$ уточняется коэффициент $K_{H\beta}$ для нового значения $\psi_{bd} = b'_w / d_1$. Если увеличение рабочей ширины передачи (а соответственно и ширины венца колеса $b'_2 = b'_w$) не дает должного результата, то надо либо увеличить межосевое расстояние a_w, либо выбрать другой вариант термообработки, пересчитать допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ и повторить расчет передачи.

Таблица 2.13 – **Коэффициенты $K_{H\upsilon}$ и $K_{F\upsilon}$, учитывающие внутреннюю динамическую нагрузку цилиндрической зубчатой передачи** [4, 6]

Степень точности по ГОСТ 1643–81	Твердость активных поверхностей зубьев	$K_{H\upsilon}$					$K_{F\upsilon}$				
		υ, м/с									
		1	5	10	15	20	1	5	10	15	20
7	*а*	1,02 / 1,01	1,12 / 1,05	1,25 / 1,10	1,37 / 1,15	1,50 / 1,20	1,02 / 1,01	1,12 / 1,05	1,25 / 1,10	1,37 / 1,15	1,50 / 1,20
	б	1,04 / 1,02	1,20 / 1,08	1,40 / 1,16	1,60 / 1,24	1,80 / 1,32	1,08 / 1,03	1,40 / 1,16	1,80 / 1,32	– / 1,48	– / 1,64
8	*а*	1,03 / 1,01	1,15 / 1,06	1,30 / 1,12	1,45 / 1,18	1,60 / 1,24	1,03 / 1,01	1,15 / 1,06	1,30 / 1,12	1,45 / 1,18	1,60 / 1,24
	б	1,05 / 1,02	1,24 / 1,10	1,48 / 1,19	1,72 / 1,29	1,96 / 1,38	1,10 / 1,04	1,48 / 1,19	1,96 / 1,38	– / 1,58	– / 1,77
9	*а*	1,03 / 1,01	1,17 / 1,07	1,35 / 1,14	1,52 / 1,21	1,70 / 1,28	1,03 / 1,01	1,17 / 1,07	1,35 / 1,14	1,52 / 1,21	1,70 / 1,28
	б	1,06 / 1,02	1,28 / 1,11	1,56 / 1,22	1,84 / 1,34	– / 1,45	1,11 / 1,04	1,56 / 1,22	– / 1,45	– / 1,67	– / –

Примечания: 1. Твердость активных поверхностей зубьев:

а – $H_1 \ge 45HRC_Э$, $H_2 \ge 45HRC_Э$;

б – $\begin{cases} H_1 \le 350HB, H_2 \le 350HB; \\ H_1 \ge 45HRC_Э, H_2 \le 350HB. \end{cases}$

2. Числитель – прямозубые, знаменатель – косозубые передачи. 3. При $\upsilon < 1 м/с$ $K_{H\upsilon} \approx 1$ и $K_{F\upsilon} \approx 1$.

10. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе. Предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба $\sigma_{F\lim}$, соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба, по табл. 2.4 для принятого вида термообработки (улучшение + цементация + закалка):

$$\sigma_{F\lim 1} = \sigma_{F\lim 2} = \sigma_{F\lim} = 750 Н/мм^2.$$

Коэффициент безопасности S_F по табл. 2.4: $S_{F1} = S_{F2} = S_F = 1{,}5$.

Коэффициент приведения μ_F по табл. 2.3:

$\mu_{F1} = 0{,}2$ для $q_F = 9$ (так как H_1>350HB);

$\mu_{F2} = 0{,}2$ для $q_F = 9$ (так как H_2>350HB).

Эквивалентное число циклов нагружения N_{FE} для шестерни и колеса при числе зацеплений за один оборот зуба шестерни $c_1 = 1$ и зуба колеса $c_2 = 1$:

$$N_{FE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 131 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2 = 18,9 \cdot 10^6;$$
$$N_{FE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_{F2} = 60 \cdot 1 \cdot 40 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,2 = 5,8 \cdot 10^6.$$

Базовое число циклов нагружения $N_{F\lim}$ (абсцисса точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба) для всех видов термообработки: $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$. Тогда

$$N_{F\lim 1} = N_{F\lim 2} = N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6.$$

Для определения коэффициента долговечности Y_N при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе сопоставляем полученные величины N_{FE} и $N_{F\lim}$.

Для шестерни $N_{FE1} = 18,9 \cdot 10^6 > N_{F\lim 1} = 4 \cdot 10^6$ и коэффициент долговечности $Y_{N1} = 1$.

Для колеса $N_{FE2} = 5,8 \cdot 10^6 > N_{F\lim 2} = 4 \cdot 10^6$ и в данном случае также коэффициент долговечности $Y_{N2} = 1$.

При $N_{FE1(2)} < N_{F\lim}$ коэффициенты долговечности $Y_{N1(2)}$ рассчитывают по формулам (2.30)…(2.31).

Коэффициент Y_A, учитывающий двустороннее приложение нагрузки, принимают, согласно пояснениям к формуле (2.29), только для реверсивных приводов (для нереверсивных приводов $Y_A = 1$). Проектируемый привод является реверсивным (см. исходные данные) и тогда, при одинаковой термообработке зубьев шестерни и колеса (вариант т.о. V), $Y_{A1} = Y_{A2} = Y_A = 0,75$ – для цементованных сталей.

Тогда допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ по формуле (2.29) для принятого варианта т.о. V при $Y_{N1} = Y_{N2} = Y_N = 1$:

$$[\sigma_{F1}] = [\sigma_{F2}] = [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} Y_N Y_A = \frac{750}{1,5} 1 \cdot 0,75 = 375 H/мм^2.$$

11. Проверочный расчет передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе. Коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}$ при расчете по напряжениям изгиба (рис. 2.17) для кривой 5 при H_1>350НВ и H_2>350НВ для $\psi_{bd} = 0,53$: $K_{F\beta} = 1,1$.

Коэффициент $K_{F\upsilon}$, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по напряжениям изгиба, по табл. 2.13 для $\upsilon = 0,38 м/с$: $K_{F\upsilon} \approx 1$ (см. примечание 3).

Число зубьев эквивалентного прямозубого зубчатого колеса (эквивалентное число зубьев) z_v:

$$z_{v1} = z_1 / \cos^3 \beta = 18 / \cos^3 15,74055° = 20;$$
$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \beta = 59 / \cos^3 15,74055° = 66.$$

Коэффициент формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} согласно рис. 2.20 в зависимости от z_v при коэффициенте смещения исходного контура $x = 0$: для шестерни $Y_{FS1} = 4,08$; для колеса $Y_{FS2} = 3,61$.

Коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев при расчете на изгиб $K_{Fa} = 1,35$ (по табл. 2.12).

Коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии к основанию зуба в косозубой передаче и неравномерного распределения нагрузки [1]:

$$Y_\beta = 1 - (\beta° / 140°) = 1 - (15,74055° / 140°) = 0,89.$$

Коэффициент уменьшения напряжений изгиба в косозубой передаче в сравнении с прямозубой [1]:

$$Y_{F\beta} = K_{F\alpha} Y_\beta / \varepsilon_\alpha = 1,35 \cdot 0,89 / 1,59 = 0,76.$$

Расчетные напряжения при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{F\upsilon} K_A}{b_1 m_n} Y_{FS1} Y_{F\beta} = \frac{9088 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,25}{40 \cdot 3} 4,08 \cdot 0,76 = 323 H/мм^2;$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{F\upsilon} K_A}{b_2 m_n} Y_{FS2} Y_{F\beta} = \frac{9088 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,25}{30 \cdot 3} 3,61 \cdot 0,76 = 381 H/мм^2.$$

Сопротивление усталости зубьев при изгибе обеспечивается при выполнении условия: $\sigma_F \le [\sigma_F]$. Допускается $\sigma_F \le 1,1[\sigma_F]$.

Для шестерни:

$$\sigma_{F1} = 323 Н/мм^2 < [\sigma_F]_1 = 375 Н/мм^2 .$$

Для колеса:

$$\sigma_{F2} = 381 Н/мм^2 > [\sigma_F]_2 = 375 Н/мм^2, \text{ но} < 1{,}1[\sigma_F]_2 = 413 Н/мм^2 .$$

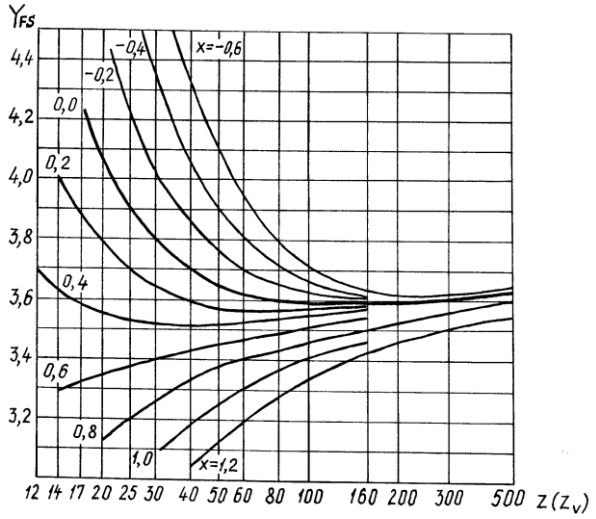


Рис. 2.20. График для определения коэффициента формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} (из ГОСТ 21354–87): z – число зубьев прямозубого цилиндрического зубчатого колеса; z_v – число зубьев эквивалентного прямозубого цилиндрического зубчатого колеса (эквивалентное число зубьев); x – коэффициент смещения исходного контура; (приближенно

$$Y_{FS} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{z_v} - 29{,}7\frac{x}{z_v} + 0{,}092\,x^2 \text{)}$$

12. Проверочный расчет передачи на контактную прочность активных поверхностей зубьев в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета – проверка статической прочности активных поверхностей зубьев при действии пиковой нагрузки, не учтенной при расчете на сопротивление контактной усталости, что позволит предотвратить остаточные деформации или хрупкое разрушение поверхностного слоя.

По табл. 2.4 предельные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H\max}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев, для варианта т.о. V одинаковы для шестерни и колеса и рассчитываются по формуле:

$$[\sigma_{H\max}]_1 = [\sigma_{H\max}]_2 = [\sigma_{H\max}] = 40\text{Н}_{\text{HRCэПОВ}} = 40 \cdot 59{,}5 = 2380 Н/мм^2 .$$

Расчетные максимальные контактные напряжения $\sigma_{H\max}$ при действии пиковой нагрузки

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_П} = 1140\sqrt{2} = 1612 Н/мм^2 ,$$

где $\sigma_H = 1140 Н/мм^2$ – см. п.9; $K_П = T_{пик}/T_{\max} = 2{,}0$ – коэффициент кратковременной перегрузки (см. исходные данные).

Контактная прочность активных поверхностей зубьев в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) обеспечивается, так как выполняется условие

$$\sigma_{H\max} = 1612 Н/мм^2 < [\sigma_{H\max}] = 2380 Н/мм^2 .$$

13. Проверочный расчет передачи на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке). Данный расчет выполняется с целью предупреждения статической поломки зуба при действии пиковой нагрузки.

По табл. 2.4 предельные допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F\max}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого излома зуба пиковой нагрузкой, для варианта т.о. V одинаковы для шестерни и колеса:

$$[\sigma_{F\max}]_1 = [\sigma_{F\max}]_2 = [\sigma_{F\max}] = 1200 Н/мм^2 .$$

Расчетные максимальные напряжения при изгибе $\sigma_{F\max}$ в опасном сечении зуба шестерни и колеса при действии пиковой нагрузки:

$$\sigma_{F\max 1} = \sigma_{F1} K_П = 323 \cdot 2 = 646 Н/мм^2 ;$$

$$\sigma_{F\max 2} = \sigma_{F2} K_П = 381 \cdot 2 = 762 Н/мм^2 ,$$

где σ_{F1} и σ_{F2} – см. п.11.

Изгибная прочность зубьев шестерни и колеса при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) обеспечивается, так как выполняются условия:

$$\sigma_{F\max 1} = 646\,H/мм^2 < [\sigma_{F\max}]_1 = 1200\,H/мм^2;$$
$$\sigma_{F\max 2} = 762\,H/мм^2 < [\sigma_{F\max}]_2 = 1200\,H/мм^2.$$

ПРИМЕР 2.2. РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Цилиндрическую косозубую тихоходную ступень коническо–цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора механического привода (рис. 2.16) заменить на прямозубую цилиндрическую, используя исходные данные примера 2.1.

Порядок расчета

1. Выбор варианта термообработки зубчатых колес и определение средней твердости активной поверхности зубьев. С целью повышения нагрузочной способности передачи и обеспечения компактности привода по табл. 2.2 принимаем вариант термообработки (т.о.) IV: т.о. шестерни – улучшение +цементация+закалка, твердость активной поверхности зубьев 56…63HRC$_Э$; т.о. колеса – улучшение+закалка ТВЧ, твердость активной поверхности зубьев 45…50 HRC$_Э$.

Средняя твердость активной поверхности зуба Н:

$$\mathrm{H}_1 = \mathrm{H}_{\mathrm{HRCэПОВ1}} = \frac{56+63}{2} = 59{,}5\mathrm{HRC}_Э;$$
$$\mathrm{H}_2 = \mathrm{H}_{\mathrm{HRCэПОВ2}} = \frac{45+50}{2} = 47{,}5\mathrm{HRC}_Э.$$

.

2. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев. Предел контактной выносливости активных поверхностей зубьев $\sigma_{H\lim}$, соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для контактных напряжений, по табл. 2.4 для варианта т.о. IV:

$$\sigma_{H\lim 1} = 23\mathrm{H}_{\mathrm{HRCэПОВ1}} = 23\cdot 59{,}5 = 1369\,H/мм^2;$$
$$\sigma_{H\lim 2} = 17\,\mathrm{H}_{\mathrm{HRCэПОВ2}} + 200 = 17\cdot 47{,}5 + 200 = 1008\,H/мм^2.$$

Коэффициент безопасности S_H по табл. 2.4:

$$S_{H1} = 1{,}2;\ S_{H2} = 1{,}2.$$

Коэффициент приведения μ_H по табл. 2.3: $\mu_H = 0{,}5$ для типового режима нагружения 1.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} для шестерни и колеса при числе зацеплений за один оборот зуба шестерни $c_1 = 1$ и зуба колеса $c_2 = 1$ осталось таким же, как и для косозубой передачи (расчет N_{HE1} и N_{HE2} см. пример 2.1, п.2):

$$N_{HE1} = 47{,}2\cdot 10^6;\ N_{HE2} = 14{,}4\cdot 10^6.$$

Базовое число циклов нагружения $N_{H\lim}$ (абсцисса точки перелома кривой усталости для контактных напряжений) по формуле (2.18) для варианта т.о. IV:

$$N_{H\lim 1} = 30(\mathrm{H}_{\mathrm{HB1}})^{2{,}4} = 30\cdot 595^{2{,}4} = 136{,}8\cdot 10^6,$$

где среднюю твердость активной поверхности зуба шестерни H_1=59,5HRC$_Э$ переводим в единицы НВ, получая $\mathrm{H}_{\mathrm{HB1}}$=595НВ (см. табл. 2.5);

$$N_{H\lim 2} = 30(\mathrm{H}_{\mathrm{HB2}})^{2{,}4} = 30\cdot 455^{2{,}4} = 71{,}8\cdot 10^6.$$

Согласно формуле (2.18) полученные значения $N_{H\lim 1}$ и $N_{H\lim 2}$ не должны превышать $120\cdot 10^6$. У нас это условие не выполняется для $N_{H\lim 1}$. Принимаем $N_{H\lim 1} = 120\cdot 10^6$.

Для определения коэффициента долговечности Z_N при расчете передачи на сопротивление контактной усталости сопоставляем полученные величины N_{HE} и $N_{H\lim}$. При $N_{HE1(2)} \geq N_{H\lim 1(2)}$ $Z_{N1(2)} = 1$. В нашем примере:

для шестерни $N_{HE1} = 47,2 \cdot 10^6 < N_{H\lim 1} = 120 \cdot 10^6$ и коэффициент долговечности Z_{N1} рассчитываем по формуле (2.19):

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim 1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{47,2 \cdot 10^6}} = 1,17;$$

для колеса $N_{HE2} = 14,4 \cdot 10^6 < N_{H\lim 2} = 71,8 \cdot 10^6$ и аналогичным образом

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim 2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{71,8 \cdot 10^6}{14,4 \cdot 10^6}} = 1,31.$$

Коэффициенты долговечности Z_{N1} и Z_{N2} не превышают $Z_{N\max} = 1,8$ при $S_H = 1,2$.

Тогда допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_{1(2)}$ согласно формуле (2.17) для принятого варианта т.о. IV:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\lim 1}}{S_{H1}} Z_{N1} = \frac{1369}{1,2} 1,17 = 1335 H/мм^2;$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\lim 2}}{S_{H2}} Z_{N2} = \frac{1008}{1,2} 1,31 = 1100 H/мм^2.$$

Минимальная величина допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]_{\min} = [\sigma_H]_2 = 1100 H/мм^2$.

При известных величинах $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ для передачи с прямыми зубьями в сборе для всех вариантов термообработки допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ принимают: $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}$. Тогда в нашем примере:

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min} = 1100 H/мм^2$$

3. Межосевое расстояние передачи. Рассчитываемая цилиндрическая передача расположена относительно опор несимметрично и является нераздвоенной. По табл. 2.6 для такой передачи при твердости активных поверхностей зубьев H_1>350HB и H_2>350HB коэффициент рабочей ширины передачи относительно межосевого расстояния:

$$\psi_{ba} = b_w / a_w = 0,2...0,25.$$

Принимаем $\psi_{ba} = 0,25$, учитывая заданный режим нагружения (1 – тяжёлый).

Тогда коэффициент рабочей ширины передачи относительно делительного диаметра шестерни (предварительно):

$$\psi_{bd} = b_w / d_1 = 0,5 \psi_{ba} (i+1) = 0,5 \cdot 0,25 (3,28+1) = 0,54.$$

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ при расчете по контактным напряжениям (рис. 2.2) для кривой 5 при H_1>350HB и H_2>350HB для $\psi_{bd} = 0,54$: $K_{H\beta} = 1,07$.

По табл. 2.7 коэффициент внешней динамической нагрузки $K_A = 1,25$ (режим работы двигателя 1 – равномерный; режим работы ведомой машины 2 – с малой неравномерностью).

При приведенном модуле упругости для стали $E_{пр} = 2,1 \cdot 10^5 H/мм^2$ и вращающем моменте на колесе ступени $T_2 = 835,6 H \cdot м = 835,6 \cdot 10^3 H \cdot мм$ межосевое расстояние рассчитываемой прямозубой цилиндрической передачи (предварительно):

$$a'_w \geq 0,85(u+1) \sqrt[3]{\frac{E_{пр} T_2 K_{H\beta} K_A}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}} = 0,85(3,28+1) \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 835,6 \cdot 10^3 \cdot 1,07 \cdot 1,25}{0,25 \cdot 3,28^2 \cdot 1100^2}} = 151 мм,$$

где u - передаточное число; для понижающей передачи $u = i$.

По ряду $Ra\,40$ ГОСТ 6636–69 (табл. 2.8) принимаем ближайшее $a_w = 150 мм$.

4. Модуль передачи, числа зубьев шестерни и колеса. Ориентировочно величина модуля m для прямозубой передачи может быть определена по соотношению, приведенному в табл. 2.9 для твердостей активных поверхностей зубьев H_1>350HB и H_2>350HB:

$$m = (0,016...0,0315)\,a_w = (0,016...0,0315)150 = 2,4...4,7\,мм\,.$$

По табл. 2.10 для полученного диапазона модулей $2,4...4,7\,мм$ стандартными значениями 1-го ряда являются $m = 2,5$; 3 и 4 $мм$.

При расчете прямозубой цилиндрической передачи следует принимать такое стандартное значение модуля m из полученного диапазона, чтобы суммарное число зубьев шестерни и колеса $z_\Sigma = 2a_w / m$ было целым числом. Принятая величина m не должна быть меньше $m_{\min} = 1мм$. В нашем примере для всех трех стандартных значений m (2,5; 3 и 4 $мм$) величина z_Σ получается целым числом. Рассчитываемая передача относится к передачам с высокотвёрдыми зубьями (H_1>350HB и H_2>350HB), поэтому стандартным принимаем модуль $m = 4мм$. Тогда:

$$z_\Sigma = 2a_w / m = 2 \cdot 150 / 4 = 75\,.$$

Число зубьев шестерни $z_1 = z_\Sigma / (u+1) = 75/(3,28+1) = 18 > z_{1\min} = 17$.

При $z_1 < 17$ применяют высотное смещение исходного контура с целью исключения подрезания зубьев и повышения их изгибной прочности. Коэффициенты смещения [3]:

$$x_1 = (17 - z_1)/17 \le 0,6\,;\ x_2 = -x_1\,.$$

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 75 - 18 = 57\,.$$

Фактическое передаточное число рассчитываемой передачи

$$u_\phi = z_2 / z_1 = 57/18 = 3,17\,.$$

Отклонение Δu передаточного числа u_ϕ от u:

$$\Delta u = \left|\frac{u_\phi - u}{u}\right| 100\% = \left|\frac{3,17 - 3,28}{3,28}\right| 100\% = 3,4\% < [\Delta u] = 4\%\,.$$

5. Основные размеры шестерни и колеса. Диаметры делительные (точность расчетов – два знака после запятой):

$$d_1 = m z_1 = 4 \cdot 18 = 72\,мм\,;$$

$$d_2 = m z_2 = 4 \cdot 57 = 228\,мм\,.$$

Диаметры начальные (передача без смещения): $d_{w1} = d_1$; $d_{w2} = d_2$.

Проверка:

$$(d_{w1} + d_{w2})/2 = a_w\,;\ (72 + 228)/2 = 150\,мм\,.$$

Выполненная проверка справедлива для прямозубой передачи без смещения и при высотной коррекции зацепления.

При коэффициентах высоты головки зуба $h_a^* = 1$ и радиального зазора $c^* = 0,25$ высоты головки h_a и ножки h_f зуба (в нашем случае передача без смещения и коэффициенты смещения $x_1 = 0$ и $x_2 = 0$):

$$h_{a1} = (h_a^* + x_1)\,m = (1+0)\,4 = 4\,мм\,;$$

$$h_{a2} = (h_a^* + x_2)\,m = (1+0)\,4 = 4\,мм\,;$$

$$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_1)\,m = (1+0,25-0)\,4 = 5\,мм\,;$$

$$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_2)\,m = (1+0,25-0)\,4 = 5\,мм\,.$$

Для передачи с высотным смещением исходного контура ($x_1 > 0$; $x_2 = -x_1$) при расчете $h_{a1(2)}$ и $h_{f1(2)}$ коэффициенты смещения x_1 и x_2 подставляют со своими знаками. При этом соотношение высот головок и ножек зубьев изменяется: $h_{a1} > h_{a2}$; $h_{f1} < h_{f2}$.

Диаметры окружностей вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 72 + 2 \cdot 4 = 80\,мм\,;$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 228 + 2 \cdot 4 = 236\,мм\,.$$

Диаметры окружностей впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 72 - 2 \cdot 5 = 62\,мм\,;$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 228 - 2 \cdot 5 = 218\,мм .$$

Рабочая ширина передачи (округляется до целого числа):

$$b_w = \psi_{ba}\, a_w = 0,25 \cdot 150 = 38\,мм .$$

Ширина венца колеса

$$b_2 = b_w = 38\,мм .$$

Ширина венца шестерни

$$b_1 = b_2 + (5...10)мм = 38 + 10 = 48\,мм .$$

Окончательно коэффициент ψ_{bd}:

$$\psi_{bd} = b_w / d_1 = 38/72 = 0,53 ,$$

что не превышает $\psi_{bd\max} = 0,65...0,8$ по табл. 2.6 для несимметрично расположенной относительно опор нераздвоенной ступени при H_1>350НВ и H_2>350НВ.

6. Выбор марки стали для изготовления зубчатых колес. Для варианта т.о. IV марки сталей различны для шестерни и колеса (см. табл. 2.2). При выборе конкретной марки стали по табл. 2.1 диаметр заготовки шестерни $D_{заг}$ (рис. 2.18, *а*) не должен превышать предельного значения $D_{пред}$, а для колеса толщины заготовки диска $C_{заг}$ и обода $S_{заг}$ (рис. 2.18, *б*) – предельного значения $S_{пред}$.

Тогда:

$$D_{заг} = d_{a1} + 6мм = 80 + 6 = 86\,мм ;$$
$$C_{заг} = 0,5 b_2 = 0,5 \cdot 38 = 19\,мм ;$$
$$S_{заг} = 8m = 8 \cdot 4 = 32\,мм .$$

По табл. 2.2 принимаем для изготовления шестерни легированную сталь 20Х, а для изготовления колеса - легированную сталь 40Х. По табл. 2.1 имеем:

а) для шестерни (т.о. улучшение +цементация+закалка, твердость активной поверхности зубьев 56…63$HRC_Э$), сталь 20Х

$$D_{заг} = 86\,мм < D_{пред} = 200\,мм ;$$

б) для колеса (т.о. улучшение+закалка ТВЧ, твердость активной поверхности зубьев 45…50 $HRC_Э$), сталь 40Х

$$C_{заг} = 19\,мм \text{ и } S_{заг} = 32\,мм < S_{пред} = 80\,мм .$$

Сталь 20Х подходит для изготовления шестерни, а сталь 40Х – для колеса.

7. Степень точности передачи. Окружная скорость шестерни и колеса в полюсе зацепления

$$\upsilon = \pi d_{w2} n_2 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 228 \cdot 40 / (60 \cdot 10^3) = 0,48\,м/с .$$

По табл. 2.11, исходя из $\upsilon = 0,48\,м/с$, для цилиндрической передачи с прямыми зубьями принимаем 9-ю степень точности.

8. Определение сил, действующих в прямозубом зацеплении цилиндрической передачи. Окружная сила F_t на начальном цилиндре в торцовом сечении прямозубой цилиндрической передачи при вращающем моменте на валу колеса $T_2 = 835,6\,Н \cdot м = 835,6 \cdot 10^3\,Н \cdot мм$:

$$F_t = 2T_2 / d_{w2} = 2 \cdot 835,6 \cdot 10^3 / 228 = 7330\,Н .$$

При этом для шестерни и колеса

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 7330\,Н .$$

Радиальная сила F_r для шестерни и колеса:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \operatorname{tg}20° = 7330 \operatorname{tg}20° = 2668\,Н .$$

Направления сил F_{t1} и F_{r1} на шестерне противоположны направлениям соответствующих сил F_{t2} и F_{r2} на колесе.

На рис. 2.21 показаны направления сил F_t и F_r для шестерни и колеса прямозубой цилиндрической передачи в зависимости от направления вращения шестерни.

9. Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев. Коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1}+\frac{1}{z_2}\right) = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{18}+\frac{1}{57}\right) = 1{,}65 .$$

Уточним коэффициент $K_{H\beta}$. Ранее (см. п.3) мы приняли $K_{H\beta} = 1{,}07$ при $\psi_{bd} = 0{,}54$. Уточненное значение коэффициента ψ_{bd} в п.5 оказалось равным $0{,}53$, что практически не отличается от предварительно рассчитанного в п.3, т.е. от $0{,}54$. Таким образом, окончательная величина $K_{H\beta}$ осталась прежней и равной $1{,}07$ (при значительном отличии уточненной величины ψ_{bd} от предварительно рассчитанной в п.3, следует для той же кривой, что и ранее, уточнить коэффициент $K_{H\beta}$).

Коэффициент $K_{H\upsilon}$, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку при расчете по контактным напряжениям, по табл. 2.13 для окружной скорости в зацеплении $\upsilon = 0{,}48 м/с$ $K_{H\upsilon} = 1$ (см. примечание 3).

Тогда расчетные контактные напряжения в полюсе зацепления

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{np} F_t K_{H\beta} K_{H\upsilon} K_A}{b_w d_{w1}} \cdot \frac{u_\phi + 1}{u_\phi}} = \sqrt{\frac{2{,}1\cdot 10^5 \cdot 7330 \cdot 1{,}07 \cdot 1 \cdot 1{,}25}{38 \cdot 72} \cdot \frac{3{,}17+1}{3{,}17}} = 995 Н/мм^2 .$$

Сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев обеспечивается, так как выполняется условие:

$$\sigma_H = 995 Н/мм^2 < [\sigma_H] = 1100 Н/мм^2 .$$

Рекомендации при $\sigma_H > [\sigma_H]$ см. пример 2.1, п.9.

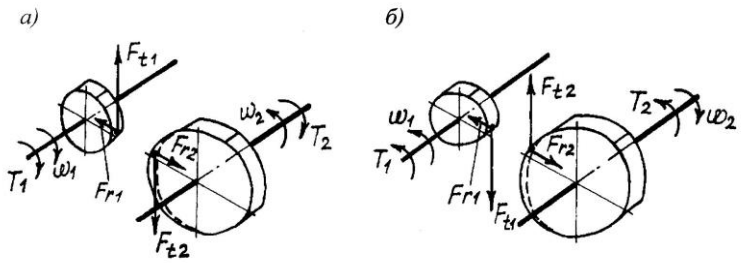


Рис. 2.21. Схема сил в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи

10. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе. Предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба $\sigma_{F\lim}$, соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба, по табл. 2.4 для варианта т.о. IV:

а) для шестерни (т.о. улучшение+цементация+закалка) $\sigma_{F\lim 1} = 750 Н/мм^2$;

б) для колеса (т.о. улучшение + закалка ТВЧ) при $m \geq 3 мм$ $\sigma_{F\lim 2} = 650 Н/мм^2$;

Коэффициент безопасности S_F по табл. 2.4: для шестерни $S_{F1} = 1{,}5$; для колеса $S_{F2} = 1{,}7$.

Коэффициент приведения μ_F по табл. 2.3:

$\mu_{F1} = 0{,}2$ для $q_F = 9$ (так как H_1>350НВ);

$\mu_{F1} = 0{,}2$ для $q_F = 9$ (так как H_2>350НВ).

Эквивалентное число циклов нагружения N_{FE} при расчете по напряжениям изгиба для шестерни и колеса при числе зацеплений за один оборот зуба шестерни $c_1 = 1$ и зуба колеса $c_2 = 1$:

$$N_{FE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 131 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0{,}2 = 18{,}9 \cdot 10^6 ;$$

$$N_{FE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_{F2} = 60 \cdot 1 \cdot 40 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0{,}2 = 5{,}8 \cdot 10^6 .$$

Базовое число циклов нагружения $N_{F\lim}$ (абсцисса точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба) для всех видов термообработки: $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$.

Тогда

$$N_{F\lim 1} = N_{F\lim 2} = N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6 .$$

Для определения коэффициента долговечности Y_N при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе сопоставляем полученные величины N_{FE} и $N_{F\lim}$.

Для шестерни $N_{FE1} = 18,9 \cdot 10^6 > N_{F\lim 1} = 4 \cdot 10^6$ и коэффициент долговечности $Y_{N1} = 1$.

Для колеса $N_{FE2} = 5,8 \cdot 10^6 > N_{F\lim 2} = 4 \cdot 10^6$ и в данном случае также коэффициент долговечности $Y_{N2} = 1$.

При $N_{FE1(2)} < N_{F\lim 1(2)}$ коэффициенты долговечности $Y_{N1(2)}$ рассчитывают по формулам (2.30)…(2.31).

Коэффициент Y_A, учитывающий двустороннее приложение нагрузки, принимают, согласно пояснениям к формуле (2.29), только для реверсивных приводов (для нереверсивных приводов $Y_A = 1$). Проектируемый привод является реверсивным (см. исходные данные) и тогда для шестерни (сталь цементованная) $Y_{A1} = 0,75$, для колеса (сталь закалена ТВЧ) $Y_{A2} = 0,75$.

Тогда допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ по формуле (2.29):

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\lim 1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_{A1} = \frac{750}{1,5} \cdot 1 \cdot 0,75 = 375 H/мм^2 ;$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim 2}}{S_{F2}} Y_{N2} Y_{A2} = \frac{650}{1,7} \cdot 1 \cdot 0,75 = 287 H/мм^2 .$$

11. Проверочный расчет передачи на сопротивление усталости при изгибе. Коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}$ при расчете по напряжениям изгиба (рис. 2.17) для кривой 5 при H_1>350НВ и H_2>350НВ для $\psi_{bd} = 0,53$: $K_{F\beta} = 1,1$.

Коэффициент $K_{F\upsilon}$, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по напряжениям изгиба, по табл. 2.13 для $\upsilon = 0,48 м/с$: $K_{F\upsilon} = 1$ (см. примечание 3).

Коэффициент формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} согласно рис. 2.20 в зависимости от числа зубьев z при коэффициенте смещения исходного контура x: для шестерни ($z_1 = 18$, $x_1 = 0$) $Y_{FS1} = 4,2$; для колеса ($z_2 = 57$, $x_2 = 0$) $Y_{FS2} = 3,63$.

Расчетные напряжения при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{F\upsilon} K_A}{b_1 m} Y_{FS1} = \frac{7330 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,25}{48 \cdot 4} 4,2 = 220 H/мм^2 ;$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{F\upsilon} K_A}{b_2 m} Y_{FS2} = \frac{7330 \cdot 1,1 \cdot 1 \cdot 1,25}{38 \cdot 4} 3,63 = 241 H/мм^2 .$$

Сопротивление усталости зубьев при изгибе обеспечивается при выполнении условия: $\sigma_F \le [\sigma_F]$. Допускается $\sigma_F \le 1,1[\sigma_F]$.

В нашем примере:

$$\sigma_{F1} = 220 H/мм^2 < [\sigma_F]_1 = 375 H/мм^2 ;$$

$$\sigma_{F2} = 241 H/мм^2 < [\sigma_F]_2 = 287 H/мм^2 .$$

Условия выполняются.

12. Проверочный расчет передачи на контактную прочность активных поверхностей зубьев в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета – проверка статической прочности активных поверхностей зубьев при действии пиковой нагрузки, не учтенной при расчете на сопротивление контактной усталости, что позволит предотвратить остаточные деформации или хрупкое разрушение поверхностного слоя.

По табл. 2.4 предельные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H\max}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев, для варианта т.о. IV:

а) шестерня (т.о. улучшение +цементация+закалка):

$$[\sigma_{H\max}]_1 = 40\text{Н}_{\text{HRCэПОВ1}} = 40 \cdot 59,5 = 2380 H/мм^2 ;$$

б) колесо (т.о. улучшение+закалка ТВЧ) при $m \ge 3 мм$:

$$[\sigma_{H\max}]_2 = 40\text{H}_{\text{HRCэПОВ2}} = 40 \cdot 47{,}5 = 1900\,H/мм^2,$$

Минимальная величина $[\sigma_{H\max}]_{\min} = [\sigma_{H\max}]_2 = 1900\,H/мм^2$.

Расчетные максимальные контактные напряжения $\sigma_{H\max}$ при действии пиковой нагрузки

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_П} = 995\sqrt{2} = 1407\,H/мм^2,$$

где $\sigma_H = 995\,H/мм^2$ – см.п.9; $K_П = T_{тик}/T_{\max} = 2$ – коэффициент кратковременной перегрузки (см. исходные данные).

Контактная прочность активных поверхностей зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), обеспечивается, так как выполняется условие:

$$\sigma_{H\max} = 1407\,H/мм^2 < [\sigma_{H\max}]_{\min} = 1900\,H/мм^2.$$

13. Проверочный расчет передачи на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке). Данный расчет выполняется с целью предупреждения статической поломки зуба при действии пиковой нагрузки.

По табл. 2.4 предельные допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F\max}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого излома зуба пиковой нагрузкой, для варианта т.о. IV:

а) шестерня (т.о. улучшение+цементация+закалка) $[\sigma_{F\max}]_1 = 1200\,H/мм^2$;

б) колесо (т.о. улучшение+закалка ТВЧ) при $m \geq 3мм$

$$[\sigma_{F\max}]_2 = 1260\,H/мм^2.$$

Расчетные максимальные напряжения при изгибе $\sigma_{F\max}$ в опасном сечении зуба шестерни и колеса при действии пиковой нагрузки:

$$\sigma_{F\max 1} = \sigma_{F1} K_П = 220 \cdot 2 = 440\,H/мм^2;$$

$$\sigma_{F\max 2} = \sigma_{F2} K_П = 241 \cdot 2 = 482\,H/мм^2,$$

где σ_{F1} и σ_{F2} – см. п.11.

Изгибная прочность зубьев шестерни и колеса в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) обеспечивается, так как выполняются условия:

$$\sigma_{F\max 1} = 440\,H/мм^2 < [\sigma_{F\max}]_1 = 1200\,H/мм^2;$$

$$\sigma_{F\max 2} = 482\,H/мм^2 < [\sigma_{F\max}]_2 = 1260\,H/мм^2.$$

ПРИМЕР 2.3. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С КРУГОВЫМИ ЗУБЬЯМИ

Исходные данные:

а) ступень быстроходная коническо–цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора механического привода (рис. 2.16);

б) передаточное отношение $i = i_Б = 3{,}62$ (здесь индекс $Б$ – быстроходная ступень);

в) частота вращения конической шестерни $n_1 = 475\ \ мин^{-1}$;

г) частота вращения конического колеса $n_2 = 131\ \ мин^{-1}$;

д) вращающий момент на коническом колесе $T_2 = 264{,}6\,H \cdot м$;

е) требуемый ресурс работы $L_h = 12 \cdot 10^3\ \ ч$;

ж) типовой режим нагружения – 1 (тяжелый);

з) расположение относительно опор: конической шестерни – консольное, конического колеса – несимметричное;

и) коэффициент кратковременной перегрузки $K_П = T_{тик}/T_{НОМ} = 2{,}0$;

к) редуктор нестандартный; привод реверсивный; возможный режим нагружения ведомой машины с малой неравномерностью; желательно обеспечение компактности привода.

Порядок расчета

1. Выбор варианта термообработки зубчатых колес и определение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев. Так как для зубчатых колес тихоходной косозубой цилиндрической ступени данного редуктора был принят вариант термообработки V (см. пример 2.1, п.1), то для быстроходной конической ступени предусматриваем такой же вариант термообработки. При этом сохраняются величины, рассчитанные или принятые ранее в примере 2.1, п.1…2:

а) средняя твердость активной поверхности зуба $H_{HRCэПОВ}$:

$$H_{HRCэПОВ1} = H_{HRCэПОВ2} = 59,5HRC_Э;$$

б) предел контактной выносливости активных поверхностей зубьев $\sigma_{H\lim}$, соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для контактных напряжений:

$$\sigma_{H\lim 1} = \sigma_{H\lim 2} = 1369 H/мм^2;$$

в) коэффициент безопасности S_H: $S_{H1} = S_{H2} = 1,2$;

г) коэффициент приведения $\mu_H = 0,5$ – для типового режима нагружения 1;

д) базовое число циклов нагружения $N_{H\lim}$ (абсцисса точки перелома кривой усталости для контактных напряжений):

$$N_{H\lim 1} = N_{H\lim 2} = 120 \cdot 10^6.$$

Однако эквивалентное число циклов нагружения N_{HE1} и N_{HE2}, а также коэффициенты долговечности Z_{N1} и Z_{N2} будут отличаться от рассчитанных в примере 2.1 п.2 ввиду других значений частот вращения конической шестерни n_1 и конического колеса n_2:

$$N_{HE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 475 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 171,0 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 131 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0,5 = 47,2 \cdot 10^6.$$

Так как $N_{HE1} = 171,0 \cdot 10^6 > N_{H\lim 1} = 120 \cdot 10^6$, то $Z_{N1} = 1$. При $N_{HE1} < N_{H\lim 1}$ - см. формулу (2.19).

Для $N_{HE2} = 47,2 \cdot 10^6 < N_{H\lim 2} = 120 \cdot 10^6$ согласно формуле (2.20):

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim 2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{120 \cdot 10^6}{47,2 \cdot 10^6}} = 1,17,$$

что меньше $Z_{N\max} = 1,8$ при $S_H = 1,2$. При $N_{HE2} \geq N_{H\lim 1}$ $Z_{N2} = 1$.

Тогда допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]_{1(2)}$ согласно формуле (2.17) для варианта термообработки V:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\lim 1}}{S_{H1}} Z_{N1} = \frac{1369}{1,2} 1 = 1141 H/мм^2;$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\lim 2}}{S_{H2}} Z_{N2} = \frac{1369}{1,2} 1,17 = 1335 H/мм^2.$$

Минимальная величина допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]_{\min} = [\sigma_H]_1 = 1141 H/мм^2$.

Согласно условию (2.22) в качестве допускаемых контактных напряжений для конической передачи с круговыми зубьями принимают:

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0,45(1141 + 1335) = 1114 H/мм^2.$$

При этом должно выполняться условие

$$[\sigma_H] \geq [\sigma_H]_{\min} = 1141 H/мм^2.$$

Так как мы получили $[\sigma_H] = 1114 H/мм^2 < [\sigma_H]_{\min} = 1141 H/мм^2$, то окончательно принимаем

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min} = 1141 H/мм^2.$$

2. Основные параметры передачи. В конической передаче коэффициент K_{be} ширины b зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния R_e рекомендуется: $K_{be} = b/R_e \le 0,3$. Принимаем наиболее распространенное значение $K_{be} = 0,285$. Передаточное число $u = z_2/z_1$ для понижающей передачи: $u = i = 3,62$.

С целью повышения жесткости опор конической зубчатой передачи предполагаем использование конических роликоподшипников (т.е. опоры роликовые).

Определяем величину

$$\frac{K_{be}u}{2-K_{be}} = \frac{0,285 \cdot 3,62}{2-0,285} = 0,60.$$

По табл. 2.14 для $K_{be}u/(2-K_{be}) = 0,60$ и роликовых опор при твердости активных поверхностей зубьев *а* (H_1>45HRC$_Э$, H_2>45HRC$_Э$) для передачи с круговыми зубьями коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца конической передачи, при расчете по контактным напряжениям: $K_{H\beta} = 1,15$.

Таблица 2.14 – **Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$, учитывающие неравномерность распределения нагрузки по ширине венца конической зубчатой передачи**

$\frac{K_{be}u}{2-K_{be}}$	$K_{H\beta}$				$K_{F\beta}$			
	Шариковые опоры		Роликовые опоры		Шариковые опоры		Роликовые опоры	
	Твердость активных поверхностей зубьев							
	а	*б*	*а*	*б*	*а*	*б*	*а*	*б*
0,2	$\frac{1,16}{1,08}$	$\frac{1,07}{1}$	$\frac{1,08}{1,04}$	$\frac{1,04}{1}$	$\frac{1,25}{1,13}$	$\frac{1,13}{1,07}$	$\frac{1,15}{1,07}$	$\frac{1,08}{1,04}$
0,4	$\frac{1,37}{1,18}$	$\frac{1,14}{1}$	$\frac{1,20}{1,10}$	$\frac{1,08}{1}$	$\frac{1,55}{1,27}$	$\frac{1,29}{1,15}$	$\frac{1,30}{1,15}$	$\frac{1,15}{1,08}$
0,6	$\frac{1,58}{1,29}$	$\frac{1,23}{1}$	$\frac{1,32}{1,15}$	$\frac{1,13}{1}$	$\frac{1,92}{1,45}$	$\frac{1,47}{1,23}$	$\frac{1,48}{1,24}$	$\frac{1,25}{1,12}$
0,8	$\frac{1,80}{1,40}$	$\frac{1,34}{1}$	$\frac{1,44}{1,22}$	$\frac{1,18}{1}$	–	$\frac{1,70}{1,33}$	$\frac{1,67}{1,34}$	$\frac{1,35}{1,17}$
1,0	–	$\frac{-}{1}$	$\frac{1,55}{1,28}$	$\frac{1,23}{1}$	–	–	$\frac{1,90}{1,43}$	$\frac{1,45}{1,22}$

Примечания: 1. Твердость активных поверхностей зубьев:

а – $H_1 \ge 45HRC_Э$, $H_2 \ge 45HRC_Э$;

б – $\begin{cases} H_1 \le 350HB, H_2 \le 350HB; \\ H_1 \ge 45HRC_Э, H_2 \le 350HB. \end{cases}$

2. Числитель – коническая передача с прямыми зубьями, знаменатель – с круговыми зубьями.

3. Значения коэффициентов $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ соответствуют консольному расположению одного из зубчатых колес конической передачи.

По табл. 2.7 коэффициент внешней динамической нагрузки $K_A = 1,25$ (режим работы двигателя 1 – равномерный; режим работы ведомой машины 2 – с малой неравномерностью).

Зададимся коэффициентом ϑ_H, учитывающим влияние вида зубьев конической передачи при расчёте её на контактную усталость. По табл. 2.15 для варианта термообработки V:

$$\vartheta_H = 0,81 + 0,15u = 0,81 + 0,15 \cdot 3,62 = 1,35.$$

При приведённом модуле упругости для стали $E_{пр} = 2,1 \cdot 10^5 \, Н/мм^2$ и вращающем моменте на коническом колесе ступени $T_2 = 264,4 \, Н \cdot м = 264,4 \cdot 10^3 \, Н \cdot мм$ внешний делительный диаметр колеса рассчитываемой конической передачи (предварительно):

$$d'_{e2} = 2,9 \sqrt[3]{\frac{E_{пр} T_2 K_{H\beta} K_A u}{\vartheta_H [\sigma_H]^2}} = 2,9 \sqrt[3]{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 264,6 \cdot 10^3 \cdot 1,15 \cdot 1,25 \cdot 3,62}{1,35 \cdot 1141^2}} = 159 \, мм.$$

Внешний делительный диаметр шестерни

$$d_{e1} = d'_{e2}/u = 159/3,62 = 43,9227 \, мм.$$

По графику рис. 2.22, a принимаем число зубьев шестерни с круговыми зубьями $z_1^* = 13$. Окончательная величина числа зубьев шестерни z_1 принимается по табл. 2.16 в зависимости от твердости активных поверхностей зубьев. В нашем примере для варианта т.о. V (H_1>45HRC$_Э$ и H_2>45HRC$_Э$) $z_1 = z_1^* = 13$.

При этом выполняется условие:

$$z_1 = 13 > z_{1\min} = 8,$$

где $z_{1\min} = 8$ для круговых зубьев при $u > 3{,}15$ (см. табл. 2.17).

Тогда число зубьев колеса

$z_2 = z_1 u = 13 \cdot 3{,}62 = 47$.

Таблица 2.15 – **Значения коэффициентов ϑ_H и ϑ_F для конической зубчатой передачи с круговыми зубьями**

Вариант термообработки	Твердость активной поверхности зубьев	ϑ_H	ϑ_F
I	$H_1 \le 350$HB; $H_2 \le 350$HB	1,22+0,2 u	0,94+0,08 u
II	$H_1 \ge 45$HRC$_Э$; $H_2 \le 350$HB	1,13+0,13 u	0,85+0,043 u
III, IV, V	$H_1 \ge 45$HRC$_Э$; $H_2 \ge 45$HRC$_Э$	0,81+0,15 u	0,65+0,11 u
Примечание. u – передаточное число рассчитываемой конической зубчатой передачи			

Фактическое передаточное число передачи

$$u_ф = z_2 / z_1 = 47/13 = 3{,}62.$$

Отклонение Δu передаточного числа $u_ф$ от u:

$$\Delta u = \left| \frac{u_ф - u}{u} \right| 100\% \le [\Delta u] = 4\%.$$

В нашем случае это условие выполняется: $\Delta u = 0$.

Внешний окружной модуль

$$m_{te} = d_{e1} / z_1 = 43{,}9227/13 = 3{,}3787\ мм.$$

До стандартного значения модуль m_{te} не округляют.

Уточняем внешний делительный диаметр колеса:

$$d_{e2} = m_{te} z_2 = 3{,}3787 \cdot 47 = 158{,}7989\ мм.$$

Углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2:

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} u_ф = \operatorname{arctg} 3{,}62 = 74{,}55755^\circ = 74^\circ 33' 27'';$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 74{,}55755^\circ = 15{,}44245^\circ = 15^\circ 26' 33''.$$

Внешнее делительное конусное расстояние при $\sin\delta_1 = \sin 15{,}44245^\circ = 0{,}26627$:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2\sin\delta_1} = \frac{43{,}9227}{2 \cdot 0{,}26627} = 82{,}4777\ мм.$$

Ширина зубчатого венца шестерни и колеса

$$b = R_e K_{be} = 82{,}4777 \cdot 0{,}285 = 24\ мм.$$

При этом величина b не должна превосходить значения $10 m_{te}$. В нашем примере:

$$b = 24\ мм < 10 m_{te} = 10 \cdot 3{,}3787 = 33{,}787\ мм.$$

Если получилось $b > 10 m_{te}$, то следует принять $b = 10 m_{te}$ и уточнить коэффициент $K_{be} = b / R_e$.

Среднее делительное конусное расстояние:

$$R_m = R_e - \frac{b}{2} = 82{,}4777 - \frac{24}{2} = 70{,}4777\ мм.$$

Средний окружной модуль:

$$m_{tm} = m_{te}\,(R_m / R_e) = 3{,}3787\,(70{,}4777 / 82{,}4777) = 2{,}8871\,мм\,.$$

Средний нормальный модуль при $\cos\beta_m = \cos 35° = 0{,}81915$:

$$m_{nm} = m_{tm}\cos\beta_m = 2{,}8871 \cdot 0{,}81915 = 2{,}3650\,мм\,.$$

Для конических зубчатых колес с круговыми зубьями в качестве расчетного принимают средний нормальный модуль m_{nm} в середине зубчатого венца. Но так как круговые зубья нарезают немодульным инструментом (зуборезной головкой), позволяющим нарезать зубчатые колеса с модулями, изменяющимися в некотором непрерывном диапазоне, то допускается применять передачи с нестандартными и дробными модулями.

В нашем примере в качестве варианта полученную величину m_{nm} до стандартного значения не округляем.

Таблица 2.16 – **Число зубьев конической шестерни z_1 с прямыми и круговыми зубьями в зависимости от термообработки зубчатых колес**

Вариант термообработки	Твердость активных поверхностей зубьев	z_1
I	$H_1 \le 350HB$ и $H_2 \le 350HB$	$1{,}6\,z_1^*$
II	$H_1 \ge 45HRC_Э$ и $H_2 \le 350HB$	$1{,}3\,z_1^*$
III, IV, V	$H_1 > 45HRC_Э$ и $H_2 > 45HRC_Э$	z_1^*
Примечание. z_1^* – число зубьев конической шестерни, определяемое по графикам (рис. 2.22)		

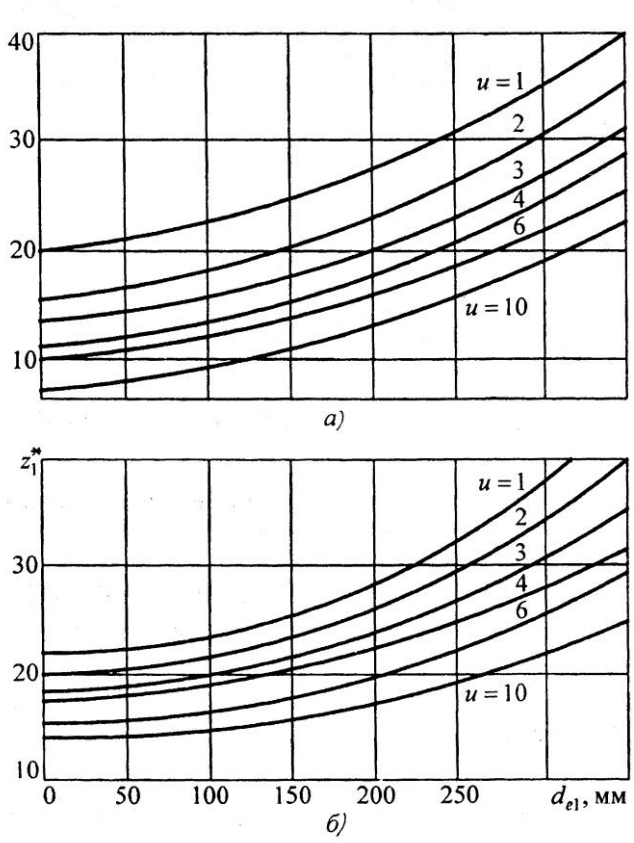


Рис 2.22. Графики для определения чисел зубьев шестерни z_1^* [4]: а – с круговым зубом; б – прямозубой

Таблица 2.17 – **Минимально допустимое число зубьев шестерни $z_{1\min}$ конической передачи** [6]

Вид зубьев	$z_{1\min}$ при передаточном отношении u			
	$u=1$	$u=1,6$	$u=2$	$u\geq 3,15$
Зубья прямые	17	15	13	12
Зубья круговые	17	14	11	8

Средние делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_{m1}=m_{tm}\,z_1=2,8871\cdot 13=37,5323\,мм;$$
$$d_{m2}=m_{tm}\,z_2=2,8871\cdot 47=135,6937\,мм.$$

3. Смещение в конической передаче с круговыми зубьями. Для повышения износостойкости и сопротивления зубьев заеданию в конических передачах с $u>1$ шестерню выполняют с положительным радиальным смещением $x_1>0$, а колесо - с равным ему по абсолютной величине отрицательным радиальным смещением $x_2=-x_1$. Для конических зубчатых колес с круговыми зубьями расчётным является среднее нормальное сечение в середине зубчатого венца, и коэффициенты радиального (высотного) смещения x_1 и x_2 обозначают соответственно x_{n1} и x_{n2}. При этом в нашем примере:

$$x_{n1}=2\left(1-\frac{1}{u_\phi^2}\right)\sqrt{\frac{\cos^3\beta_m}{z_1}}=2\left(1-\frac{1}{3,62^2}\right)\sqrt{\frac{\cos^3 35^\circ}{13}}=0,38.$$

Тогда $x_{n2}=-x_{n1}=-0,38$.

Однако при твердости активных поверхностей зубьев $\mathrm{H_1}-\mathrm{H_2}>100\mathrm{HB}$ рекомендуется $x_{n1}=x_{n2}=0$.

В конических передачах с $u\geq 2,5$ для достижения равнопрочности зубьев шестерни и колеса по изгибу применяют в сочетании с высотной коррекцией так называемую тангенциальную коррекцию, заключающуюся в увеличении расчетной толщины зуба шестерни в расчетном сечении и уменьшении на такую же величину толщины зуба колеса.

Для понижающей конической передачи с круговыми зубьями в нашем примере при $u_\phi=3,62$ коэффициенты тангенциального смещения $x_{\tau 1}$ и $x_{\tau 2}$:

$$x_{\tau 1}=0,11+0,01(u-2,5)=0,11+0,01(3,62-2,5)=0,12;$$

$x_{\tau 2}=-x_{\tau 1}=-0,12$.

Для повышающих конических передач с круговыми зубьями $x_{\tau 1}=x_{\tau 2}=0$.

4. Проверочный расчёт передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев. Уточняем коэффициент K_{be}:

$$K_{be}=b/R_e=24/82,4776=0,291<0,3,$$

что допустимо.

Тогда величина

$$\frac{K_{be}\,u}{2-K_{be}}=\frac{0,291\cdot 3,62}{2-0,291}=0,62.$$

По табл. 2.14 для роликовых опор уточняем коэффициент $K_{H\beta}$: линейным интерполированием для $K_{be}\,u/(2-K_{be})=0,62$ $K_{H\beta}=1,16$.

Средняя окружная скорость зубчатых колес передачи

$$\upsilon=\frac{\pi\,d_{m2}\,n_2}{60\cdot 10^3}=\frac{3,14\cdot 135,6937\cdot 131}{60\cdot 10^3}=0,93\,м/с.$$

По табл. 2.11 принимаем 9-ю степень точности передачи с круговыми зубьями.

Коэффициент $K_{H\upsilon}$, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по контактными напряжениям, принимают по той же табл. 2.13, что и для цилиндрических косозубых передач.

В нашем примере при $\upsilon = 0{,}93 м/с$ $K_{H\upsilon} \approx 1$ (см. примечание 3 к табл. 2.13).

Окружная сила в зацеплении при $T_2 = 264{,}6 Н \cdot м = 264{,}6 \cdot 10^3 Н \cdot мм$:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 264{,}6 \cdot 10^3}{135{,}6937} = 3900 Н .$$

Коэффициент ϑ_H остался прежним ($\vartheta_H = 1{,}35$, см. выше п.2), так как передаточное число $u_ф = u = 3{,}62$.

Тогда расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{пр} F_t K_{H\beta} K_{H\upsilon} K_A}{\vartheta_H b d_{m1}} \cdot \frac{\sqrt{u_ф^2 + 1}}{u_ф}} = \sqrt{\frac{2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 3900 \cdot 1{,}16 \cdot 1 \cdot 1{,}25}{1{,}35 \cdot 24 \cdot 37{,}5323} \cdot \frac{\sqrt{3{,}62^2 + 1}}{3{,}62}} = 1007 Н/мм^2 .$$

Сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев обеспечивается, так как выполняется условие:

$$\sigma_H = 1007 Н/мм^2 < [\sigma_H] = 1141 Н/мм^2 .$$

При $\sigma_H > [\sigma_H]$ наблюдается перегрузка передачи $\Delta\sigma_H$, которая не должна превышать 5 %, т.е.

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} 100\% \le [\Delta\sigma_H] = 5\% .$$

Если получилось $\Delta\sigma_H > 5\%$, следует увеличить ширину зубчатого венца, приняв новое значение b' по формуле $b' = b\left(\sigma_H / [\sigma_H]\right)^2$, соблюдая условие $b'/R_e \le 0{,}3$. При повторной проверке условия $\sigma_H \le [\sigma_H]$ уточняется коэффициент $K_{H\beta}$ для нового значения $K_{be} = b'/R_e$. Если увеличение ширины зубчатого венца не даёт должного результата, то надо либо увеличить диаметр d_{e2}, либо выбрать другой вариант термообработки, пересчитать допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ и повторить расчет передачи.

5. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе. Для принятого варианта термообработки V по табл. 2.4:

а) предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба $\sigma_{F\lim}$, соответствующий абсциссе точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба:

$$\sigma_{F\lim 1} = \sigma_{F\lim 2} = \sigma_{F\lim} = 750 Н/мм^2 ;$$

б) коэффициент безопасности S_F:

$$S_{F1} = S_{F2} = S_F = 1{,}5 .$$

Коэффициент приведения μ_F по табл. 2.3:

$\mu_{F1} = 0{,}2$ при $q_F = 9$ (так как H_1>350HB);

$\mu_{F1} = 0{,}2$ при $q_F = 9$ (так как H_2>350HB).

Эквивалентное число циклов нагружения N_{FE} для шестерни и колеса при числе зацеплений за один оборот зуба конической шестерни $c_1 = 1$ и зуба колеса $c_2 = 1$:

$$N_{FE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 475 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0{,}2 = 68{,}4 \cdot 10^6 ;$$

$$N_{FE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_{F2} = 60 \cdot 1 \cdot 131 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0{,}2 = 18{,}9 \cdot 10^6 .$$

Базовое число циклов нагружения $N_{F\lim}$ (абсцисса точки перелома кривой усталости для напряжений изгиба) для всех видов термообработки:

$$N_{F\lim 1} = N_{F\lim 2} = N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6 .$$

Для определения коэффициента долговечности Y_N сопоставляем полученные величины N_{FE} и $N_{F\lim}$:

а) для шестерни $N_{FE1} = 68,4 \cdot 10^6 > N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$ и коэффициент долговечности $Y_{N1} = 1$;

б) для колеса $N_{FE2} = 18,9 \cdot 10^6 > N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$ и коэффициент долговечности $Y_{N2} = 1$.

При $N_{FE1(2)} < N_{F\lim 1(2)}$ коэффициенты долговечности $Y_{N1(2)}$ рассчитывают по формулам (2.30)…(2.31).

Коэффициент Y_A, учитывающий двустороннее приложение нагрузки, согласно пояснениям к формуле (2.29) для реверсивного привода (см. исходные данные): $Y_{A1} = Y_{A2} = Y_A = 0,75$ – для цементованных сталей.

Тогда допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ по формуле (2.29) для варианта т.о.V при $Y_{N1} = Y_{N2} = Y_N = 1$:

$$[\sigma_F]_1 = [\sigma_F]_2 = [\sigma_F] = \frac{\sigma_{F\lim}}{S_F} Y_N Y_A = \frac{750}{1,5} \cdot 1 \cdot 0,75 = 375\, H/мм^2.$$

6. Проверочный расчёт передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе. По табл. 2.14 для $K_{be}u/(2-K_{be}) = 0,62$ и роликовых опор при твердости активных поверхностей зубьев *а* (H_1>45HRC$_Э$, H_2>45HRC$_Э$) для передачи с круговыми зубьями коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца конической передачи при расчете по напряжениям изгиба: $K_{F\beta} = 1,25$ (линейным интерполированием).

Коэффициент $K_{F\upsilon}$, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по напряжениям изгиба, принимают по той же табл. 2.13, что и для цилиндрических косозубых передач.

В нашем примере при $\upsilon = 0,93 м/с$ $K_{F\upsilon} \approx 1$ (см. примечание 3 к табл. 2.13).

Коэффициент ϑ_F, учитывающий влияние вида зубьев конической передачи при расчете их на сопротивление усталости при изгибе, по табл. 2.15:

$$\vartheta_F = 0,65 + 0,11 u_ф = 0,65 + 0,11 \cdot 3,62 = 1,05.$$

Числа зубьев эквивалентных цилиндрических прямозубых зубчатых колес (эквивалентное число зубьев) z_v:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1 \cos^3\beta_m} = \frac{13}{\cos 15,44245° \cdot \cos^3 35°} = 25;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2 \cos^3\beta_m} = \frac{47}{\cos 74,55755° \cdot \cos^3 35°} = 321.$$

Коэффициент формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} для конических передач с круговыми зубьями принимают на основании того же графика, изображенного на рис. 2.20, что и для цилиндрических передач в зависимости от z_v и коэффициента смещения $x = x_n$:

а) для шестерни $Y_{FS1} = 3,54$ при $z_{v1} = 25$ и $x_{n1} = 0,38$;

б) для колеса $Y_{FS2} = 3,61$ при $z_{v2} = 321$ и $x_{n2} = -0,38$.

Тогда расчетные напряжения при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{F\upsilon} K_A}{\vartheta_F b m_{nm}} Y_{FS1} = \frac{3900 \cdot 1,25 \cdot 1 \cdot 1,25}{1,05 \cdot 24 \cdot 2,3650} 3,54 = 362\, H/мм^2;$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}} = 362 \frac{3,61}{3,54} = 369\, H/мм^2.$$

Расчетные напряжения при изгибе должны быть $\sigma_F \le [\sigma_F]$. Допускается $\sigma_F \le 1,1[\sigma_F]$.

В нашем примере сопротивление усталости зубьев при изгибе обеспечивается, так как для шестерни и колеса выполняется условие:

$$\sigma_{F1} = 362\, H/мм^2 < [\sigma_F]_1 = 375\, H/мм^2;$$

$$\sigma_{F2} = 369\, H/мм^2 < [\sigma_F]_2 = 375\, H/мм^2.$$

Если при расчете получилось $\sigma_F > 1,1[\sigma_F]$, то следует увеличить модуль зацепления m_{nm} и произвести перерасчет параметров передачи.

7. Геометрический расчет конической передачи с круговыми зубьями. В зависимости от того, как изменяются размеры сечений зуба по его длине, конические зубчатые колеса выполняют трех форм (ГОСТ 19326–73):

а) осевая форма зуба I – пропорционально понижающиеся зубья (рис. 2.23, a);

б) осевая форма зуба II – понижающиеся зубья (рис. 2.23, *б*, *в*);

в) осевая форма зуба III – равновысокие зубья (рис. 2.23, *г*).

Осевая форма зуба I. Вершины делительного конуса и конуса впадин совпадают (точка 0 на рис. 2. 23, a).

Высота ножки зуба пропорциональна конусному расстоянию. С целью обеспечения постоянного радиального зазора по ширине зубчатого венца принимают углы: $\theta_{a1} = \theta_{f2}$ и $\theta_{a2} = \theta_{f1}$. При этом образующая конуса вершин одного зубчатого колеса будет параллельна образующей конуса впадин другого зубчатого колеса. По этой причине вершина конуса вершин зубьев соответствующего зубчатого колеса не совпадает с точкой 0 на рис. 2.23, a, где сходятся вершины делительного конуса и конуса впадин.

Осевая форма зуба I является единственной для конических передач с прямыми зубьями.

Для конических передач с круговыми зубьями осевую форму зуба I применяют при среднем нормальном модуле $m_{nm} \geq 2\,мм$ (см. табл. 2.18) и числе зубьев z_c плоского воображаемого колеса при нарезании, зубьями которого являются резцы зуборезной головки: $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 20...100$.

Для зубчатых колес с круговыми зубьями осевой формы I в единичном и мелкосерийном производстве применяют односторонний способ нарезания, при котором у шестерни и колеса профилируется только одна сторона зуба. Противоположные стороны зубьев обрабатываются после переналадки станка.

В серийном производстве зубья по форме I могут изготавливаться также и простым двусторонним способом, при котором у зубьев колеса образуются одновременно обе стороны, а у шестерни производится раздельная обработка каждой стороны зуба.

Осевая форма зуба II. При данной форме зубьев вершины конусов делительного и впадин не совпадают. Вершина конуса впадин располагается так, что ширина дна впадины зубчатого колеса постоянна, а толщина зуба по делительному конусу растет с увеличением расстояния от вершины.

Значения R_m, b и m_{nm}, при которых применяют осевую форму зуба II, приведены в табл. 2.18, $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 24...100$.

Изготовление конических зубчатых колес с осевой формой зубьев II производится простым двусторонним способом (см. выше для осевой формы I) или двойным двусторонним способом, при котором на шестерне и колесе образуются одновременно обе стороны зубьев. Двойной двусторонний способ изготовления зубчатых колес осевой формы II является наиболее производительным из всех существующих и является основным в крупносерийном и массовом производстве.

Осевая форма зуба III. При данной осевой форме образующие конусов делительного, впадин и вершин параллельны. Высота зуба постоянна по всей длине.

Форма зубьев III находит ограниченное применение (для неортогональных передач с межосевым углом менее $40°$ и $z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} \geq 40$).

Выбор осевой формы зуба и номинального диаметра зуборезной головки. Таким образом, в конических передачах с круговыми зубьями в основном применяют осевые формы зуба I и II. Конкретный выбор одной из них проводится по табл. 2.18 на основании ранее рассчитанных параметров передачи m_{nm}, R_m, b и z_c, а также с учетом указанного в задании типа производства: единичного, серийного (мелкосерийного, крупносерийного) и массового. При этом, в табл. 2.18 пределы R_m указаны только для двустороннего способа нарезания зубьев. В случае применения одностороннего способа нарезания зубьев наименьшие значения R_m могут быть уменьшены, а наибольшие – увеличены на 25% (см. примечание к табл. 2.18).

В нашем примере: $m_{nm} = 2,3650\,мм$; $R_m = 70,4777\,мм$; $b = 24\,мм$;

$z_c = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{13^2 + 47^2} = 48,76474$.

Так как тип производства в исходных данных может быть различным, рассмотрим возможные варианты выбора осевой формы зуба (при курсовом проектировании студент должен выбрать конкретную осевую форму зуба и для неё выполнить геометрический расчет).

При единичном и мелкосерийном типах производства конические зубчатые колеса с $m_{nm} = 2,3650\,мм$, $b = 24\,мм$ и $R_m = 70,4777\,мм$ могут быть нарезаны зуборезной головкой с номинальным диаметром $d_0 = 125\,мм$. Нарезание круговых зубьев в данном случае возможно как осевой формы I, так и осевой формы II (см. табл. 2.18).

При среднесерийном, крупносерийном и массовом типах производства принимается обычно только осевая форма зуба II и для выше указанных параметров m_{nm}, b и R_m по табл. 2.18 также принимается зуборезная головка с номинальным диаметром $d_0 = 125\,мм$.

В качестве **исходных данных** для выполнения геометрического расчета конической передачи с круговыми зубьями принимаем величины, полученные ранее при прочностном расчете: внешние делительные диаметры $d_{e1} = 43,9227\,мм$ и $d_{e2} = 158,7989\,мм$; средние делительные диаметры $d_{m1} = 37,5323\,мм$ и $d_{m2} = 135,6937\,мм$; внешнее делительное конусное расстояние $R_e = 82,4777\,мм$; среднее делительное конусное расстояние $R_m = 70,4777\,мм$; ширина венца шестерни и колеса $b = 24\,мм$; числа зубьев $z_1 = 13$ и $z_2 = 47$; средний угол наклона линии зуба $\beta_m = 35°$; коэффициенты радиального (высотного) смещения $x_{n1} = 0,38$ и $x_{n2} = -0,38$; коэффициенты тангенциального смещения $x_{\tau 1} = 0,12$ и $x_{\tau 2} = -0,12$; средний нормальный модуль $m_{nm} = 2,3650\,мм$; углы делительных конусов $\delta_1 = 15,44245° = 15°26'33''$ и $\delta_2 = 74,55755° = 74°33'27''$; число зубьев плоского колеса $z_c = 48,76474$; номинальный диаметр зуборезной головки $d_0 = 125\,мм$.

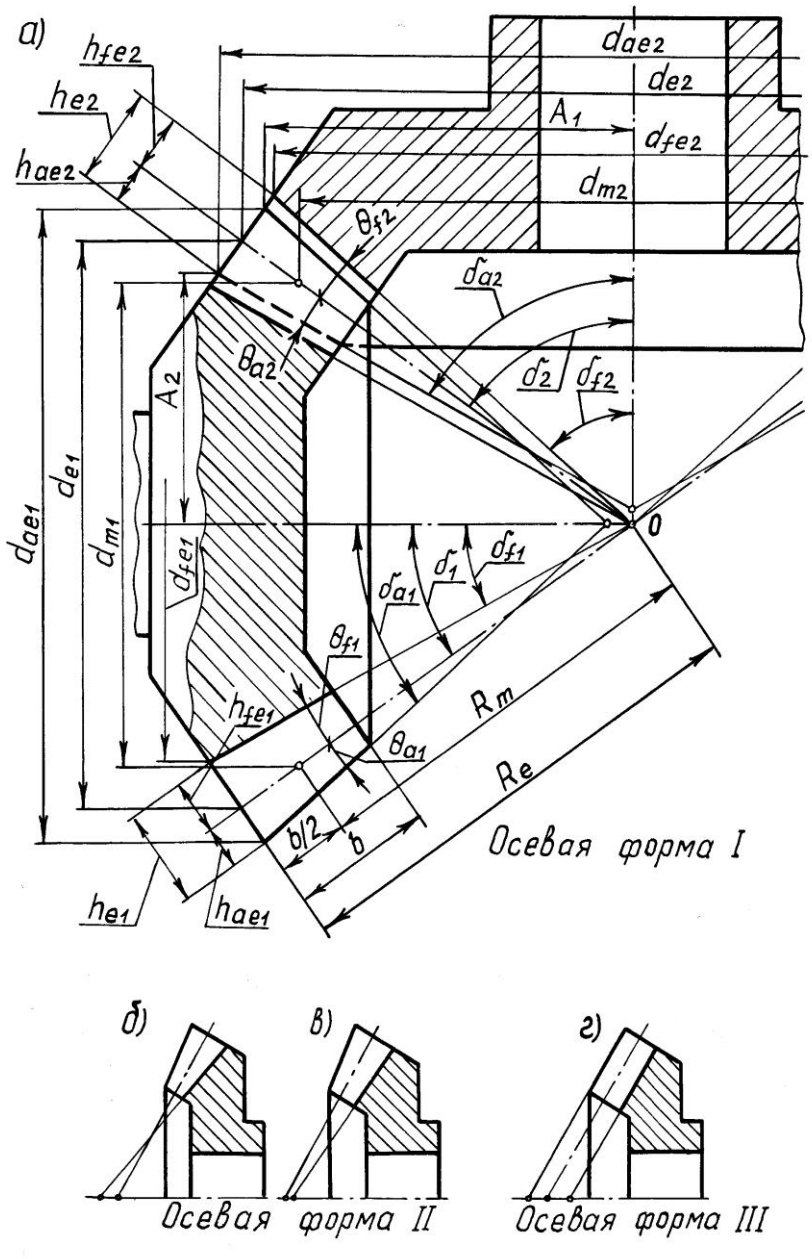


Рис. 2.23. Формы зубьев конических передач:
а – пропорционально понижающиеся зубья (осевая форма зуба I);
б, в – понижающиеся зубья (осевая форма зуба II);
г – равновысокие зубья (осевая форма зуба III)

Так как для конических зубчатых колес с круговыми зубьями расчетным является среднее нормальное сечение в середине зубчатого венца, то при геометрическом расчете зацепления вначале определяют размеры зуба в расчетном сечении и только после этого переходят на внешний торец зубчатого колеса. При этом в соответствии с ГОСТ 16202–81 параметры среднего нормального исходного контура: угол профиля $\alpha_n = 20°$; ко-

эффициент высоты головки ис-ходного контура $h_a^* = 1$; ко-эффициент радиального зазо-ра $c^* = 0,25$.

Таблица 2.18 – **Выбор номинального диаметра зуборезной головки при нарезании зубчатых колес с круговыми зубьями**

Пределы среднего конусного расстояния R_m, *мм*	Номинальный диаметр зуборезной головки d_0, *мм*	Ширина зубчатого венца b, *мм*	Средний нормальный модуль m_{nm}, *мм*
Осевая форма зуба I			
45…60	100	10…20	2…3
55…75	125	12…25	2…3,5
72…95	160	16…32	2,5…4
90…120	200	20…40	2,5…5
110…150	250	25…50	2,5…6
140…190	315	32…65	2,5…9
180…240	400	40…80	3…10
Осевая форма зуба II			
40…65	100	8…25	1…3
50…80	125	10…30	1…3,5
65…105	160	13…40	1,5…4
80…130	200	16…50	2…5
100…160	250	20…65	2…6
120…200	315	25…80	3…8
160…250	400	32…100	3…10
Примечание. Таблица составлена из условия обработки зубчатого колеса передачи двусторонним способом. При одностороннем способе обработки зубчатого колеса с $m_{nm} \geq 2\,мм$ наименьшие значения R_m могут быть уменьшены, а наибольшие – увеличены на 25%			

Точность вычислений при выполнении геометрических расчетов конических зубчатых передач как с прямыми, так и круговыми зубьями в соответствии с указаниями стандартов: линейные размеры – не ниже $0,0001\,мм$; угловые размеры – не ниже $1'$; тригонометрические величины – не ниже $0,00001$; отвлеченные величины – не ниже $0,0001$; передаточные числа, коэффициенты смещения – не ниже $0,01$.

В нашем примере, с методической точки зрения рассмотрим геометрические расчеты конической передачи с круговыми зубьями осевых форм зуба I и II, что облегчит студентам выполнение курсового проекта.

Геометрический расчет конической зубчатой передачи с круговыми зубьями осевой формы I. Окружная толщина зуба в расчетном сечении (среднем нормальном сечении в середине зубчатого венца) при $\operatorname{tg}\alpha_n = \operatorname{tg}20° = 0,36397$ и $\pi = 3,14159$:

$$s_{nm1} = (0,5\pi + 2x_{n1}\operatorname{tg}\alpha_n + x_{\tau 1})m_{nm} = (0,5\pi + 2\cdot 0,38\cdot 0,36397 + 0,12)2,3650 = 4,6529\,мм;$$

$$s_{nm2} = \pi m_{nm} - s_{nm1} = \pi\cdot 2,3650 - 4,6529 = 2,7770\,мм.$$

Высота головки зуба в расчетном сечении:

$$h_{a1} = \left(h_a^* + x_{n1}\right)m_{nm} = \left(1 + 0,38\right)2,3650 = 3,2637\,мм;$$

$$h_{a2} = \left(h_a^* + x_{n2}\right)m_{nm} = \left(1 - 0,38\right)2,3650 = 1,4663\,мм.$$

Высота ножки зуба в расчетном сечении:

$$h_{f1} = \left(h_a^* + c^* - x_{n1}\right)m_{nm} = \left(1 + 0,25 - 0,38\right)2,3650 = 2,0576\,мм;$$

$$h_{f2} = \left(h_a^* + c^* - x_{n2}\right)m_{nm} = \left(1 + 0,25 + 0,38\right)2,3650 = 3,8550\,мм.$$

Угол ножки зуба:

$$\theta_{f1} = \operatorname{arctg}(h_{f1}/R_m) = \operatorname{arctg}(2,0576/70,4777) = 1,67228° = 1°40'20'';$$

$$\theta_{f2} = \operatorname{arctg}(h_{f2}/R_m) = \operatorname{arctg}(3,8550/70,4777) = 3,13085° = 3°07'51''.$$

Угол головки зуба:

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} = 3{,}13085° = 3°07'51";$$
$$\theta_{a2} = \theta_{f1} = 1{,}67228° = 1°40'20".$$

Угол конуса вершин:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 15°26'33" + 3°07'51" = 18°34'24";$$
$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 74°33'27" + 1°40'20" = 76°13'47".$$

Угол конуса впадин:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 15°26'33" - 1°40'20" = 13°46'13";$$
$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 74°33'27" - 3°07'51" = 71°25'36".$$

Увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец:

$$\Delta h_{ae1} = 0{,}5 b \operatorname{tg}\theta_{a1} = 0{,}5 \cdot 24 \cdot 0{,}05470 = 0{,}6564\,мм;$$
$$\Delta h_{ae2} = 0{,}5 b \operatorname{tg}\theta_{a2} = 0{,}5 \cdot 24 \cdot 0{,}02920 = 0{,}3504\,мм.$$

Внешняя высота головки зуба:

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1} = 3{,}2637 + 0{,}6564 = 3{,}9201\,мм;$$
$$h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2} = 1{,}4663 + 0{,}3504 = 1{,}8167\,мм.$$

Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец:

$$\Delta h_{fe1} = \Delta h_{ae2} = 0{,}3504\,мм;\ \Delta h_{fe2} = \Delta h_{ae1} = 0{,}6564\,мм.$$

Внешняя высота ножки зуба:

$$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1} = 2{,}0576 + 0{,}3504 = 2{,}4080\,мм;$$
$$h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2} = 3{,}8550 + 0{,}6564 = 4{,}5114\,мм.$$

Внешняя высота зуба:

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} = 3{,}9201 + 2{,}4080 = 6{,}3281\,мм;$$
$$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2} = 1{,}8167 + 4{,}5114 = 6{,}3281\,мм.$$

Расчет выполнен правильно, так как получено:

$$h_e = h_{e1} = h_{e2} = 6{,}3281\,мм.$$

Внешний диаметр вершин зубьев:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2 h_{ae1} \cos\delta_1 = 43{,}9227 + 2 \cdot 3{,}9201 \cdot 0{,}96390 = 51{,}4799\,мм;$$
$$d_{ae2} = d_{e2} + 2 h_{ae2} \cos\delta_2 = 158{,}7989 + 2 \cdot 1{,}8167 \cdot 0{,}26627 = 159{,}7664\,мм.$$

Внешний диаметр впадин зубьев:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2 h_{fe1} \cos\delta_1 = 43{,}9227 - 2 \cdot 2{,}4080 \cdot 0{,}96390 = 39{,}2806\,мм;$$
$$d_{fe2} = d_{e2} - 2 h_{fe2} \cos\delta_2 = 158{,}7989 - 2 \cdot 4{,}5114 \cdot 0{,}26627 = 156{,}3964\,мм.$$

Расчетное базовое расстояние (от вершины делительного конуса до плоскости, в которой расположена внешняя окружность вершин зубьев):

$$A_1 = 0{,}5 d_{e2} - h_{ae1} \sin\delta_1 = 0{,}5 \cdot 158{,}7989 - 3{,}9201 \cdot 0{,}26627 = 78{,}3557\,мм;$$

$$A_2 = 0{,}5 d_{e1} - h_{ae2} \sin\delta_2 = 0{,}5 \cdot 43{,}9227 - 1{,}8167 \cdot 0{,}96390 = 20{,}2103\,мм.$$

Геометрический расчет конической зубчатой передачи с круговыми зубьями осевой формы II. Окружную толщину зуба шестерни s_{nm1} и колеса s_{nm2} в расчетном сечении (среднем нормальном сечении на середине зубчатого венца) определяют так же, как и при осевой форме зуба I. Тогда для осевой формы зуба II: $s_{nm1} = 4{,}6529\,мм$ и $s_{nm2} = 2{,}7770\,мм$.

Высота ножки зуба шестерни h_{f1} и колеса h_{f2} в расчетном сечении при коэффициенте тангенциального смещения $x_\tau \neq 0$ рассчитывается так же, как и при осевой форме зуба I. Тогда для осевой формы зуба II: $h_{f1} = 2{,}0576\,мм$; $h_{f2} = 3{,}8550\,мм$.

Промежуточная расчетная величина K (округляется до целого числа, кратного 10) :

$$K = \frac{20777\, d_0 - 23835\, R_m}{d_0\, z_c} = \frac{20777 \cdot 125 - 23835 \cdot 70{,}4777}{125 \cdot 48{,}76474} = 150{,}5.$$

Принимаем $K = 150$.

Сумма углов ножек шестерни и колеса в минутах при $\beta_m = 35°$:

$$\theta_{f\Sigma} = K / \sin\beta_m = 150 / 0,57358 = 261,52'.$$

Угол ножки зуба при $\pi = 3,14159$:

$$\theta_{f1} = \theta_{f\Sigma}\, s_{nm2} / (\pi\, m_{nm}) = 261,52' \cdot 2,7770 / (3,14159 \cdot 2,3650) = 97,75' = 1,62917° = 1°37'45'';$$

$$\theta_{f2} = \theta_{f\Sigma} - \theta_{f1} = 261,52' - 97,75' = 163,77' = 2,72950° = 2°43'46''.$$

По табл. 2.19 коэффициент угла головки зуба: для шестерни $K_{a1} = 0,85$; для колеса $K_{a2} = 1,00$.

Угол головки зуба:

$$\theta_{a1} = K_{a1}\,\theta_{f2} = 0,85 \cdot 2,72950° = 2,32008° = 2°19'12'';$$

$$\theta_{a2} = K_{a2}\,\theta_{f1} = 1,00 \cdot 1,62917° = 1,62917° = 1°37'45''.$$

Увеличение высоты головки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец:

$$\Delta h_{ae1} = 0,5\, b\, \mathrm{tg}\,\theta_{a1} = 0,5 \cdot 24\, \mathrm{tg}\, 2,32008° = 0,4862\,мм;$$

$$\Delta h_{ae2} = 0,5\, b\, \mathrm{tg}\,\theta_{a2} = 0,5 \cdot 24\, \mathrm{tg}\, 1,62917° = 0,3413\,мм.$$

Увеличение высоты ножки зуба при переходе от расчетного сечения на внешний торец:

$$\Delta h_{fe1} = 0,5\, b\, \mathrm{tg}\,\theta_{f1} = 0,5 \cdot 24\, \mathrm{tg}\, 1,62917° = 0,3413\,мм;$$

$$\Delta h_{fe2} = 0,5\, b\, \mathrm{tg}\,\theta_{f2} = 0,5 \cdot 24\, \mathrm{tg}\, 2,72950° = 0,5721\,мм.$$

Уменьшение высоты головки зуба в расчетном сечении:

$$\delta h_{a1} = 0,5\, b \left(\mathrm{tg}\,\theta_{f2} - \mathrm{tg}\,\theta_{a1}\right) = 0,5 \cdot 24 \left(\mathrm{tg}\, 2,72950° - \mathrm{tg}\, 2,32008°\right) = 0,0858\,мм;$$

$$\delta h_{a2} = 0,5\, b \left(\mathrm{tg}\,\theta_{f1} - \mathrm{tg}\,\theta_{a2}\right) = 0,5 \cdot 24 \left(\mathrm{tg}\, 1,62917° - \mathrm{tg}\, 1,62917°\right) = 0.$$

Высота головки зуба в расчетном сечении:

$$h_{a1} = \left(h_a^* + x_{n1}\right) m_{nm} - \delta h_{a1} = (1 + 0,38)\, 2,3650 - 0,0858 = 3,1779\,мм;$$

$$h_{a2} = \left(h_a^* + x_{n2}\right) m_{nm} - \delta h_{a2} = (1 - 0,38)\, 2,3650 - 0 = 1,4663\,мм.$$

Внешняя высота головки зуба:

$$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1} = 3,1779 + 0,4862 = 3,6641\,мм;$$

$$h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2} = 1,4663 + 0,3413 = 1,8076\,мм.$$

Внешняя высота ножки зуба:

$$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1} = 2,0576 + 0,3413 = 2,3985\,мм;$$

$$h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2} = 3,8550 + 0,5721 = 4,4271\,мм.$$

Таблица 2.19 – **Значения коэффициента угла головки зуба K_a конической передачи с круговыми зубьями осевой формы II (при $\delta_1 + \delta_2 = 90°$; $\alpha_n = 20°$; $h_a^* = 1$; $\beta_m = 35°$; $K_0 = R_m / d_0 = 0,3...0,7$)**

Число зубьев шестерни z_1	Значение коэффициента угла головки зуба K_a при передаточном числе u			
	св. 1,25 до 1,6	св. 1,6 до 2,5	св. 2,5 до 4,0	св. 4,0
6…9	–	–	–	0,75/1,00
10…11	–	–	0,80/1,00	0,80/1,00
12…13	–	0,90/1,00	0,85/1,00	0,85/1,00
14…15	0,90/0,90	0,90/1,00	0,90/1,00	0,85/1,00
16…17	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00
18…19	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00
20…24	1,00/1,00	1,00/1,00	0,90/1,00	0,90/1,00
Св. 25	1,00/1,00	1,00/1,00	1,00/1,00	1,00/1,00
Примечание. В числителе дроби приведены значения K_a для шестерни, в знаменателе – для колеса				

Внешняя высота зуба:

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} = 3,6641 + 2,3985 = 6,0626\,мм;$$

$$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2} = 1,8076 + 4,4271 = 6,2347\,мм.$$

Угол конуса вершин:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 15°26'33" + 2°19'12" = 17°45'45";$$
$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 74°33'27" + 1°37'45" = 76°11'12".$$

Угол конуса впадин:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 15°26'33" - 1°37'45" = 13°48'48";$$
$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 74°33'27" - 2°43'46" = 71°49'41".$$

Внешний диаметр вершин зубьев:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1}\cos\delta_1 = 43,9227 + 2 \cdot 3,6641 \cdot 0,96390 = 50,9864\,мм;$$
$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2}\cos\delta_2 = 158,7989 + 2 \cdot 1,8076 \cdot 0,26627 = 159,7615\,мм.$$

Внешний диаметр впадин зубьев:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe1}\cos\delta_1 = 43,9227 - 2 \cdot 2,3985 \cdot 0,96390 = 39,2989\,мм;$$
$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe2}\cos\delta_2 = 158,7989 - 2 \cdot 4,4271 \cdot 0,26627 = 156,4413\,мм.$$

Расчетное базовое расстояние:

$$A_1 = 0,5d_{e2} - h_{ae1}\sin\delta_1 = 0,5 \cdot 158,7989 - 3,6641 \cdot 0,26627 = 78,4239\,мм;$$
$$A_2 = 0,5d_{e1} - h_{ae2}\sin\delta_2 = 0,5 \cdot 43,9227 - 1,8076 \cdot 0,96390 = 20,2191\,мм.$$

8. Выбор марки стали для изготовления конических зубчатых колес. Для варианта т.о. V марки сталей одинаковы для шестерни и колес (см. табл. 2.2). При выборе конкретной марки стали по табл. 2.1 диаметр заготовки шестерни $D_{заг}$ (рис. 2.24, *а*) не должен превышать предельного значения $D_{пред}$,а для колеса толщины заготовки диска $C_{заг}$ и обода $S_{заг}$ (рис. 2.24,*б*) – предельного значения $S_{пред}$.

Тогда в нашем примере (для зуба осевой формы I):

$$D_{заг} = d_{ae1} + 6 = 51,4799 + 6 \approx 57,5\,мм;$$
$$C_{заг} = 0,5b = 0,5 \cdot 24 = 12\,мм;$$
$$S_{заг} = 8m_{te} = 8 \cdot 3,3787 \approx 27\,мм.$$

По табл. 2.1 принимаем для изготовления шестерни и колеса легированную хромистую сталь 20Х.

При этом выполняются условия:

а) для шестерни

$$D_{заг} = 57,5\,мм < D_{пред} = 200\,мм;$$

б) для колеса

$$C_{заг} = 12\,мм \text{ и } S_{заг} = 27\,мм < S_{пред} = 125\,мм.$$

При выполнении выше указанных условий для шестерни и колеса гарантируется получение твердости активной поверхности зубьев при варианте т.о. V в диапазоне 56… 63HRC$_Э$.

9. Проверочный расчет передачи на контактную прочность активных поверхностей зубьев в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета – проверка статической прочности активных поверхностей зубьев при действии пиковой нагрузки, не учтенной при расчете на сопротивление контактной усталости, что позволит предотвратить остаточные деформации или хрупкое разрушение поверхностного слоя.

По табл. 2.4 предельные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H\max}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев для варианта т.о. V одинаковы для шестерни и колеса и рассчитываются по формуле:

$$[\sigma_{H\max}]_1 = [\sigma_{H\max}]_2 = [\sigma_{H\max}] = 40\text{Н}_{\text{HRCэПОВ}} = 40 \cdot 59,5 = 2380\,Н/мм^2.$$

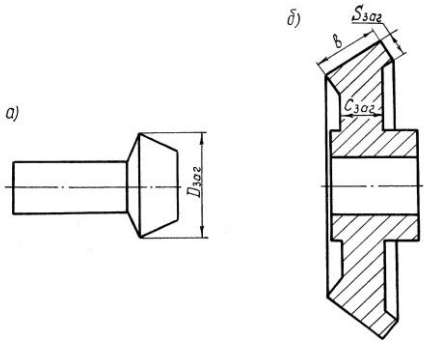


Рис. 2.24. Заготовки конических зубчатых колес: $а$ – заготовка шестерни; б – заготовка колеса; $D_{заг}$ – диаметр заготовки шестерни; $C_{заг}$ – толщина заготовки диска колеса; $S_{заг}$ – толщина заготовки

Расчетные максимальные контактные напряжения $\sigma_{H\max}$ при действии пиковой нагрузки

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_П} = 1007\sqrt{2} = 1424\,Н/мм^2,$$

где $\sigma_H = 1007\,Н/мм^2$ – см. п.4; $K_П = T_{пик}/T_{\max} = 2{,}0$ – коэффициент кратковременной перегрузки (см. исходные данные).

Контактная прочность активных поверхностей зубьев в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) обеспечивается, так как выполняется условие

$$\sigma_{H\max} = 1424\,Н/мм^2 < [\sigma_{H\max}] = 2380\,Н/мм^2.$$

10. Проверочный расчет передачи на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке). Данный расчет выполняется с целью предупреждения статической поломки зуба при действии пиковой нагрузки.

По табл. 2.4 предельные допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F\max}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого излома зуба пиковой нагрузкой для варианта т.о. V одинаковы для шестерни и колеса:

$$[\sigma_{F\max}]_1 = [\sigma_{F\max}]_2 = [\sigma_{F\max}] = 1200\,Н/мм^2.$$

Расчетные максимальные напряжения при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса в момент действия пиковой нагрузки:

$$\sigma_{F\max 1} = \sigma_{F1} K_П = 362 \cdot 2 = 724\,Н/мм^2;$$

$$\sigma_{F\max 2} = \sigma_{F2} K_П = 369 \cdot 2 = 738\,Н/мм^2,$$

где $\sigma_{F\max 1}$ и $\sigma_{F\max 2}$ – см. п.6.

Изгибная прочность зубьев шестерни и колеса в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) обеспечивается, так как выполняются условия:

$$\sigma_{F\max 1} = 724\,Н/мм^2 < [\sigma_{F\max}]_1 = 1200\,Н/мм^2;$$

$$\sigma_{F\max 2} = 738\,Н/мм^2 < [\sigma_{F\max}]_2 = 1200\,Н/мм^2.$$

11. Силы в зацеплении конической передачи с круговыми зубьями. Результирующую силу F_n на среднем делительном диаметре d_m конического зубчатого колеса, нормальную к активной поверхности зуба, раскладывают на составляющие: окружную F_t, радиальную F_r, осевую F_a.

Окружная сила в зацеплении $F_t = 3900\,Н$ была определена в п.4. При этом

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 3900\,Н.$$

Направления сил F_{t1} и F_{t2} противоположны.

Для конической передачи с круговыми зубьями радиальную и осевую силы вначале определяют только для шестерни, используя зависимости:

$$F_{r1} = F_{t1}\left(\operatorname{tg}\alpha_n \cos\delta_1 \mp \sin\beta_m \sin\delta_1\right)/\cos\beta_m;$$

$$F_{a1} = F_{t1}\left(\operatorname{tg}\alpha_n \sin\delta_1 \pm \sin\beta_m \cos\delta_1\right)/\cos\beta_m.$$

При $\alpha_n = 20°$ и $\beta_m = 35°$ данные зависимости имеют вид:

$$F_{r1} = F_{t1}\left(0{,}444\cos\delta_1 \mp 0{,}7\sin\delta_1\right);$$

$$F_{a1} = F_{t1}\left(0{,}444\sin\delta_1 \pm 0{,}7\cos\delta_1\right).$$

Верхние знаки принимают при совпадении направления линии зуба шестерни с направлением её вращения (если смотреть на шестерню со стороны вершины делительного конуса), нижние – при несовпадении направления линии зуба с направлением вращения шестерни.

Совпадение направления линии зуба шестерни с направлением её вращения наблюдается у шестерни с левым зубом при вращении её против часовой стрелки (рис. 2.25, *а*) или с правым зубом при вращении шестерни по часовой стрелке (рис. 2.25, *б*).

Несовпадение наблюдается у шестерни с левым зубом при вращении её по часовой стрелке (рис. 2.25, *в*) или с правым зубом при вращении её против часовой стрелки (рис. 2.25, *г*).

Таким образом, рассчитанные по выше указанным зависимостям силы F_{r1} и F_{a1} могут иметь знак «плюс» или «минус». Направление этих сил на шестерне в зависимости от полученного знака показано на рис. 2.25, *д*. Для колеса силы F_{r2} и F_{a2} имеют противоположное направление.

В конической передаче с круговыми зубьями во избежание заклинивания зубьев при значительных зазорах в подшипниках следует добиваться обеспечения направления осевой силы на шестерне F_{a1} в сторону основания делительного конуса (на рис. 2.25, *д* направление $+F_{a1}$). Но для этого должно быть обеспечено совпадение направления линии зуба и направление её вращения, что без особых затруднений достигается в нереверсивных передачах (приводы ленточных и цепных конвейеров, элеваторов и т.п.). В реверсивных приводах повышаются требования к зазорам в подшипниках конической передачи.

В нашем примере привод реверсивный, поэтому рассмотрим два варианта:

а) вариант 1 – направление линии зуба шестерни и направление её вращения совпадают (рис. 2.25, *е*): зуб левый, направление вращения – против часовой стрелки, т.е. влево:

$$F_{r1} = F_{t1}\left(0,444\cos\delta_1 - 0,7\sin\delta_1\right) = 3900\left(0,444\cos 15,44245° - 0,7\sin 15,44245°\right) = 942\,H\ ;$$

$$F_{a1} = F_{t1}\left(0,444\sin\delta_1 + 0,7\cos\delta_1\right) = 3900\left(0,444\sin 15,44245° + 0,7\cos 15,44245°\right) = 3093\,H\ ;$$

б) вариант 2 – направление линии зуба и направление вращения шестерни не совпадают (рис. 2.25, *ж*): зуб левый, направление вращения – по часовой стрелке, т.е. вправо:

$$F_{r1} = F_{t1}\left(0,444\cos\delta_1 + 0,7\sin\delta_1\right) = 3900\left(0,444\cos 15,44245° + 0,7\sin 15,44245°\right) = 2396\,H\ ;$$

$$F_{a1} = F_{t1}\left(0,444\sin\delta_1 - 0,7\cos\delta_1\right) = 3900\left(0,444\sin 15,44245° - 0,7\cos 15,44245°\right) = -2170\,H.$$

Направление сил F_{t1}, F_{r1} и F_{a1} на шестерне и F_{t2}, F_{r2} и F_{a2} на колесе для варианта 1 показано на рис. 2.25, *е;* для варианта 2 – на рис. 2.25, *ж*. Для наглядности шестерня и колесо условно раздвинуты.

Принимая во внимание то обстоятельство, что на промежуточном валу редуктора рассматриваемого реверсивного механического привода (см. рис. 2.16), кроме конического колеса быстроходной ступени расположена цилиндрическая косозубая шестерня тихоходной ступени, желательно, чтобы направления осевой силы F_{a2} для конического колеса и осевой силы F_{a1} для цилиндрической косозубой шестерни были противоположны, что позволит уменьшить осевые нагрузки на подшипниковые опоры промежуточного вала.

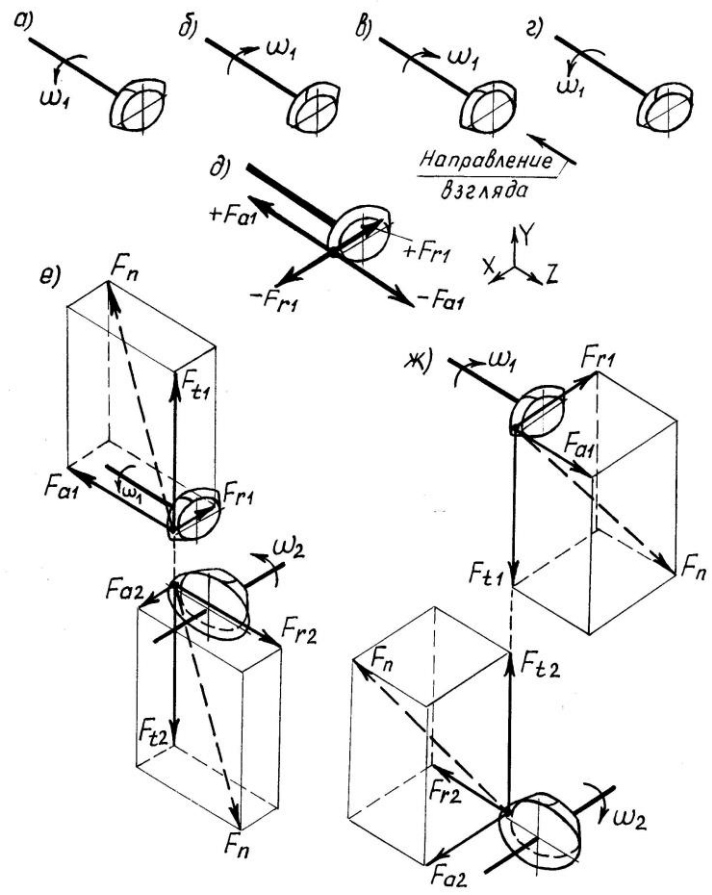


Рис. 2.25. Силы в зацеплении конической зубчатой передачи с круговыми зубьями

ПРИМЕР 2.4. РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБОЙ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

В коническо-цилиндрическом двухступенчатом горизонтальном редукторе механического привода (рис. 2.16) коническую передачу с круговыми зубьями заменить конической передачей с прямыми зубьями, используя исходные данные примера 2.1.

Порядок расчета

1. Выбор варианта термообработки зубчатых колес и определение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев. Для прямозубой конической передачи сохраняем вариант термообработки V, принятый в примере 2.3 для конической передачи с круговыми зубьями. При этом сохраняются допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]=1141 H/мм^2$ для передачи (см. п.1 примера 2.3).

2. Основные параметры передачи. В конической передаче коэффициент K_{be} ширины b зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния R_e рекомендуется: $K_{be}=b/R_e \le 0,3$. Принимаем наиболее распространенное значение $K_{be}=0,285$. Передаточное число $u=z_2/z_1$ для понижающей передачи $u=i=3,62$.

С целью повышения жесткости опор конической зубчатой передачи предполагаем использование конических роликоподшипников (роликовые опоры).

Определяем величину

$$\frac{K_{be}u}{2-K_{be}}=\frac{0,285\cdot 3,62}{2-0,285}=0,60.$$

По табл. 2.14 для $K_{be}u/(2-K_{be})=0,60$ и роликовых опор при твердости активных поверхностей зубьев *а* (H_1>45HRC$_Э$, H_2>45HRC$_Э$) для передачи с прямыми зубьями коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца передачи, при расчете по контактным напряжениям: $K_{H\beta}=1,32$.

По табл. 2.7 коэффициент внешней динамической нагрузки $K_A=1,25$ (режим работы двигателя 1 – равномерный; режим работы ведомой машины 2 – с малой неравномерностью).

Коэффициент ϑ_H, учитывающий влияние вида зубьев конической передачи при расчете её на сопротивление контактной усталости: для прямозубой конической передачи $\vartheta_H=0,85$ независимо от того, какой вариант термообработки принят.

При приведенном модуле упругости для стали $E=2,1\cdot 10^5 H/мм^2$ и вращающем моменте на коническом колесе $T_2=264,6 H\cdot м=264,6\cdot 10^3 H\cdot мм$ внешний делительный диаметр колеса прямозубой конической передачи (предварительно)

$$d'_{e2}=2,9\sqrt[3]{\frac{E_{пр}T_2K_{H\beta}K_Au}{\vartheta_H[\sigma_H]^2}}=2,9\sqrt[3]{\frac{2,1\cdot 10^5\cdot 264,6\cdot 10^3\cdot 1,32\cdot 1,25\cdot 3,62}{0,85\cdot 1141^2}}=194 мм.$$

Внешний делительный диаметр шестерни (предварительно) $d'_{e1}=d'_{e2}/u=194/3,62=54 мм$.

По графику рис. 2.22, *б* принимаем число зубьев прямозубой шестерни $z_1^*=19$. Окончательная величина числа зубьев шестерни z_1 принимается по табл. 2.16 в зависимости от твердости активных поверхностей зубьев.

В нашем примере для варианта т.о. V (H_1>45HRC$_Э$ и H_2>45HRC$_Э$) $z_1=z_1^*=19$.

При этом выполняется условие

$$z_1=19>z_{1\min}=12,$$

где $z_{1\min}=12$ для прямых зубьев при $u>3,15$ (см. табл. 2.17).

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u = 19 \cdot 3{,}62 = 69 .$$

Фактическое передаточное число передачи

$$u_ф = z_2 / z_1 = 69/19 = 3{,}63 .$$

Отклонение Δu передаточного числа $u_ф$ от u:

$$\Delta u = \left|\frac{u_ф - u}{u}\right| 100\% = \left|\frac{3{,}63 - 3{,}62}{3{,}62}\right| 100\% = 0{,}3\% < [\Delta u] = 4\% .$$

Внешний окружной модуль

$$m_e = d'_{e1} / z_1 = 54/19 = 2{,}8421 мм .$$

По табл. 2.10 принимаем стандартное значение $m_e = 3 мм$ (1–й ряд).

Уточняем внешние делительные диаметры колеса шестерни d_{e1} и колеса d_{e2}:

$$d_{e1} = m_e z_1 = 3 \cdot 19 = 57 мм ; \; d_{e2} = m_e z_2 = 3 \cdot 69 = 207 мм .$$

Углы делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2:

$$\delta_2 = \operatorname{arctg} u_ф = \operatorname{arctg} 3{,}63 = 74{,}59807° = 74°35'53'' ;$$

$$\delta_1 = 90° - \delta_2 = 90° - 74{,}59807° = 15{,}40193° = 15°24'07'' .$$

Внешнее делительное конусное расстояние при $\sin\delta_1 = \sin 15{,}40193° = 0{,}26559$:

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2\sin\delta_1} = \frac{57}{2 \cdot 0{,}26559} = 107{,}3083 мм .$$

Ширина зубчатого венца шестерни и колеса

$$b = R_e K_{be} = 107{,}3083 \cdot 0{,}285 = 31 мм .$$

При этом величина b не должна превосходить значения $10 m_e$. В нашем примере:

$$10 m_e = 10 \cdot 3 = 30 мм .$$

$$b = 31 мм > 10 m_e = 30 мм ,$$

что недопустимо.

Принимаем $b = 30 мм$.

Уточняем коэффициент K_{be}:

$$K_{be} = b / R_e = 30/107{,}3083 = 0{,}28 < 0{,}3$$

Величина $b = 30 мм$ принята правильно.

Среднее делительное конусное расстояние

$$R_m = R_e - \frac{b}{2} = 107{,}3083 - \frac{30}{2} = 92{,}3083 мм .$$

Средний окружной модуль

$$m_m = m_e \left(R_m / R_e\right) = 3\left(92{,}3083/107{,}3083\right) = 2{,}5806 мм .$$

До стандартного значения модуль m_m не округляют.

Средние делительные диаметры шестерни и колеса:

$$d_{m1} = m_m z_1 = 2{,}5806 \cdot 19 = 49{,}0314 мм ;$$

$$d_{m2} = m_m z_2 = 2{,}5806 \cdot 69 = 178{,}0614 мм .$$

3. Смещение в конической передаче с прямыми зубьями. При твердости активных поверхностей H_1–$H_2 \le 100$НВ в конических зубчатых передачах с $u > 1$ шестерню выполняют с положительным радиальным смещением $x_1 > 0$, а колесо - с равным ему по абсолютной величине отрицательным радиальным смещением $x_2 = -x_1$. Для прямозубых конических передач расчетным является внешнее торцовое сечение и коэффициенты радиального (высотного) смещения x_1 и x_2 обозначают соответственно x_{e1} и x_{e2}. При этом в нашем примере:

$$x_{e1} = 2\left(1 - \frac{1}{u_ф^2}\right)\sqrt{\frac{1}{z_1}} = 2\left(1 - \frac{1}{3{,}63^2}\right)\sqrt{\frac{1}{19}} = 0{,}42 ;$$

$$x_{e2} = -x_{e1} = -0{,}42 .$$

При твердости активных поверхностей зубьев H_1–H_2>100НВ рекомендуется $x_{e1} = x_{e2} = 0$.

В конических передачах с $u \geq 2,5$ для достижения равнопрочности зубьев шестерни и колеса по изгибу применяют в сочетании с высотной коррекцией так называемую тангенциальную коррекцию, заключающуюся в увеличении расчетной толщины зуба шестерни в расчетном сечении и уменьшении на такую же величину толщины зуба колеса.

Для понижающей конической передачи с прямыми зубьями в нашем примере при $u_ф = 3,63$ коэффициенты тангенциального смещения $x_{\tau 1}$ и $x_{\tau 2}$:

$$x_{\tau 1} = 0,03 + 0,008\left(u_ф - 2,5\right) = 0,03 + 0,008\left(3,63 - 2,5\right) = 0,039;$$

$$x_{\tau 2} = -x_{\tau 1} = -0,039.$$

Для повышающих конических передач с прямыми зубьями $x_{\tau 1} = x_{\tau 2} = 0$.

4. Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев. В п.3 был уточнен коэффициент $K_{be} = 0,28$. Тогда величина

$$\frac{K_{be}\,u}{2 - K_{be}} = \frac{0,28 \cdot 3,63}{2 - 0,28} = 0,59,$$

где $u = u_ф = 3,63$.

По табл. 2.14 для роликовых опор линейным интерполированием уточняем коэффициент $K_{H\beta} = 1,31$.

Средняя окружная скорость зубчатых колес передачи

$$\upsilon = \frac{\pi\, d_{m2}\, n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 178,0614 \cdot 131}{60 \cdot 10^3} = 1,22\ м/с.$$

По табл. 2.11 принимаем 9-ю степень точности передачи с прямыми зубьями.

Коэффициент $K_{H\upsilon}$, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по контактным напряжениям, принимают по той же табл. 2.13, что и для цилиндрических прямозубых передач. В нашем примере при $\upsilon = 1,22\ м/с$ для 9-й степени точности и твердости активных поверхностей зубьев *а* (H_1>45HRC$_Э$; H_2>45HRC$_Э$) линейным интерполированием $K_{H\upsilon} = 1,04$ (зубья прямые).

Окружная сила в зацеплении при $T_2 = 264,6\ Н \cdot м = 264,6 \cdot 10^3\ Н \cdot мм$:

$$F_t = \frac{2T_2}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 264,6 \cdot 10^3}{178,0614} = 2972\ Н.$$

Тогда расчетные контактные напряжения

$$\sigma_H = \sqrt{\frac{E_{пр}\, F_t\, K_{H\beta}\, K_{H\upsilon}\, K_A}{\vartheta_H\, b\, d_{m1}} \cdot \frac{\sqrt{u_ф^2 + 1}}{u_ф}} = \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2972 \cdot 1,31 \cdot 1,04 \cdot 1,25}{0,85 \cdot 30 \cdot 49,0314} \cdot \frac{\sqrt{3,63^2 + 1}}{3,63}} = 939\ Н/мм^2.$$

Сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев обеспечивается, так как выполняется условие

$$\sigma_H = 939\ Н/мм^2 < [\sigma_H] = 1141\ Н/мм^2.$$

При $\sigma_H > [\sigma_H]$ – см. рекомендации, изложенные в п.4 примера 2.3.

5. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при расчета на сопротивление усталости зубьев при изгибе. Так как для рассчитываемой прямозубой конической передачи был сохранен вариант т.о. V , принятый в примере 2.3 для конической передачи с круговыми зубьями, то при этом сохраняются и величины допускаемых напряжений для шестерни $[\sigma_F]_1$ и колеса $[\sigma_F]_2$ (см. п.5 примера 2.3):

$$[\sigma_F]_1 = [\sigma_F]_2 = [\sigma_F] = 375\ Н/мм^2.$$

6. Проверочный расчет передачи на сопротивление усталости зубьев при изгибе. По табл. 2.14 для $K_{be}\,u/(2 - K_{be}) = 0,59$ и роликовых опор при твердости активных поверхностей зубьев *а* (H_1>45HRC$_Э$ и H_2>45HRC$_Э$) для передачи с прямыми зубьями коэффициент $K_{F\beta}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца конической передачи при расчете по напряжениям изгиба: $K_{F\beta} = 1,47$ (линейным интерполированием).

Коэффициент $K_{F\upsilon}$, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по напряжениям изгиба, принимают по той же табл. 2.13, что и для цилиндрических прямозубых передач. В нашем примере при $\upsilon = 1,22 м/с$ для 9-й степени точности и твердости активных поверхностей зубьев *а* (H_1>45HRC$_Э$ и H_2>45HRC$_Э$) линейным интерполированием $K_{F\upsilon} = 1,04$ (зубья прямые).

Числа зубьев эквивалентных цилиндрических прямозубых зубчатых колес (эквивалентное число зубьев) z_v:

$$z_{v1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1} = \frac{19}{\cos 15,40193°} = 20;$$

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2} = \frac{69}{\cos 74,59807°} = 260.$$

Коэффициент формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} для конических передач с прямыми зубьями принимают на основании того же графика, изображенного на рис. 2.20, что и для цилиндрических передач, в зависимости от z_v и коэффициента смещения $x = x_e$:

а) для шестерни $Y_{FS1} = 3,54$ при $z_{v1} = 20$ и $x_{e1} = 0,42$;

б) для колеса $Y_{FS2} = 3,61$ при $z_{v2} = 260$ и $x_{e2} = -0,42$.

Коэффициент ϑ_F, учитывающий влияние вида зубьев конической передачи при расчете её на сопротивление усталости зубьев при изгибе: для прямозубой конической передачи $\vartheta_F \approx \vartheta_H = 0,85$.

Тогда расчетные напряжения при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{F\upsilon} K_A}{\vartheta_F b m_m} Y_{FS1} = \frac{2972 \cdot 1,47 \cdot 1,04 \cdot 1,25}{0,85 \cdot 30 \cdot 2,5806} \cdot 3,54 = 306 Н/мм^2;$$

$$\sigma_{F2} = \sigma_{F1} \frac{Y_{FS2}}{Y_{FS1}} = 306 \frac{3,61}{3,54} = 312 Н/мм^2.$$

Расчетные напряжения при изгибе должны быть $\sigma_F \le [\sigma_F]$. Допускается $\sigma_F \le 1,1[\sigma_F]$.

В нашем примере сопротивление усталости зубьев при изгибе обеспечивается, так как для шестерни и колеса выполняется условие:

$$\sigma_{F1} = 306 Н/мм^2 < [\sigma_F]_1 = 375 Н/мм^2;$$

$$\sigma_{F2} = 312 Н/мм^2 < [\sigma_F]_2 = 375 Н/мм^2.$$

7. Геометрический расчет конической прямозубой передачи. Конические зубчатые колеса с прямыми зубьями выполняют только с осевой формой зуба I – пропорционально понижающиеся зубья (рис. 2.8, *а*).

В качестве **исходных данных** для выполнения геометрического расчета прямозубой конической передачи принимаем величины: внешние делительные диаметры $d_{e1} = 57 мм$ и $d_{e2} = 207 мм$; внешнее делительное конусное расстояние $R_e = 107,3083 мм$; коэффициенты радиального (высотного) смещения $x_{e1} = 0,42$ и $x_{e2} = -0,42$; коэффициенты тангенциального смещения $x_{\tau 1} = 0,039$ и $x_{\tau 2} = -0,039$; внешний окружной модуль $m_e = 3 мм$; углы делительных конусов $\delta_1 = 15,40193° = 15°24'07''$ и $\delta_2 = 74,59807° = 74°35'53''$.

Для прямозубых конических зубчатых колес расчетным является внешнее торцовое сечение, для которого в соответствии с ГОСТ 13754–81 параметры внешнего торцового исходного контура: угол профиля $\alpha = 20°$; коэффициент высоты головки исходного контура $h_a^* = 1$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0,2$.

Внешняя высота головки зуба:

$$h_{ae1} = \left(h_a^* + x_{e1}\right) m_e = (1 + 0,42) 3 = 4,26 мм;$$

$$h_{ae2} = \left(h_a^* + x_{e2}\right) m_e = (1 - 0,42) 3 = 1,74 мм.$$

Внешняя высота ножки зуба:

$$h_{fe1} = \left(h_a^* + c^* - x_{e1}\right) m_e = \left(1 + 0,2 - 0,42\right) 3 = 2,34\,мм;$$
$$h_{fe2} = \left(h_a^* + c^* - x_{e2}\right) m_e = \left(1 + 0,2 + 0,42\right) 3 = 4,86\,мм.$$

Угол ножки зуба:

$$\theta_{f1} = \text{arctg}(h_{fe1} / R_e) = \text{arctg}(2,34/107,3083) = 1,24921° = 1°14'57";$$
$$\theta_{f2} = \text{arctg}(h_{fe2} / R_e) = \text{arctg}(4,86/107,3083) = 2,59316° = 2°35'35".$$

Угол головки зуба:

$$\theta_{a1} = \theta_{f2} = 2,59316° = 2°35'35";$$
$$\theta_{a2} = \theta_{f1} = 1,24921° = 1°14'57".$$

Угол конуса вершин:

$$\delta_{a1} = \delta_1 + \theta_{a1} = 15°24'07" + 2°35'35" = 17°59'42";$$
$$\delta_{a2} = \delta_2 + \theta_{a2} = 74°35'53" + 1°14'57" = 75°50'50".$$

Угол конуса впадин:

$$\delta_{f1} = \delta_1 - \theta_{f1} = 15°24'07" - 1°14'57" = 14°09'10";$$
$$\delta_{f2} = \delta_2 - \theta_{f2} = 74°35'53" - 2°35'35" = 72°00'87".$$

Окружная толщина зуба по внешней делительной окружности при $\text{tg}\alpha = \text{tg}20° = 0,36397$ и $\pi = 3,14159$:

$$s_{e1} = \left(0,5\pi + 2x_{e1}\,\text{tg}\alpha + x_{\tau 1}\right) m_e = \left(0,5\pi + 2 \cdot 0,42 \cdot 0,36397 + 0,039\right) 3 = 5,7466\,мм;$$
$$s_{e2} = \pi m_e - s_{e1} = \pi \cdot 3 - 5,7466 = 3,6782\,мм.$$

Внешняя высота зуба:

$$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} = 4,26 + 2,34 = 6,60\,мм;$$
$$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2} = 1,74 + 4,86 = 6,60\,мм.$$

Расчет выполнен правильно, так как получено

$$h_e = h_{e1} = h_{e2} = 6,60\,мм.$$

Внешний диаметр вершин зубьев:

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2h_{ae1}\cos\delta_1 = 57 + 2 \cdot 4,26 \cdot 0,96409 = 65,2140\,мм;$$
$$d_{ae2} = d_{e2} + 2h_{ae2}\cos\delta_2 = 207 + 2 \cdot 1,74 \cdot 0,26559 = 207,9243\,мм.$$

Внешний диаметр впадин зубьев:

$$d_{fe1} = d_{e1} - 2h_{fe1}\cos\delta_1 = 57 - 2 \cdot 2,34 \cdot 0,96409 = 52,4881\,мм;$$
$$d_{fe2} = d_{e2} - 2h_{fe2}\cos\delta_2 = 207 - 2 \cdot 4,86 \cdot 0,26559 = 204,4185\,мм.$$

Расчетное базовое расстояние (от вершины делительного конуса до плоскости, в которой расположена внешняя окружность вершин зубьев):

$$A_1 = 0,5d_{e2} - h_{ae1}\sin\delta_1 = 0,5 \cdot 207 - 4,26 \cdot 0,26559 = 102,3686\,мм;$$
$$A_2 = 0,5d_{e1} - h_{ae2}\sin\delta_2 = 0,5 \cdot 57 - 1,74 \cdot 0,96409 = 26,8225\,мм.$$

8. Выбор марки стали для изготовления конических зубчатых колес. Для варианта т.о. V марки сталей одинаковы для шестерни и колеса (см. табл. 2.2.) При выборе конкретной марки стали по табл. 2.1 диаметр заготовки шестерни $D_{заг}$ (рис. 2.24, *а*) не должен превышать предельного значения $D_{пред}$, а для колеса толщина заготовки диска $C_{заг}$ и обода $S_{заг}$ (рис. 2.24,*б*) – предельного значения $S_{пред}$.

Тогда в нашем примере:

$$D_{заг} = d_{ae1} + 6 = 65,2140 + 6 \approx 71,2\,мм;$$
$$C_{заг} = 0,5b = 0,5 \cdot 30 = 15\,мм;$$
$$S_{заг} = 8m_e = 8 \cdot 3 = 24\,мм.$$

По табл. 2.1 принимаем для изготовления шестерни и колеса легированную хромистую сталь 20Х. При этом выполняются условия:

а) для шестерни $D_{заг} = 71,2\,мм < D_{пред} = 200\,мм$;

б) для колеса $C_{заг} = 15 мм$ и $S_{заг} = 24 мм < S_{пред} = 125 мм$.

При выполнении выше указанных условий для шестерни и колеса гарантируется получение твердости активной поверхности зубьев при варианте т.о. V в диапазоне 56… 63HRC$_Э$.

9. Проверочный расчет передачи на контактную прочность активных поверхностей зубьев в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета – проверка статической прочности активных поверхностей зубьев при действии пиковой нагрузки, не учтенной при расчете на сопротивление контактной усталости, что позволит предотвратить остаточные деформации или хрупкое разрушение поверхностного слоя.

По табл. 2.4 предельные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H\max}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев, для варианта т.о. V одинаковы для шестерни и колеса и рассчитываются по формуле:

$$[\sigma_{H\max}]_1 = [\sigma_{H\max}]_2 = [\sigma_{H\max}] = 40\text{H}_{\text{HRCэПОВ}} = 40 \cdot 59{,}5 = 2380 H / мм^2 .$$

Расчетные максимальные контактные напряжения $\sigma_{H\max}$ при действии пиковой нагрузки

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_П} = 939\sqrt{2} = 1328 H / мм^2 ,$$

где $\sigma_H = 939 H / мм^2$ – см. п.4; $K_П = T_{пик} / T_{\max} = 2$ – коэффициент кратковременной перегрузки (см. исходные данные).

Контактная прочность активных поверхностей зубьев в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) обеспечивается, так как выполняется условие

$$\sigma_{H\max} = 1328 H / мм^2 < [\sigma_{H\max}] = 2380 H / мм^2 .$$

10. Проверочный расчет передачи на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке). Данный расчет выполняется с целью предупреждения статической поломки зуба при действии пиковой нагрузки.

По табл. 2.4 предельные допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F\max}]$, не вызывающие остаточных деформаций или хрупкого излома зуба пиковой нагрузкой, для варианта т.о. V одинаковы для шестерни и колеса:

$$[\sigma_{F\max}]_1 = [\sigma_{F\max}]_2 = 1200 H / мм^2 .$$

Расчетные максимальные напряжения при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса в момент действия пиковой нагрузки:

$$\sigma_{F\max 1} = \sigma_{F1} K_П = 306 \cdot 2 = 612 H / мм^2 ;$$

$$\sigma_{F\max 2} = \sigma_{F2} K_П = 312 \cdot 2 = 624 H / мм^2 ,$$

где σ_{F1} и σ_{F2} – см. п.6.

Изгибная прочность зубьев шестерни и колеса в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) обеспечивается, так как выполняются условия:

$$\sigma_{F\max 1} = 612 H / мм^2 < [\sigma_{F\max}]_1 = 1200 H / мм^2 ;$$

$$\sigma_{F\max 2} = 624 H / мм^2 < [\sigma_{F\max}]_2 = 1200 H / мм^2 .$$

11. Силы в зацеплении конической зубчатой передачи с прямыми зубьями. Результирующую силу F_n на среднем делительном диаметре d_m конического зубчатого колеса, нормальную к активной поверхности зуба, раскладывают на составляющие: окружную F_t, радиальную F_r и осевую F_a.

Окружная сила в зацеплении $F_t = 2972 H$ была определена в п.4. При этом

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2972 H .$$

Направления сил F_{t1} и F_{t2} противоположны.

Радиальная сила на шестерне

$$F_{r1} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha \cos\delta_1 = 2972 \operatorname{tg}20° \cos 15{,}40193° = 1043 H .$$

Осевая сила на колесе $F_{a2} = F_{r1} = 1043 H$.

Осевая сила на шестерне

$$F_{a1} = F_{t1} \operatorname{tg}\alpha \sin\delta_1 = 2972 \operatorname{tg}20° \sin 15{,}40193° = 287 H .$$

Радиальная сила на колесе $F_{r2} = F_{a1} = 287\,H$.

Направление силы F_{r1} противоположно направлению силы F_{a2}, направление силы F_{a1} противоположно направлению силы F_{r2}.

Схема сил в зацеплении конической зубчатой передачи с прямыми зубьями при различных направлениях вращения шестерни приведена на рис. 2.26.

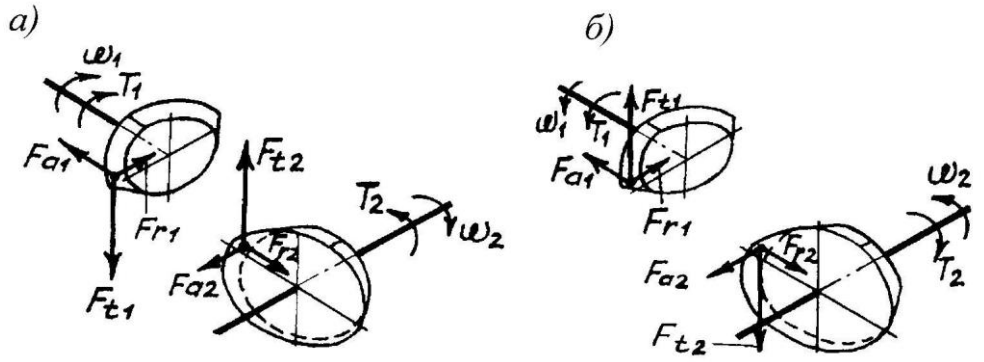


Рис. 2.26. Схема сил в зацеплении прямозубой конической зубчатой передачи

ПРИМЕР 2.5. РАСЧЕТ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО СООСНОГО ДВУХСТУПЕНЧАТОГО РЕДУКТОРА

Цилиндрический соосный двухступенчатый редуктор состоит из быстроходной и тихоходной ступеней, имеющих одинаковое межосевое расстояние a_w (рис. 2.27) .

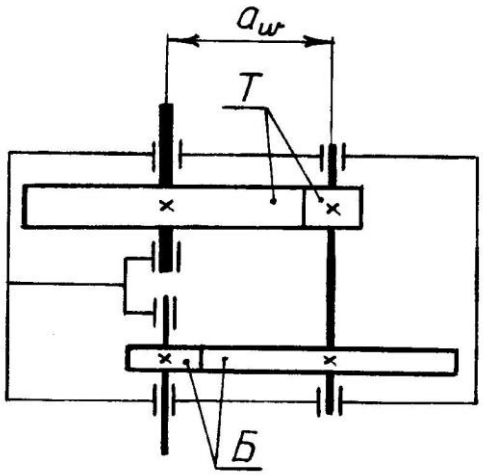


Рис. 2.27. Схема цилиндрического соосного двухступенчатого редуктора: $Б$ – быстроходная ступень, T – тихоходная ступень

Расчет передач данного редуктора, независимо от его исполнения (горизонтальное или вертикальное расположение осей валов), следует начинать с расчета тихоходной ступени, как более нагруженной. Если тихоходная ступень является косозубой, то расчет её выполняют в соответствии с методикой, изложенной в примере 2.1, если прямозубой – в соответствии с методикой, изложенной в примере 2.2.

После расчета тихоходной ступени приступают к расчету быстроходной ступени редуктора.

На начальной стадии расчета этой ступени выбирают соответствующий вариант термообработки и определяют расчетную величину допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$. Однако межосевое расстояние a_w для быстроходной ступени не рассчитывают, а принимают

равным межосевому расстоянию тихоходной цилиндрической ступени. Дальнейший расчет быстроходной ступени проводят в соответствии с методикой, изложенной в примерах 2.1…2.2 в зависимости от вида зубьев данной ступени. Предпочтение следует отдавать косозубым цилиндрическим быстроходным ступеням.

Основной недостаток соосных цилиндрических двухступенчатых редукторов – недогрузка быстроходных ступеней. Поэтому при расчете быстроходной ступени, независимо от принятого варианта термообработки, назначают коэффициент $\psi_{ba} = b_w / a_w = 0{,}15...0{,}25$.

3. РАСЧЕТ ЗАКРЫТЫХ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЧЕРВЯКОМ

3.1. ОБЩИЕ СВЕДЕНИЯ О ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧЕ

3.1.1. ОСОБЕННОСТИ КОНСТРУКЦИИ, ПРИМЕНЕНИЕ, ДОСТОИНСТВА И НЕДОСТАТКИ

Червячная передача состоит из червяка и червячного колеса (рис. 3.1) и относится к зубчато-винтовой передаче, движение в которой преобразуется по принципу винтовой пары с присущим ей повышенным скольжением.

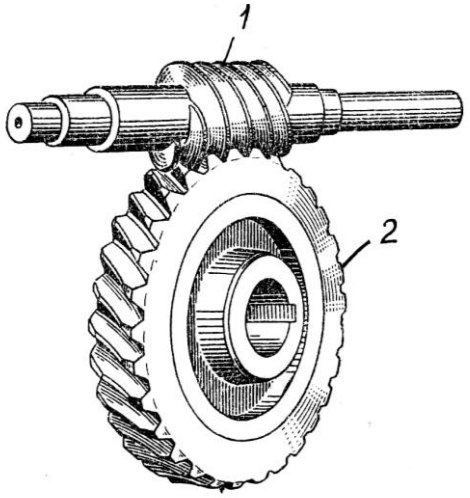


Рис. 3.1. Червячная передача:
1 – червяк; 2 – червячное колесо

При вращении червяка его витки плавно входят в зацепление с зубьями червячного колеса и приводят его во вращение. Применяют червячную передачу при необходимости передачи вращательного движения между осями, перекрещивающимися под углом 90°.

Ведущим в данной передаче является червяк, представляющий собой винт с трапецеидальной или близкой к ней по форме резьбой. Резьба червяка может быть однозаходной или многозаходной, а также правой или левой. Наиболее распространены червяки с правой резьбой, имеющие число заходов z_1 = 1; 2 и 4. Вал с нарезанным червяком называют вал-червяк.

Червячное колесо является косозубым зубчатым колесом с зубьями вогнутой дуговой формы, способствующей некоторому облеганию червяка и соответственно увеличению длины контактной линии. Такая форма зубьев способствует увеличению их прочности на изгиб. Направление и угол подъема зубьев червячного колеса такие же, как и у витков резьбы червяка.

Различают два основных вида червячной передачи: цилиндрическая или просто червячная передача (с цилиндрическим червяком) (рис. 3.2, *а*) и глобоидная (с глобоидным червяком) (рис. 3.2, *б*). Качественные показатели глобоидной передачи выше, но она сложна в изготовлении, сборке и чувствительна к осевому смещению червяка. Поэтому на практике наибольшее применение находят червячные передачи с цилиндрическими червяками, как более простые в изготовлении и обеспечивающие достаточно высокую нагрузочную способность.

Передаточное отношение червячной передачи

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2} = \frac{z_2}{z_1},$$

где ω_1 и ω_2 – угловые скорости червяка и колеса; n_1 *и* n_2 – частоты вращения червяка и колеса; z_1 *и* z_2 – число заходов (витков) червяка и число зубьев колеса.

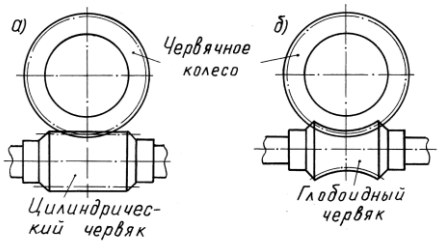


Рис. 3.2. Цилиндрическая и глобоидная червячные передачи

Анализ формулы для определения передаточного отношения i показывает, что оно может быть довольно большим.

Так, например, при однозаходном червяке (z_1 = 1) и червячном колесе с z_2 = 100 передаточное отношение передачи i = 100. При одном и том же передаточном отношении червячная передача гораздо компактнее обыкновенной зубчатой передачи.

Возможность осуществления большого передаточного отношения при одной ступени передачи, компактность, плавность и бесшумность, повышенная кинематическая точность – основные достоинства червячных передач. Благодаря этим достоинствам червячные передачи широко применяют в станках, автомобилях, подъемно-транспортных и других машинах.

Одноступенчатые червячные редукторы общего назначения выполняют с передаточным отношением i = 8…80, двухступенчатые - i = 100…6300. Одноступенчатые червячные передачи специального исполнения проектируют так же с i > 80.

При работе червячной передачи витки червяка скользят по зубьям червячного колеса, что вызывает существенные потери в зацеплении. По этой причине КПД червячной передачи значительно меньше КПД зубчатой передачи, что является основным недостатком червячной передачи. К недостаткам относятся также изнашивание зубьев червячного колеса и склонность к заеданию витков червяка и зубьев колеса, что требует применения для венцов червячных колес дорогих антифрикционных материалов (бронзы или латуни). Существенным недостатком червячной передачи является большое тепловыделение в зоне зацепления, что может привести к нагреву масла до температуры, превышающей предельную, при которой оно теряет свои защитные способности (происходит разрушение масляной пленки в зоне контакта и появляется возможность заедания). Поэтому для червячной передачи, в отличие от зубчатой, обязательным является выполнение теплового расчета и, при необходимости, принятие специальных мер, обеспечивающих отвод избыточной теплоты (оребрение корпуса; искусственный обдув вентилятором, устанавливаемым на валу червяка; охлаждение масла водой, проходящей через змеевик, установленный внутри масляной ванны и др.).

Вследствие отмеченных недостатков червячные передачи применяют значительно реже зубчатых и только для передачи небольших и средних мощностей (обычно не более 30 кВт при длительной работе). При работе в повторно-кратковременном режиме они могут оказаться эффективными и при больших мощностях.

3.1.2. ТИПЫ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ЧЕРВЯКОВ И ОБРАБОТКА ИХ ВИТКОВ [9]

Цилиндрические червяки выполняют с линейчатыми (прямолинейными) и нелинейчатыми (криволинейными) боковыми (рабочими) поверхностями витков. Наибольшее распространение получили три вида линейчатых червяков: архимедов (*ZA*), конволютный (*ZN1* и *ZN2*) и эвольвентный (*ZJ*). Винтовая поверхность этих червяков образуется винтовым движением отрезка прямой линии. У нелинейчатого червяка рабочая поверхность витка образуется винтовым движением кривой линии (например, нелинейчатый червяк *ZT*, образованный тором).

В зависимости от вида червяка профиль витка рассматривают в определенных сечениях (рис. 3.3): А-А – осевое сечение; В-В и С-С – сечения, касательные к основному цилиндру с диаметром d_b; N1-N1 – сечение, нормальное витку; N2-N2 – сечение, нормальное впадине; Т-Т – торцовое сечение (перпендикулярное оси червяка).

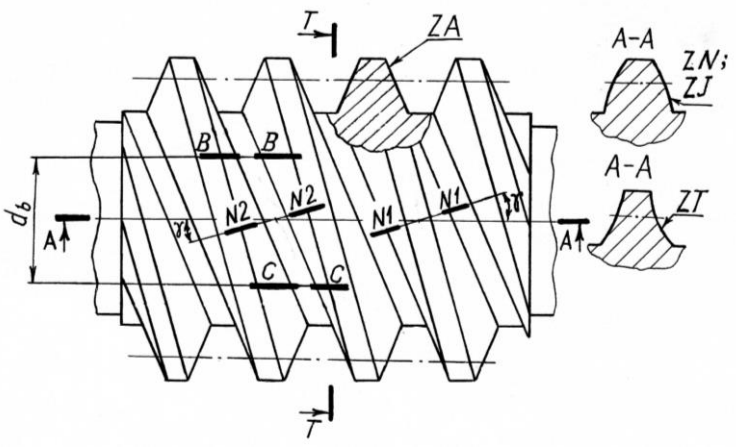
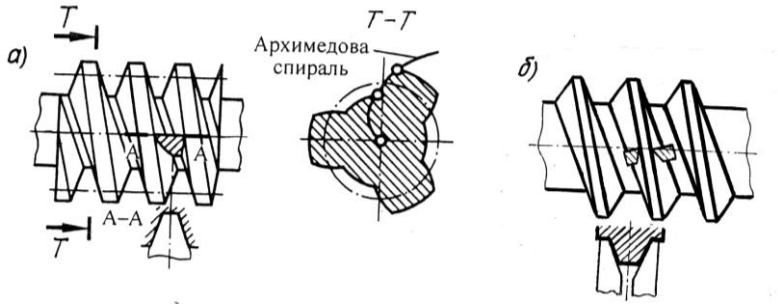


Рис. 3.3. Сечения цилиндрических червяков:
А-А – осевое сечение; В-В и С-С – сечения, касательные к основному цилиндру с диаметром d_b;
N1-N1 –сечение, нормальное витку;
N2-N2 – сечение, нормальное впадине; Т-Т – торцовое сечение

Архимедов червяк *ZA* имеет прямолинейный профиль витка в осевом сечении А-А и криволинейный (выпуклый) профиль в нормальных сечениях N1-N1 и N2-N2 (рис. 3.3 и 3.4). В торцовом



сечении Т-Т витки очерчены архимедовой спиралью (рис. 3.4, $а$).

Рис. 3.4. Архимедов червяк ZA и схема установки двустороннего ($а$) и односторонних (б) резцов при его нарезании

Червяк *ZA* является наиболее технологичным, так как обработка его на токарном станке практически ничем не отличается от обработки винта с трапецеидальной резьбой. Резец в данном случае устанавливают так, чтобы его режущие кромки лежали в осевой плоскости червяка. Установка двустороннего резца с прямолинейным профилем показана на рис. 3.4, $а$. Однако использование данного резца целесообразно только для нарезания червяков с малым углом подъема γ линии витка на делительном цилиндре вследствие различия условий резания по левой и правой сторонам. Для чистового нарезания червяков *ZA* с углом $\gamma < 10^\circ$ рекомендуется раздельная обработка левой и правой сторон витка односторонними резцами.

Установка односторонних резцов показана на рис. 3.4, *б*. При нарезании витков червяка односторонним резцом возможна поочередная обработка обеих сторон впадины одним резцом путем разворота червяка.

При углах подъема линии витка $\gamma \geq 8^\circ$ целесообразно использовать конволютные червяки *ZN*.

Конволютные червяки *ZN*1 и *ZN*2 имеют в осевом сечении А-А криволинейный (выпуклый) профиль витка (рис. 3.3), а в торцовом сечении Т-Т – удлиненную или укороченную эвольвенту (рис. 3.5, $а$).

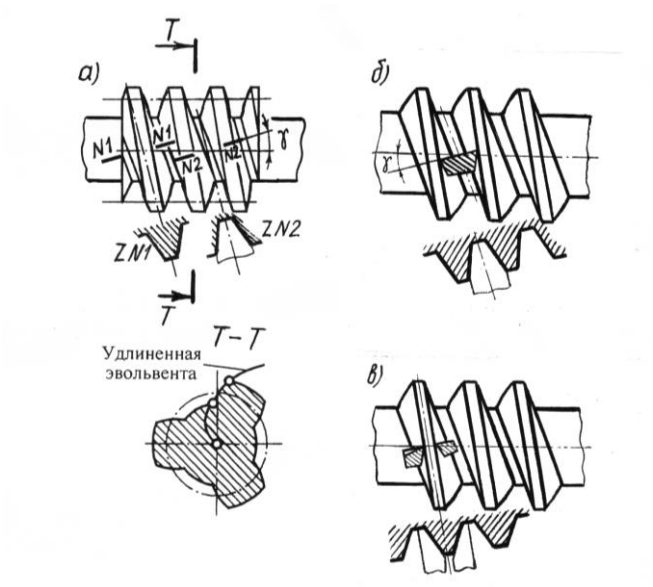


Рис. 3.5. Конволютный червяк ZN ($а$) и схемы установки резцов с прямолинейным профилем: б – двустороннего резца для нарезания витка червяка ZN2; в –односторонних резцов для нарезания витка червяка ZN1

Виток конволютного червяка *ZN1* имеет прямолинейный профиль в сечении N1-N1, нормальном витку, и криволинейный (выпуклый) профиль в сечении N2-N2, нормальном впадине. Виток конволютного червяка *ZN2* имеет криволинейный (выпуклый) профиль в сечении N1-N1, нормальном витку, и прямолинейным профиль в сечении N2-N2, нормальном впадине.

Установка двустороннего резца для нарезания витка червяка *ZN2* с прямолинейным профилем в нормальном по впадине сечении N2-N2 показана на рис. 3.5, *б*. Однако нарезание червяков с большим делительным углом подъема γ линии витка одним двусторонним резцом не рекомендуется из-за неблагоприятных условий резания.

Установка односторонних резцов при нарезании витка червяка *ZN1* с прямолинейным профилем в нормальном по витку сечении показана на рис. 3.5, ***в***. Нарезание в данном случае, в отличие от нарезания червяка *ZN2,* выполняется раздельно для каждой стороны впадины.

Эвольвентный червяк *ZJ* имеет криволинейный (выпуклый) профиль витка в осевом сечении А-А (рис. 3.3), а в торцовом сечении Т-Т витки очерчены эвольвентой (рис. 3.6).

При нарезании эвольвентного червяка *ZJ* односторонние резцы, имеющие прямолинейный профиль, устанавливаются так, чтобы горизонтальная плоскость, проходящая через режущую кромку, была касательной к основному цилиндру диаметром d_b (рис. 3.6). Однако установка резцов со смещением от осевой плоскости червяка вследствие неблагоприятных условий резания при углах подъема линии витка более 5° не рекомендуется. Червяки с углом подъема линии витка больше 5° рекомендуется нарезать профильными резцами с криволинейным профилем в осевом или нормальном сечениях.

Смещение резца от осевой плоскости при его установке подсчитывают по формуле $r_b = z_1 m/(2\pi tg\alpha_b)$, где r_b – основной радиус червяка; z_1 – число заходов (витков) червяка; m – модуль; $\alpha_b = \gamma_b$ - профильный угол резца, равный основному углу подъема линии витка ($\cos\gamma_b = \cos 20^\circ \cdot \cos\gamma$), здесь γ - делительный угол подъема линии витка.

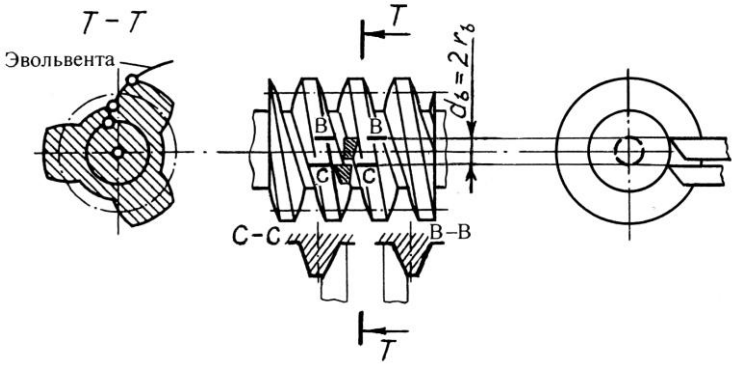


Рис. 3.6. Эвольвентный червяк ZJ и схема установки резцов для нарезания витков правого направления

Нелинейчатый червяк *ZT* с вогнутым профилем витка обрабатывают инструментом с торовой рабочей поверхностью (рис. 3.7).

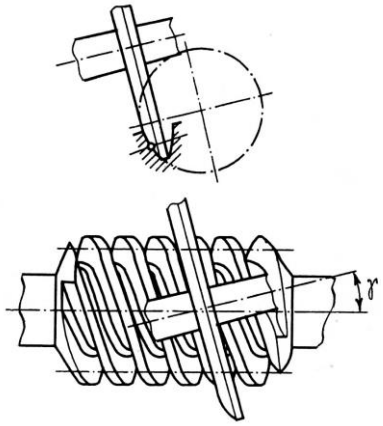


Рис. 3.7. Схема обработки нелинейчатого червяка ZT с вогнутым профилем витка

Передачи с нелинейчатыми червяками *ZT* отличает повышенная нагрузочная способность, так как они имеют большую поверхность контакта с зубьями червячных колес.

Шлифование цилиндрических червяков является финишной операцией обработки рабочих поверхностей витков, термообработанных до твердости 51HRC$_э$ и более.

Шлифование архимедовых червяков *ZA* производят тремя способами:

1. Шлифование дисковым шлифовальным кругом (рис. 3.8, $а$). Для получения точного профиля витка шлифуемого червяка правка шлифовального круга должна производиться по различным для каждого червяка кривым. Дисковым кругом с прямолинейной образующей конусной части шлифование можно выполнять только червяков 8…9-й степени точности ввиду значительных искажений профиля.

2. Шлифование чашечным конусным кругом с прямолинейной образующей конуса при получении приближенного профиля в пределах 8..9-й степени точности (рис. 3.8, *б*). В данном случае профиль витка ближе к архимедовой спирали, чем при шлифовании дисковым кругом. Для получения точного профиля шлифуемого червяка правку шлифовального круга необходимо осуществлять по кривой.

3. Шлифование пальцевым кругом, имеющим прямолинейный профиль (рис. 3.8, *в*), применяют для шлифования крупномодульных червяков с приближенным профилем 8..9-й степени точности.

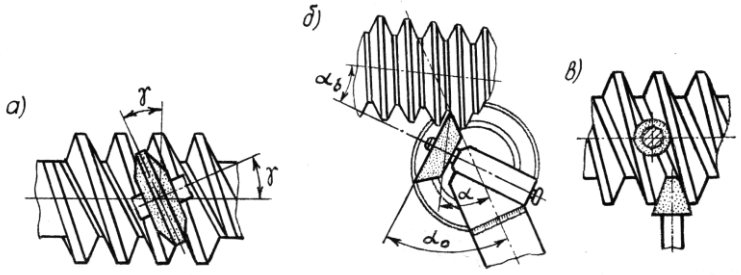


Рис. 3.8. Схемы установки шлифовальных кругов при шлифовании архимедовых червяков ZA: $а$ – схема установки дискового круга

при двустороннем шлифовании; б – схема установки чашечного круга; в – схема установки пальцевого круга

Шлифование конволютных червяков *ZN* конусными кругами с прямолинейными образующими на обычных резьбошлифовальных станках приводит к некоторому искривлению прямолинейного профиля витка и получению криволинейного профиля как у нелинейчатых червяков. Однако червячные фрезы для нарезания червячных колес шлифуют тем же способом, поэтому получают правильное зацепление.

Шлифование эвольвентных червяков *ZJ* производят дисковым кругом с прямолинейной образующей при одностороннем шлифовании витка (рис. 3.9, $а$) и чашечным конусным кругом (рис. 3.9, *б*). В последнем случае также шлифуется только одна сторона витка.

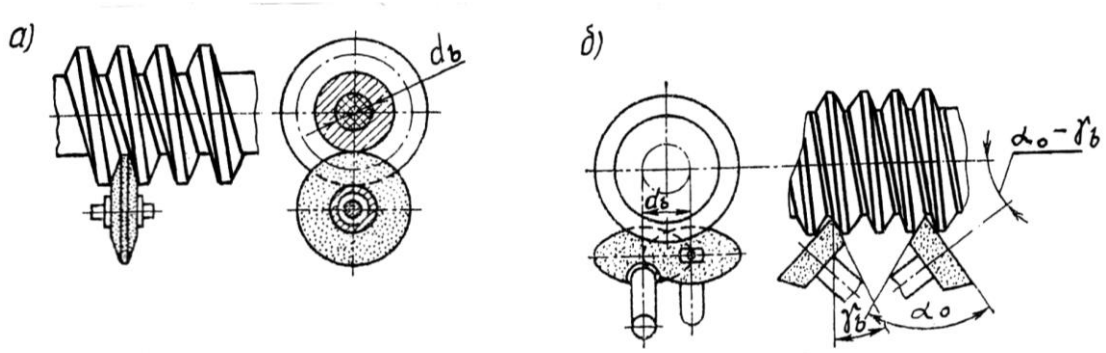


Рис. 3.9. Схемы установки шлифовальных кругов при шлифовании эвольвентных червяков ZJ:
$а$ – схема установки дискового круга при шлифовании одной стороной;
б – схема установки чашечного круга: d_b – основной диаметр червяка;
γ_b - основной угол подъема линии витка

Шлифование нелинейчатых червяков *ZT* с вогнутым профилем витка производят кругом с торовой рабочей поверхностью (рис. 3.7).

Кроме выше рассмотренных червяков *ZA, ZN, ZJ* и *ZT* в последнее время широкое распространение получили **цилиндрические червяки *ZK1* и *ZK2*, образованные конусом** (рис. 3.10).

Червяк *ZK1* (рис. 3.10, $а$) обрабатывается дисковой фрезой с прямолинейным профилем, которая устанавливается таким образом, что средняя точка А фрезы располагается в осевой плоскости червяка, а ось вращения её наклоняется на угол, равный делительному углу подъема γ линии витка червяка.

Червяк *ZK2* (рис. 3.10, *б*) обрабатывается пальцевой фрезой, ось вращения которой пересекается с осью червяка под прямым углом.

В осевом сечении А-А витки червяков *ZK1* и *ZK2* имеют криволинейный (выпуклый) профиль. Для данных червяков, термообработанных до твердости 51HRCэ и более, финишной операцией обработки рабочих поверхностей витков, как и для ранее рассмотренных червяков, является шлифование. Витки червяков *ZK1* шлифуют дисковым кругом с одной или двумя конусными сторонами (рис. 3.8, $а$), а червяков *ZK2* – пальцевым кругом (рис. 3.8, *в*).

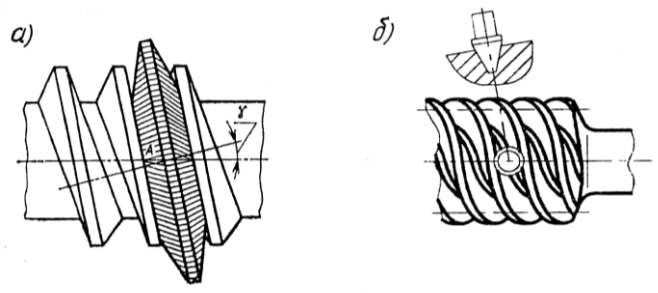


Рис. 3.10. Схема установки дисковой фрезы с прямолинейным профилем при нарезании червяка ZK1 ($а$) и пальцевой фрезы при нарезании червяка ZK2 (б)

Степень точности силовой червячной передачи выбирают согласно ГОСТ 3675-81 в зависимости от скорости скольжения υ_s витков червяка относительно зубьев колеса:

а) $\upsilon_s \le 10$ м/с – степень точности 7 (червяк цементован и закален или только закален, шлифован и полирован; колесо нарезается шлифованными червячными фрезами); передачи при повышенных требованиях к габаритам;

б) $\upsilon_s \le 5$ м/с – степень точности 8 (допускается червяк нешлифованный с твердостью поверхности витков $H_1 \le 350$ НВ; колесо нарезается шлифованной червячной фрезой); требования к габаритам и точности – средние;

в) $\upsilon_s \le 2$ м/с – степень точности 9 (червяк нешлифованный с $H_1 \le 350$ НВ; колесо нарезается любым способом); передачи кратковременно работающие и с ручным приводом.

Для червячных передач с высокой кинематической точностью предусмотрены степени точности 5 и 6.

3.1.3. МАТЕРИАЛЫ ЧЕРВЯКА И ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА

Изготовление червяка и червячного колеса из стали не обеспечивает достаточной износостойкости и сопротивления заеданию. Поэтому одну из деталей передачи выполняют из антифрикционного материала, хорошо сопротивляющегося заеданию и износу.

Для червяка характерны относительно малый диаметр и значительное расстояние между опорами. Поэтому жесткость и прочность червяка обеспечивают изготовлением его из стали. Поскольку при приработке червяк служит в качестве формообразующего элемента, прочность и твердость его поверхности должны быть выше соответствующих свойств зубьев колеса.

Материалы **червяка** делят на группы: 1) нетермообрабатываемые; 2) улучшаемые; 3) поверхностно-закаливаемые; 4) цементуемые под закалку; 5) подвергаемые азотированию и хромированию.

Наиболее применяемый материал – сталь 18ХГТ, твердость поверхности после цементации и закалки 56…63 HRCэ. Во всех случаях необходимо шлифование и полирование витков червяка.

Применение азотируемых сталей 38Х2МЮА, 38Х2Ю позволяет исключить шлифование червяка.

Улучшенные червяки применяют в малонагруженных передачах (при мощности на червяке < 1 кВт).

Червяки без термообработки применяют лишь во вспомогательных малонагруженных передачах (обычно с ручным приводом).

Червячное колесо выполняют составным: венец – из антифрикционных, относительно дорогих и малопрочных материалов; центр – из стали, при небольших нагрузках – из чугуна.

Материал **венца колеса:**

а) при скорости скольжения $\upsilon_s \ge 4$ *м/с* – оловянные бронзы:

Бр010Н1Ф1 – при $\upsilon_s \le 5...25$ *м/с*;

Бр010Ф1 – при $\upsilon_s \le 5...12$ *м/с*;

Бр05Ц5С5 – при $\upsilon_s \le 5...8$ *м/с*;

б) при $\upsilon_s = 2...5$ *м/с* – безоловянные бронзы БрА10Ж4Н4, БрА10Ж3Мц1,5, БрА9Ж3Л;

в) при $\upsilon_s = 2...4$ *м/с* – латунь ЛАЖМц66-6-3-2;

г) при $\upsilon_s < 2$ *м/с* – мягкие серые чугуны СЧ15, СЧ20 (привод ручной).

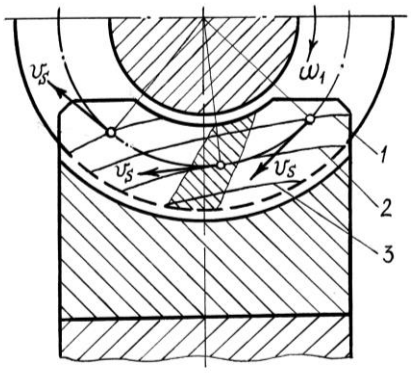
3.1.4. ХАРАКТЕР И ПРИЧИНЫ ОТКАЗОВ ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Так как венец червячного колеса изготовляют из менее прочного материала, чем червяк, то выход из строя передачи, как правило, связан с повреждением зубьев колеса. Опыт эксплуатации червячных передач показал, что выход их из строя обусловлен в основном следующими причинами (в порядке убывания отказов):

1. **Износ зубьев колеса** ограничивает ресурс большинства червячных передач. Интенсивность износа увеличивается при загрязнении смазочного материала, неточном монтаже и повышенной шероховатости рабочих поверхностей витков червяка.

2. **Заедание** – микросварка сопряженных поверхностей зубьев колеса и витков червяка под нагрузкой при отсутствии разделяющего масляного слоя. Заедание ограничивает в первую очередь нагрузочную способность червячной передачи. Причина заедания – высокие скорости

скольжения υ_s контактирующих поверхностей и скольжение вдоль линий контакта. Особенно это характерно для средней части зуба (заштрихованная зона на рис. 3.11), где направление вектора υ_s почти совпадает с направлением контактных линий и масляный слой в такой зоне образоваться не может. Всё это и создаёт условия для возникновения заедания. Заедание при твердых материалах венцов колес (безоловянные бронзы и латуни) приводит к образованию и последующему разрушению мостиков микросварки между контактируемыми поверхностями витков и зубьев колеса. Последние катастрофически изнашиваются и повреждаются частицами материала зубьев колеса, приварившимися к виткам червяка.



В случае применения мягких материалов венцов колес (оловянные бронзы) заедание проявляется в менее опасной форме, возникает перенос («намазывание») материала зубьев на рабочую поверхность витков червяка, и передача продолжает работать ещё некоторое время, обусловленное интенсивностью изнашивания.

Рис. 3.11. Расположение контактных линий и вектора скорости скольжения υ_s на зубе колеса:
1, 2, 3… - линии контакта витков червяка и зубьев колеса в процессе зацепления

3. **Усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев колес** наиболее опасно для венцов из оловянных бронз. Причина этого отказа – контактные напряжения, превышающие предел выносливости оловянной бронзы для данного числа циклов нагружения.

4. **Усталостная поломка зубьев колеса** проис-ходит в результате значительного их износа.

5. **Пластические деформации активных поверхностей зубьев колеса** наблюдаются при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке передачи).

6. **Статическая поломка зуба колеса** возможна при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке передачи), однако данный отказ встречается наиболее редко.

7. **Нагрев масла** в картере корпуса до температуры, превышающей предельную, приводит к потере им защитных свойств и опасности заедания. Перегрев масла исключают выполнением теплового расчета и, при необходимости, предусматривают отвод избыточной теплоты (оребрение корпуса, искусственное охлаждение, например, обдув корпуса воздухом с помощью вентилятора и т.п.).

3.1.5. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Расчет червячной передачи проводят только для зубьев червячного колеса, так как витки червяка по форме и материалу значительно прочнее зубьев колеса (при этом индекс «2», который относится к колесу, в обозначениях напряжений обычно не указывают).

Заедание, интенсивность износа и усталостное выкрашивание зависят от контактных напряжений σ_H. Поэтому ***расчет по контактным напряжениям*** по условию

$$\sigma_H \le [\sigma_H] \qquad (3.1)$$

для червячных передач является основным. Он проводится для длительной работы передачи с номинальной нагрузкой и обеспечивает выполнение определяющих условий: а) для оловянных бронз – сопротивление контактной усталости; б) для безоловянных бронз, латуни и чугунов – сопротивление заеданию и усиленному износу. Причину выхода передачи из строя при основном расчете по контактным напряжениям учитывают при выборе допускаемых напряжений $[\sigma_H]$.

Расчет по напряжениям изгиба σ_F с целью исключения усталостной поломки зубьев колеса при их изгибе по условию

$$\sigma_F \le [\sigma_F] \qquad (3.2)$$

проводится при этом как проверочный. Как и основной расчет, он выполняется для длительной работы передачи с номинальной нагрузкой. В большинстве случаев напряжения изгиба σ_F не определяют размеры передачи и являются значимыми только при больших числах зубьев колес ($z_2 > 90$).

Дополнительно проводится ***расчет на статическую прочность*** зубьев колеса при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке передачи), не учитываемой в основном расчете:

1) на контактную прочность активных поверхностей зубьев по условию

$$\sigma_{H\max} \le [\sigma_{H\max}] \tag{3.3}$$

с целью предотвращения пластических деформаций;

2) на изгибную прочность зубьев колеса по условию

$$\sigma_{F\max} \le [\sigma_{F\max}] \tag{3.4}$$

с целью исключения их статической поломки.

Тепловой расчет червячной передачи по условию

$$t \le [t] \tag{3.5}$$

исключает нагрев масла в корпусе до температуры t, превышающей допустимую $[t]$.

3.2. ВЫБОР ДОПУСКАЕМЫХ НАПРЯЖЕНИЙ

При проектировании закрытых червячных передач допускаемые напряжения вычисляют по эмпирическим формулам только для зубьев червячного колеса в зависимости от материала, принятого для их изготовления (оловянная или безоловянная бронза, латунь) с учетом твердости поверхности витков червяка и их финишной обработки (шлифованные или нешлифованные), принимая во внимание основную причину выхода из строя.

Червяки изготавливают в основном из легированных сталей марок 40Х, 40ХН, 35ХГСА с поверхностной закалкой до твердости H_1 = 45…55 HRCэ и последующим шлифованием и полированием витков. Высокие качественные показатели передачи получают при использовании сталей марок 18ХГТ и 20Х, подвергнутых цементации с последующей закалкой до твердости поверхности H_1 = 56…63 HRCэ (витки шлифованные и полированные). Применение азотируемых сталей 38Х2МЮА, 38Х2Ю позволяют исключить шлифование червяка и проводить только полирование витков.

Наиболее технологичными являются эвольвентные червяки *ZJ* и образованные конусом *ZK1* и *ZK2*.

В качестве материалов **венцов червячных колёс** применяют оловянные или безоловянные бронзы, реже – латуни (табл. 3.1). Но так как выбор материала венца червячного колеса связан со скоростью скольжения в зацеплении, то предварительно ожидаемое её значение (м/с) определяют по формуле:

$$\upsilon_S = 4{,}5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}\,, \tag{3.6}$$

где n_1 - частота вращения червяка, $мин^{-1}$; T_2 - вращающий момент на червячном колесе, $Н \cdot м$.

Таблица 3.1 – **Материалы венцов червячных колёс**

Материал венца червячного колеса	Марка бронзы	Способ отливки	σ_B	σ_T	Скорость скольжения в зацеплении υ_S, м/с
			$Н/мм^2$		
Бронза оловянная	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	≤25
	БрО10Ф1	К	250	200	≤12
		П	215	135	
	БрО5Ц5С5	К	200	90	≤8
		П	145	80	
Бронза безоловянная	БрА10Ж4Н4	Ц	700	460	≤4…5
		К	650	430	
	БрА10Ж3Мц1,5	К	550	360	
		П	450	300	
	БрА9Ж3Л	Ц	500	200	
		К	490	195	
		П	390	195	

Примечания: 1. Способы отливки: Ц – центробежный; К – в кокиль; П – в песок (при единичном типе производства).

2. Химический состав материалов: О – олово; Н – никель; Ф – фосфор; Ц – цинк; А – алюминий: Ж – железо; Мц – марганец; Л – литейная. Цифры указывают среднее содержание составных элементов в %, остальное – медь.

3. Кроме бронзы, для венцов червячных колес при $\upsilon_S \le 4$ м/с используют латунь ЛАЖМц 66-6-3-2 с механическими характеристиками: $\sigma_B = 500\ H/мм^2$; $\sigma_B = 330\ H/мм^2$ - при способе отливки Ц; $\sigma_B = 450\ H/мм^2$; $\sigma_B = 295\ H/мм^2$ - при способе отливки К; $\sigma_B = 400\ H/мм^2$; $\sigma_B = 260\ H/мм^2$ - при способе отливки П.

3.2.1. ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ $[\sigma_H]$ ПРИ ДЛИТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ ПЕРЕДАЧИ

Материал венца колеса – оловянная бронза. Так как оловянная бронза обеспечивает достаточное сопротивление заеданию, то допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для неё выбирают из условия сопротивления контактной усталости в условиях неизбежного износа. При этом следует учитывать, что для бронз кривые усталости при контактных напряжениях имеют очень длинные наклонные участки – до $25 \cdot 10^7$ циклов нагружения и не имеют перелома. Поэтому за исходные выбирают напряжения σ_H^0, равные условному пределу ограниченной выносливости при условном числе циклов нагружения $N_0 = 10^7$ (рис. 3.12, *а*).

Тогда для зубьев червячного колеса, венец которого выполнен из оловянной бронзы, при сопряжённом червяке с твёрдостью поверхности витков $H_1 \ge 45$ HRCэ (витки шлифованы и полированы) допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ ($H/мм^2$):

$$[\sigma_H] = \sigma_H^0 C_\upsilon Z_N = 0{,}9\sigma_B C_\upsilon Z_N, \qquad (3.7)$$

где $\sigma_H^0 = 0{,}9\sigma_B$ - условный предел контактной выносливости ($H/мм^2$) при условном числе циклов нагружения $N_0 = 10^7$ для венца из оловянной бронзы, сопряжённого с червяком, имеющего твердость поверхности витков $H_1 \ge 45$ HRCэ; σ_B - временное сопротивление (предел прочности) для бронзы при растяжении (табл. 3.1); C_υ - коэффициент, учитывающий интенсивность изнашивания зуба червячного колеса в зависимости от скорости скольжения υ_S:

$\upsilon_S, м/с$	≤1	2	3	4	5	6	7	≥8
C_υ	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

Z_N - коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса при расчёте на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев червячного колеса

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{N_0}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}, \text{ при условии } 0{,}67 \le Z_N \le 1{,}15. \qquad (3.8)$$

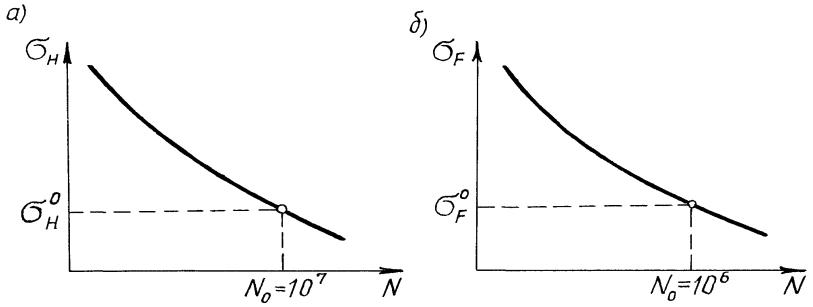


Рис.3.12. Кривые усталости образцов из бронзы: *а* - для контактных напряжений; *б* - для напряжений изгиба

Если получилось $Z_N < 0{,}67$, то принимают $Z_N = 0{,}67$; если получилось $Z_N > 1{,}15$, то следует принять $Z_N = 1{,}15$.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} зубьев червячного колеса в течение требуемого ресурса L_h (часы) определяют по формуле:

$$N_{HE} = 60 n_2 L_h K_{HE}, \qquad (3.9)$$

где n_2 - частота вращения червячного колеса, $мин^{-1}$; K_{HE} - коэффициент приведения или эквивалентности при расчёте на сопротивление контактной усталости:

Типовой режим нагружения……	0	1	2	3	4	5
K_{HE} ……	1	0,416	0,2	0,121	0,081	0,034

Материал венца колеса – безоловянная бронза. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для безоловянных бронз определяют из условия сопротивления заеданию и усиленному износу в зависимости от скорости скольжения υ_S в зацеплении:

$$[\sigma_H] = \sigma_H^0 - 25\upsilon_S = 300 - 25\upsilon_S, \quad (3.10)$$

где $[\sigma_H]$ - $H/мм^2$; υ_S - *м/с*.

В формуле (3.10) $\sigma_H^0 = 300\ H/мм^2$ - для венца из безоловянной бронзы, работающего в паре с сопряжённым червяком, имеющим твердость поверхности витков $H_1 \geq 45$ HRCэ.

Из зависимости (3.10) следует, что безоловянные бронзы невозможно применять при высоких скоростях скольжения в зацеплении (например, при $\upsilon_S = 12м/с$ $[\sigma_H] = 0$).

Значения $[\sigma_H]$ для безоловянных бронз не зависят от числа циклов нагружения, поэтому в формуле (3.10) коэффициент долговечности отсутствует.

3.2.2. ДОПУСКАЕМЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ ИЗГИБА $[\sigma_F]$ ПРИ ДЛИТЕЛЬНОЙ РАБОТЕ ПЕРЕДАЧИ

Экспериментальные исследования показали, что кривые усталости для напряжений изгиба образцов из бронзы, как и для контактных напряжений, имеют очень длинные наклонные участки – до $25 \cdot 10^7$ циклов нагружения. Поэтому за исходные выбирают напряжения σ_F^0, равные условному пределу ограниченной изгибной выносливости при условном числе циклов нагружения $N_0 = 10^6$ (рис. 3.12,б).

Тогда для зубьев червячного колеса, выполненных из оловянной и безоловянной бронз (а также из латуни) допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ ($H/мм^2$) при длительной работе передачи с номинальной нагрузкой

$$[\sigma_F] = \sigma_F^0 Y_N, \quad (3.11)$$

где $\sigma_F^0 = 0,20\sigma_T + 0,06\sigma_B$ - передача реверсивная; (3.12)

$\sigma_F^0 = 0,25\sigma_T + 0,08\sigma_B$ - передача нереверсивная; (3.13)

σ_F^0 - $H/мм^2$; σ_T, σ_B - $H/мм^2$ (табл. 3.1); Y_N - коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи при расчёте по напряжениям изгиба:

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{N_0}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}, \text{ при условии } 0,54 \leq Y_N \leq 1. \quad (3.14)$$

Если получилось Y_N < 0,54, то принимают $Y_N = 0,54$; если получилось Y_N > 1, то следует принять $Y_N = 1$.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{FE} зубьев червячного колеса в течение требуемого ресурса L_h (часы) определяют по формуле:

$$N_{FE} = 60 n_2 L_h K_{FE}, \quad (3.15)$$

где K_{HE} - коэффициент приведения или эквивалентности при расчёте на сопротивление усталости зубьев при изгибе:

Типовой режим нагружения……	0	1	2	3	4	5
K_{FE} ……	1	0,2	0,1	0,04	0,016	0,004

3.2.3. ПРЕДЕЛЬНЫЕ ДОПУСКАЕМЫЕ КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ $[\sigma_{H\max}]$ И НАПРЯЖЕНИЯ ИЗГИБА $[\sigma_{F\max}]$ ПРИ ПРОВЕРКЕ ЗУБЬЕВ ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА НА КОНТАКТНУЮ И ИЗГИБНУЮ ПРОЧНОСТИ В МОМЕНТ ДЕЙСТВИЯ ПИКОВОЙ НАГРУЗКИ (ПРИ КРАТКОВРЕМЕННОЙ ПЕРЕГРУЗКЕ)

Предельные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H\max}]$ ($H/мм^2$) и напряжения изгиба $[\sigma_{F\max}]$ ($H/мм^2$) определяют в зависимости от материала венца червячного колеса:

оловянные бронзы…… $[\sigma_{H\max}] = 4\sigma_T$; $[\sigma_{F\max}] = 0,8\sigma_T$; (3.16)

безоловянные бронзы и латуни… $[\sigma_{H\max}] = 2\sigma_T$; $[\sigma_{F\max}] = 0,8\sigma_T$. (3.17)

3.3 ПРИМЕР РАСЧЕТА ЗАКРЫТОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ ЧЕРВЯКОМ

Исходные данные:

а) передаточное отношение $i = 28,2$;

б) вращающий момент на червячном колесе $T_2 = 450 \ \ Н \cdot м$;

в) частота вращения червяка $n_1 = 1410 \ \ мин^{-1}$;

г) частота вращения червячного колеса $n_2 = 50 \ \ мин^{-1}$;

д) требуемый ресурс передачи $L_h = 15 \cdot 10^3 \ \ ч$;

е) типовой режим нагружения 2 – средний равновероятный;

ж) коэффициент кратковременной перегрузки $K_П = T_{пик} / T_{ном} = 2$;

з) производство среднесерийное;

и) передача реверсивная, нестандартная; работа в условиях цеха.

Порядок расчета

Выбор материала червяка. Учитывая рекомендации, изложенные в п.3.2, для червяка используем сталь 18ХГТ (цементованная и закалённая до твердости 56…63 HRCэ). Витки червяка шлифованные и полированные. Тип червяка – эвольвентный (*ZJ*).

Вычисление предварительного значения скорости скольжения υ_S в червячном зацеплении и выбор материала венца червячного колеса. Предварительная величина скорости скольжения в зацеплении определяется по формуле (3.6):

$$\upsilon_S = 4,5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 4,5 \cdot 10^{-4} \cdot 1410 \sqrt[3]{450} = 4,86 \ \ м/с.$$

На основании полученного значения скорости скольжения υ_S выбирают материал для изготовления венца червячного колеса. Однако в технической литературе существуют различные рекомендации по его выбору.

В работах [1], [2] … [5], [7] рекомендуется при скорости скольжения $\upsilon_S > 5$ м/с применять в качестве материала венцов червячных колёс оловянную бронзу, а при $\upsilon_S \le 5$ м/с - безоловянную бронзу (при $\upsilon_S \le 4$ *м/с* допускается использовать латуни).

Д.Н. Решетов [6] рекомендует при $\upsilon_S \ge 4$ *м/с* венцы червячных колёс изготавливать из оловянной бронзы, а при $\upsilon_S < 4$ *м/с* - из безоловянной бронзы или латуни.

Для интенсивно работающих червячных передач независимо от скорости скольжения υ_S авторы работы [10] рекомендуют венцы червячных колёс изготавливать только из оловянной бронзы.

Таким образом, учитывая то обстоятельство, что на практике для изготовления венцов червячных колёс используют как оловянную, так и безоловянную бронзы, рассмотрим методику расчета червячной передачи для двух вариантов: вариант 1 (материал венца червячного колеса - безоловянная бронза) и вариант 2 (материал венца колеса - оловянная бронза).

При скорости скольжения $\upsilon_S = 4...5$ *м/с* студент может использовать в качестве материала венца червячного колеса как безоловянную, так и оловянную бронзу. При $\upsilon_S > 5$ *м/с* используется только оловянная бронза.

Сравнение размеров червячной передачи с венцом колеса из безоловянной и оловянной бронз показывает, что при одной и той же нагрузке применение оловянной бронзы позволяет уменьшить размеры червячной пары (см. вариант 2).

Вариант 1. Материала венца червячного колеса - безоловянная бронза

При скорости скольжения в зацеплении $\upsilon_S \le 5$ *м/с* авторы работ [1], [2] … [5], [7] рекомендуют венец червячного колеса изготавливать из безоловянной бронзы. По табл. 3.1 принимаем безоловянную бронзы БрА9ЖЗЛ: способ отливки – центробежный, временное сопротивление (предел прочности при растяжении) $\sigma_B = 500 \ \ Н/мм^2$, предел текучести $\sigma_T = 200 \ \ Н/мм^2$.

Далее расчет червячной передачи для варианта 1 проводим в следующей последовательности.

1. Определение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ при длительной работе передачи (для периода установившегося движения). Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ определяют только для зубьев червячного колеса.

Для венцов червячных колёс из безоловянной бронзы основная причина выхода из строя – заедание. Поэтому для безоловянной бронзы допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ определяют по формуле (3.10) из условия сопротивления заеданию и усиленному износу в зависимости от скорости скольжения υ_S в зацеплении:

$$[\sigma_H] = 300 - 25\upsilon_S = 300 - 25 \cdot 4{,}86 = 178{,}5 \ H/мм^2 .$$

2. Подбор основных параметров червячной передачи. Число витков (заходов) червяка z_1 выбирают в зависимости от передаточного отношения i:

i ……	св. 8 до 14	св. 14 до 30	св. 30
z_1 ……	4	2	1

Принимаем $z_1 = 2$.

Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 i = 2 \cdot 28{,}2 = 56{,}4 .$$

Принимаем $z_2 = 56$. Уточняем $i = z_2 / z_1 = 56/2 = 28$.

Модули упругости материалов червяка и колеса: $E_1 = 2{,}1 \cdot 10^5 \ H/мм^2$ - сталь; $E_2 = 0{,}9 \cdot 10^5 \ H/мм^2$ - бронза. Тогда приведённый модуль упругости материалов контактируемых витков червяка и зубьев червячного колеса

$$E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 0{,}9 \cdot 10^5}{2{,}1 \cdot 10^5 + 0{,}9 \cdot 10^5} = 1{,}26 \cdot 10^5 \ H/мм^2 .$$

Коэффициент диаметра червяка q для силовых передач рекомендуется в диапазоне:

$$q = (0{,}22...0{,}4)z_2 = (0{,}22...0{,}4)56 = 12{,}32...22{,}4 .$$

Минимальное допустимое значение q из условия жёсткости червяка по данным [3], [6]:

$$q_{\min} = 0{,}212 z_2 = 0{,}212 \cdot 56 = 11{,}87 .$$

По табл. 3.2 принимаем стандартное значение $q = 16$. Тогда $q/z_2 = 16/56 = 0{,}286$.

Таблица 3.2 – **Стандартные значения коэффициентов q диаметра червяка**

q	1-й ряд	6,3;		8;		10;		12,5;		16;		20;		25
	2-й ряд		7,1;		9;		11,2;		14;		18;		22,4	
Примечание. Следует предпочитать 1-й ряд														

При вращающем моменте на червячном колесе $T_2 = 450 \ H \cdot м = 450 \cdot 10^3 \ H \cdot мм$ предварительная величина межосевого расстояния a'_w червячной передачи:

$$a'_w = 0{,}62(q/z_2 + 1)\sqrt[3]{\frac{E_{пр}T_2}{(q/z_2)[\sigma_H]^2}} = 0{,}62(0{,}286 + 1)\sqrt[3]{\frac{1{,}26 \cdot 10^5 \cdot 450 \cdot 10^3}{0{,}286 \cdot 178{,}5^2}} = 146{,}6 \ мм.$$

Полученное значение a'_w округляется до ближайшего из ряда *Ra40* нормальных линейных размеров (ГОСТ 6636-69):

… 60; 62; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320;340; 360; 380; 400 …

Принимаем $a_w = 150 \ мм$.

Предварительная величина модуля зацепления

$$m' = \frac{2a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 150}{16 + 56} = 4{,}17 \ мм.$$

По табл. 3.3 принимаем ближайшее стандартное значение $m = 4 \ мм$.

Коэффициент смещения режущего инструмента

$$x = \frac{a_w - 0{,}5m(z_2 + q)}{m} = \frac{150 - 0{,}5 \cdot 4(56 + 16)}{4} = 1{,}5 .$$

Таблица 3.3 – **Стандартные значения модулей m червячных передач, *мм***

m	1-й ряд	1;		1,25;		1,6;		2;		2,5;		3,15;		4;		5;		6,3;		8;		10;		12,5;		16;		20;		25;
	2-й ряд				1,5;						3;		3,5;				6;		7;				12						
	3-й ряд	1,125;		1,375;		1,75;		2,25;		2,75;				4,5;						9;		11;		14;		18;		22;	
Примечание. Следует предпочитать 1-й ряд																													

Коэффициент смещения x должен находиться в пределах от -1 до +1 (для червячных передач со всеми типами червяков, кроме *ZT*). На практике предпочтение отдают положительным смещениям $x = 0...0,75$ (реже $x \le 1$), при которых одновременно повышается прочность зубьев червячного колеса.

В данном варианте расчета полученная величина $x = 1,5$ значительно превышает рекомендуемые значения.

Изменить коэффициент смещения x можно, изменяя число зубьев червячного колеса z_2 на 1…2 зуба. Однако при этом фактическое передаточное отношение $i_\phi = z_2 / z_1$, не должно отличаться от ранее принятого i (в нашем случае $i = 28$) более, чем на 5%, т.е.:

$$\Delta i = \frac{|i - i_\phi|}{i} 100\% \le [\Delta i] = 5\%.$$

С целью уменьшения коэффициента смещения x в данном варианте расчета изменим число зубьев червячного колеса z_2.

Принимаем $z_2 = 57$. Тогда

$$x = \frac{150 - 0,5 \cdot 4(57 + 16)}{4} = 1.$$

Принимаем $z_2 = 58$. Тогда

$$x = \frac{150 - 0,5 \cdot 4(58 + 16)}{4} = 0,5,$$

что соответствует рекомендуемому диапазону положительных смещений $x = 0...0,75$.

При этом: $i_\phi = z_2 / z_1 = 58/2 = 29$;

$$\Delta i = \frac{|i - i_\phi|}{i} 100\% = \frac{|28 - 29|}{28} 100\% = 3,57\% \le 5\%,$$

что допустимо.

Окончательно принимаем $z_2 = 58$ и коэффициент смещения $x = 0,5$ (положительное смещение инструмента).

В дальнейших расчетах используем фактическое передаточное отношение $i_\phi = 29$. При этом фактическая частота вращения червячного колеса

$$n_2 = n_1 / i_\phi = 1410/29 = 49 \ мин^{-1}.$$

3. Определение действительного значения скорости скольжения υ_S в зацеплении и уточнение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$. Начальный диаметр червяка d_{w1} при коэффициенте смещения $x = 0,5$ (подставляется со своим знаком: “+” или “-”):

$$d_{w1} = m(q + 2x) = 4(16 + 2 \cdot 0,5) = 68,00 \ мм.$$

Угол подъёма витка червяка на начальном цилиндре

$$\gamma_w = arctg\left(\frac{z_1}{q + 2x}\right) = arctg\left(\frac{2}{16 + 2 \cdot 0,5}\right) = 6,710°.$$

Окружная скорость на начальном диаметре червяка

$$\upsilon_{w1} = \pi d_{w1} n_1 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 68 \cdot 1410 / (60 \cdot 10^3) = 5,02 \ м/с.$$

Действительное значение скорости скольжения υ_S в червячном зацеплении:

$$\upsilon_S = \upsilon_{w1} / \cos\gamma_w = 5,02 / \cos 6,710° = 5,05 \ м/с.$$

Так как действительное значение υ_S примерно соответствует предельным значениям для безоловянных бронз (см. табл. 3.1), то предварительно принятый материал венца колеса оставляем без изменения.

Если получилось υ_S 5 *м/с*, то следует безоловянную бронзу заменить оловянной (например БрО10Ф1, см. табл. 3.1) и для принятых параметров червячной передачи дальнейший расчёт проводить для венца червячного колеса из оловянной бронзы.

В нашем примере для венца червячного колеса из безоловянной бронзы допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ уточняем по формуле (3.10):

$$[\sigma_H] = \sigma_H^0 - 25\upsilon_S = 300 - 25 \cdot 5,05 = 173,5 \ Н/мм^2.$$

4. КПД червячной передачи

$$\eta_ч = \frac{tg\gamma_w}{tg(\gamma_w + \varphi)} = \frac{tg6,710°}{tg(6,710° + 1,63°)} = 0,80 .$$

где φ - приведённый угол трения, уменьшающийся с увеличением скорости скольжения υ_S, так как при этом улучшаются условия образования масляного слоя (табл. 3.4).

5. Определение сил, действующих в червячном зацеплении. Силу взаимодействия червяка и колеса принимают сосредоточенной и приложенной в полюсе зацепления *W*. Её задают тремя взаимно перпендикулярными составляющими: F_t, F_a, F_r (рис. 3.13).

Окружная сила на колесе F_{t2}, равная по модулю осевой силе F_{a1} на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 450 \cdot 10^3}{232} = 3879 \ H,$$

где $d_{w2} = mz_2 = 4 \cdot 58 = 232$ *мм* – начальный диаметр червячного колеса.

Окружная сила на червяке F_{t1}, равная по модулю осевой силе F_{a2} на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_{w1}} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{i_\phi \eta_ч d_{w1}} = \frac{2 \cdot 450 \cdot 10^3}{29 \cdot 0,80 \cdot 68,00} = 570 \ H,$$

Радиальная сила F_r, раздвигающая червяк и колесо:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} tg20° = 3879 tg20° = 1412 \ H.$$

Таблица 3.4 – **Приведённые углы трения между стальным червяком и зубьями червячного колеса из бронзы**

υ_S, м/с	φ	υ_S, м/с	φ	υ_S, *м/с*	φ
0,01	5,7…6,8°	1	2,5…3,2°	4	1,3…1,7°
0,1	4,5…5,2°	1,5	2,3…2,8°	7	1…1,5°
0,25	3,7…4,3°	2	2…2,5°	10	0,9…1,3°
0,5	3,2…3,7°	3	1,5…2°	15	0,8…1,2°
Примечание. Меньшее значение φ - для оловянной бронзы, большее – для безоловянной бронзы и латуни.					

6. Определение коэффициента нагрузки *K*. Для червячной передачи коэффициент нагрузки *K* определяют как произведение коэффициента концентрации нагрузки K_β по длине зуба червячного колеса на динамический (скоростной) коэффициент K_υ, т.е. $K = K_\beta K_\upsilon$.

Коэффициент K_β принимают: $K_\beta = 1$ - при постоянной нагрузке (типовой режим нагружения 0); $K_\beta \approx 1,1$ - при переменной нагрузке (типовые режимы нагружения 1…5).

В нашем примере для типового режима нагружения 2 (см. исходные данные) $K_\beta = 1,1$.

Коэффициент K_υ принимают в зависимости от окружной скорости υ_2 червячного колеса:

υ_2, м/с……	≤3	5	10	15
K_υ ……..	1	1,1	1,2	1,3

В нашем примере:

$$\upsilon_2 = \pi d_2 n_2 / (60 \cdot 10^3) = 3,14 \cdot 232 \cdot 49 / (60 \cdot 10^3) = 0,59 \ м/с,$$

где $d_2 = d_{w2} = 232$ *мм*.

Тогда коэффициент нагрузки:

$$K = K_\beta K_\upsilon = 1,1 \cdot 1 = 1,1 .$$

7. Проверочный расчет червячной передачи по контактным напряжениям. Расчетные контактные напряжения σ_H при контакте в полюсе зацепления *W*:

$$\sigma_H = 0,94 \cos\gamma_w \sqrt{\frac{E_{np} F_{t2} K}{d_{w1} d_{w2}}} = 0,94 \cos 6,710° \sqrt{\frac{1,26 \cdot 10^5 \cdot 3879 \cdot 1,1}{68 \cdot 232}} = 172,3 \ \ H/мм^2 .$$

Уточнённая величина допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H] = 173,5 \ H/мм^2$ (см. п.3).

Так как $\sigma_H < [\sigma_H]$, то ранее найденные размеры червячной передачи принимаем за окончательные. При этом обеспечивается отсутствие заедания в червячной передаче.

Если получилось $\sigma_H > [\sigma_H]$, то превышение σ_H над $[\sigma_H]$ должно быть не более 5%, т.е.

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100\% \le 5\%$$

При $\Delta\sigma_H > 5\%$ следует увеличить межосевое расстояние a_w.

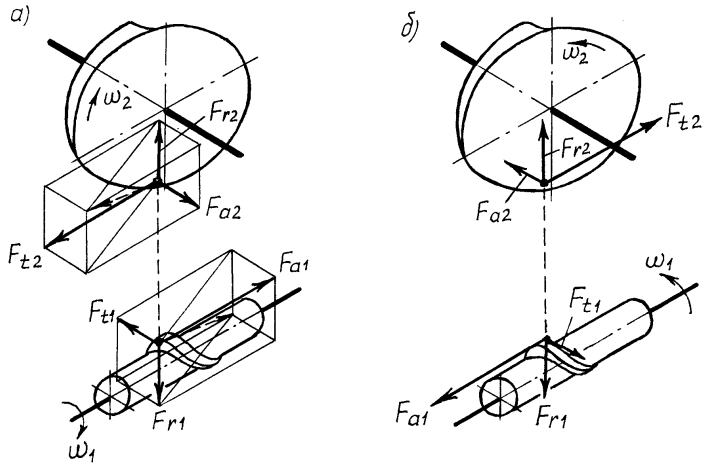


Рис. 3.13. Схема сил в червячном зацеплении

8. Определение геометрических размеров червяка и червячного колеса. Основные геометрические размеры червячной передачи с цилиндрическим червяком представлены на рис. 3.14.

Геометрические размеры нарезанной части червяка.

Делительный диаметр червяка

$$d_1 = qm = 16 \cdot 4 = 64 \text{ мм}.$$

Высота головки витка червяка

$$h_{a1} = h_a^* m = 1 \cdot 4 = 4 \text{ мм},$$

где $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки витка (для всех типов червяков).

Диаметр вершин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 64 + 2 \cdot 4 = 72 \text{ мм}.$$

Коэффициент радиального зазора c^*:

$c^* = 0,2\cos\gamma$ – для эвольвентного червяка; $c^* = 0,2$ – для остальных типов червяков.

В нашем примере для эвольвентного червяка

$$c^* = 0,2\cos\gamma = 0,2\cos 7,125° = 0,198,$$

где $\gamma = arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) = arctg\left(\frac{2}{16}\right) = 7,125°$ - угол подъёма витка червяка на делительном цилиндре.

Высота ножки витка червяка

$$h_{f1} = h_f^* m = (h_a^* + c^*)m = (1 + 0,198)4 = 4,792 \text{ мм}.$$

Диаметр впадин витков червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 64 - 2 \cdot 4,792 = 54,42 \text{ мм}.$$

Длина нарезанной части червяка b_1 (табл. 3.5):

$$b_1 \ge (11 + 0,1z_2)m = (11 + 0,1 \cdot 58)4 = 67,2 \text{ мм}.$$

Учитывая примечание 1 к табл. 3.5. увеличиваем b_1 на 25 *мм*:

$$b_1 = 67,2 + 25 = 92,2 \text{ мм}.$$

Принимаем окончательно $b_1 = 93$ *мм*.

Геометрические размеры венца червячного колеса.

Делительный диаметр червячного колеса

$$d_2 = mz_2 = 4 \cdot 58 = 232 \text{ мм}.$$

Для червячной передачи без смещения и со смещением начальный d_{w2} и делительный d_2 диаметры колеса совпадают, т.е. $d_{w2} = d_2$.

Высота головки зуба колеса

$$h_{a2} = (h_a^* + x)m = (1 + 0,5)4 = 6 \text{ мм},$$

где $h_a^* = 1$ – коэффициент высоты головки зуба (равен коэффициенту высоты головки витка); x – коэффициент смещения, подставляемый со своим знаком (« + » или « – »).

Диаметр вершин зубьев колеса в среднем сечении

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 232 + 2 \cdot 6 = 244 \text{ мм}.$$

Высота ножки зуба колеса

$$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x)m = (1 + 0,198 - 0,5)4 = 2,792 \text{ мм},$$

где c^* – коэффициент радиального зазора (см. выше).

При определении h_{f2} коэффициент смещения x также подставляют со своим знаком.

Диаметр впадин зубьев колеса в среднем сечении

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 232 - 2 \cdot 2,792 = 226,42 \text{ мм}.$$

Наибольший диаметр червячного колеса (округляется до целого числа)

$$d_{aM2} \le d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 244 + \frac{6 \cdot 4}{2 + 2} = 250 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр $d_{aM2} = 250$ *мм*.

Ширину венца b_2 червячного колеса рассчитывают по различным формулам в зависимости от числа заходов z_1 червяка (округляется до целого числа):

а) при z_1 = 1 и 2

$$b_2 \le 0,75 d_{a1};$$

б) при z_1 = 4

$$b_2 \le 0,67 d_{a1}.$$

В нашем варианте расчета при $z_1 = 2$

$$b_2 \le 0,75 d_{a1} = 0,75 \cdot 72 = 54 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 54$ *мм*.

Условный угол обхвата 2δ червяка венцом червячного колеса:

$$\delta = \arcsin\left(\frac{b_2}{d_{a1} - 0,5m}\right) = \arcsin\left(\frac{54}{72 - 0,5 \cdot 4}\right) \approx 50°.$$

$2\delta = 2 \cdot 50^\circ = 100°$ - находится в рекомендуемом диапазоне $2\delta = 90...120^\circ$.

9. Определение допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_F]$ для зубьев червячного колеса при длительной работе передачи (для установившегося движения). Для венцов червячных колес, выполненных из оловянных и безоловянных бронз, допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ определяют по формуле (3.11).

Для реверсивной передачи (см. исходные данные) напряжения σ_F^0 по формуле (3.12):

$$\sigma_F^0 = 0,20\sigma_T + 0,06\sigma_B = 0,20 \cdot 200 + 0,06 \cdot 500 = 70 \text{ } H/мм^2,$$

где σ_T и σ_B для бронзы БрА9ЖЗЛ по табл. 3.1.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{FE} зубьев червячного колеса в течение требуемого ресурса L_h при коэффициенте приведения $K_{FE} = 0,1$ (для типового режима нагружения 2) определяем по формуле (3.15):

$$N_{FE} = 60 n_2 L_h K_{FE} = 60 \cdot 49 \cdot 15 \cdot 10^3 \cdot 0,1 = 4,41 \cdot 10^6.$$

По формуле (3.14) коэффициент долговечности Y_N:

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{4,41 \cdot 10^6}} = 0,85.$$

Коэффициент долговечности Y_N должен находиться в диапазоне $0{,}54 \le Y_N \le 1$. У нас это условие выполняется.

Тогда по формуле (3.11) допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$:

$$[\sigma_F] = \sigma_F^0 Y_N = 70 \cdot 0{,}85 = 59{,}5 \ H/мм^2.$$

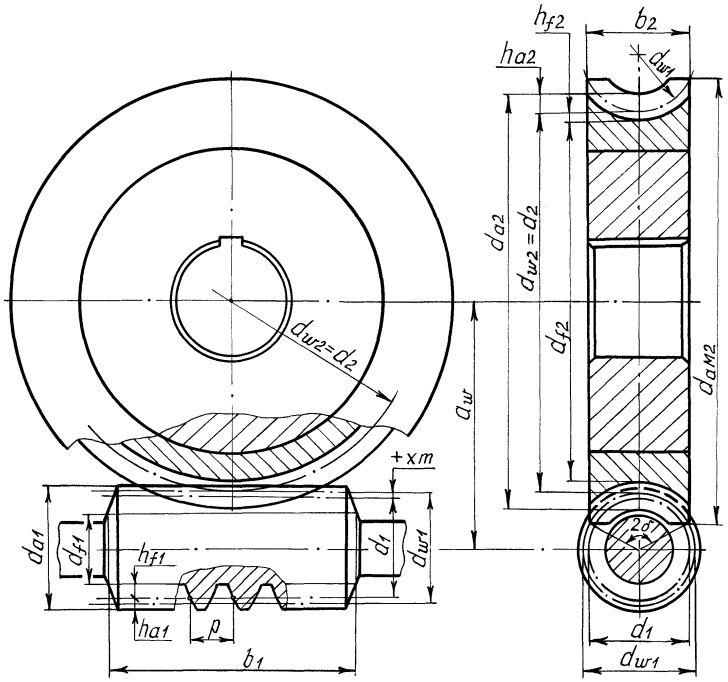


Рис. 3.14. Основные геометрические размеры червячной передачи с цилиндрическим червяком

Таблица 3.5 – **Уравнения для определения длины нарезаемой части червяка** b_1

Коэффициент смещения X	Расчётные уравнения при z_1	
	1 и 2	4
-1	$b_1 \ge (10{,}5 + z_1)m$	$b_1 \ge (10{,}5 + z_1)m$
-0,5	$b_1 \ge (8 + 0{,}06z_2)m$	$b_1 \ge (9{,}5 + 0{,}09z_2)m$
0	$b_1 \ge (11 + 0{,}06z_2)m$	$b_1 \ge (12{,}5 + 0{,}09z_2)m$
0,5	$b_1 \ge (11 + 0{,}1z_2)m$	$b_1 \ge (12{,}5 + 0{,}1z_2)m$
1	$b_1 \ge (12 + 0{,}1z_2)m$	$b_1 \ge (13 + 0{,}1z_2)m$

Примечания:

1. Для фрезеруемых и шлифуемых червяков при m < 10 *мм* b_1 увеличивают на 25 *мм*, при m = 10…16 мм – на 35…40 *мм* в связи с возможным искажением профиля витка при входе и выходе режущего инструмента.
2. При промежуточных значениях X величину b_1 определяют для двух крайних значений X рассматриваемого диапазона и в качестве расчётной величины b_1 принимают наибольшее из двух значений.

10. Проверочный расчёт зубьев червячного колеса по напряжениям изгиба. Эквивалентное число зубьев z_{v2} по аналогии с косозубым цилиндрическим колесом при угле наклона зуба γ_w:

$$z_{v2} = z_2 / \cos^3 \gamma_w = 58 / \cos^3 6{,}710° = 59{,}3.$$

Коэффициент формы зуба червячного колеса $Y_{F2} = 1{,}40$ (линейным интерполированием по табл. 3.6).

Нормальный модуль червячного зацепления (до стандартного значения не округляется)

$$m_n = m \cos \gamma_w = 4 \cos 6{,}710° = 3{,}97 \ мм.$$

Расчётные напряжения изгиба у оснований зубьев червячного колеса

$$\sigma_F = 0,7\frac{F_{t2}K}{b_2 m_n}Y_{F2} = 0,7\frac{3879\cdot 1,1}{54\cdot 3,97}1,40 = 19,5\ Н/мм^2,$$

где F_{t2} – см.п. 5; K – см.п. 6.

Прочность зубьев колеса при их изгибе для длительной работы передачи обеспечена (исключается усталостная поломка зубьев при изгибе), так как выполняется условие

$$\sigma_F = 19,5\ Н/мм^2 \le [\sigma_F] = 59,5\ Н/мм^2.$$

Таблица 3.6 – **Коэффициент формы зуба червячного колеса** Y_{F2}

z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}	z_{v2}	Y_{F2}
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

11. Проверочный расчёт на контактную прочность активных поверхностей зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учитываемой в основном расчёте по контактным напряжениям. Предельные допускаемые контактные напряжения при проверке на пиковую нагрузку для безоловянной бронзы по формуле (3.17):

$$[\sigma_{H\max}] = 2\sigma_T = 2\cdot 200 = 400\ Н/мм^2.$$

Для оловянной бронзы по формуле (3.16) $[\sigma_{H\max}] = 4\sigma_T$.

Максимальные контактные напряжения при действии пиковой нагрузки

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H\sqrt{K_П} = 172,3\sqrt{2} = 244\ Н/мм^2,$$

где σ_H – см.п. 7; $K_П = 2$ – см. исходные данные.

Контактная прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки обеспечивается (предотвращаются пластические деформации), так как выполняется условие

$$\sigma_{H\max} = 244\ Н/мм^2 < [\sigma_{H\max}] = 400\ Н/мм^2.$$

12. Проверочный расчёт на изгибную прочность зубьев червячного колеса в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Предельные допускаемые напряжения изгиба при проверке на пиковую нагрузку для оловянных и безоловянных бронз:

$$[\sigma_{F\max}] = 0,8\sigma_T = 0,8\cdot 200 = 160\ Н/мм^2.$$

Максимальные напряжения у оснований зубьев червячного колеса при их изгибе в момент действия пиковой нагрузки

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F K_П = 19,5\cdot 2 = 39\ Н/мм^2,$$

где $\sigma_F = 19,5\ Н/мм^2$ – см.п. 10.

Изгибная прочность зубьев червячного колеса при действии пиковой нагрузки обеспечивается (исключается статическая поломка зубьев колеса), т.к. выполняется условие

$$\sigma_{F\max} = 39\ Н/мм^2 < [\sigma_{F\max}] = 160\ Н/мм^2.$$

13. Тепловой расчёт червячной передачи. Данный расчёт выполняется после разработки конструкции узла с червячной передачей, когда будут известны размеры его корпуса.

Значительное тепловыделение в зоне зацепления червячной передачи приводит к нагреву масла, температуру которого при непрерывной работе определяют по формуле:

$$t = t_0 + \frac{(1-\eta_ч)P_1}{K_T A(1+\psi)},$$

где $t - ^\circ C$; $t_0 = 20^\circ C$ – температура окружающего воздуха; $\eta_ч$ - КПД червячной передачи (см. п.4); P_1 - мощность на червяке (Вт) при T_2 ($Н\cdot м$):

$$P_1 = \frac{10^3 T_2 n_1}{9550 i_ф \eta_ч} = \frac{T_2 n_1}{9,5 i_ф \eta_ч};$$

K_T - коэффициент теплоотдачи с поверхности корпуса, равный 12...18 Вт/($м^2 \cdot ^\circ C$); *A* - площадь поверхности теплоотдачи корпуса ($м^2$) без учёта площади основания; ψ – коэффициент, учитывающий теплоотвод через основание (при установке корпуса на металлическом основании $\psi = 0,3$; при бетонном основании $\psi = 0$).

Нормальная работа червячной передачи обеспечивается при выполнении условия

$$t \le [t],$$

где $[t] = 85...90^\circ C$ – для редукторных масел.

Вариант 2. Материал венца червячного колеса - оловянная бронза

При скорости скольжения в червячном зацеплении $\upsilon_S \ge 4$ *м/с* профессор Д.Н.Решетов [6] рекомендуют венец червячного колеса изготавливать из оловянной бронзы. По табл. 3.1 принимаем оловянную бронзу БрО10Ф1: способ отливки – в кокиль; $\sigma_B = 250$ $Н/мм^2$; $\sigma_T = 200$ $Н/мм^2$.

Далее расчет червячной передачи для варианта 2 проводим в следующей последовательности.

1. Определение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ при длительной работе передачи (для периода установившегося движения). Допускаемые контактные напряжения определяют только для зубьев червячного колеса.

Для венцов червячных колёс из оловянной бронзы основная причина выхода из строя – усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев. Поэтому для оловянной бронзы допускаемые контактные напряжения определяют по формуле (3.7) из условия сопротивления контактной усталости активных поверхностей зубьев колеса в условиях неизбежного износа.

Определим коэффициенты C_υ и Z_N, входящие в данную формулу.

Для скорости скольжения $\upsilon_S = 4,86$ м/с коэффициент $C_\upsilon = 0,96$.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} зубьев червячного колеса в течение требуемого ресурса L_h по формуле (3.9):

$$N_{HE} = 60 n_2 L_h K_{HE} = 60 \cdot 50 \cdot 15000 \cdot 0,2 = 0,9 \cdot 10^7,$$

где $K_{HE} = 0,2$ для типового режима нагружения 2 (см. исходные данные).

Коэффициент долговечности Z_N определяем по формуле (3.8):

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{0,9 \cdot 10^7}} = 1,01,$$

что соответствует рекомендуемому диапазону 0,67…1,15.

Тогда по формуле (3.7) допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для оловянной бронзы:

$$[\sigma_H] = 0,9 \sigma_B C_\upsilon Z_N = 0,9 \cdot 250 \cdot 0,96 \cdot 1,01 = 218,2 \ \ Н/мм^2.$$

2. Подбор основных параметров червячной передачи. Число витков (заходов) червяка $z_1 = 2$ при $i = 28,2$ (см. вариант 1 п.2)

Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 i = 2 \cdot 28,2 = 56,4.$$

Принимаем $z_2 = 56$. Уточняем i: $i = z_2 / z_1 = 56/2 = 28$.

Приведённый модуль упругости материалов контактируемых витков червяка и зубьев червячного колеса (сталь-бронза) $E_{пр} = 1,26 \cdot 10^5$ $Н/мм^2$ (см. вариант 1 п.2).

Коэффициент диаметра червяка q для силовых передач рекомендуется в диапазоне

$$q = (0,22...0,4) z_2 = (0,22...0,4) 56 = 12,32...22,4.$$

Минимальное допустимое значение q из условия жёсткости червяка по данным [3], [6]:

$$q_{\min} = 0,212 z_2 = 0,212 \cdot 56 = 11,87.$$

По табл. 3.2 принимаем стандартное значение $q = 12,5$. Тогда $q / z_2 = 12,5/56 = 0,223$.

При вращающем моменте на червячном колесе $T_2 = 450$ $Н \cdot м = 450 \cdot 10^3$ $Н \cdot мм$ предварительная величина межосевого расстояния a'_w червячной передачи:

$$a'_w = 0,62(q/z_2+1)\sqrt[3]{\frac{E_{пр}T_2}{(q/z_2)[\sigma_H]^2}} = 0,62(0,223+1)\sqrt[3]{\frac{1,26\cdot10^5\cdot450\cdot10^3}{0,223\cdot218,2^2}} = 132,5\ мм.$$

Полученное значение a'_w округляем до ближайшего из ряда *Ra 40* нормальных линейных размеров (см. вариант 1 п.2) и принимаем $a_w = 130\ мм$.

Предварительная величина модуля зацепления

$$m' = \frac{2a_w}{q+z_2} = \frac{2\cdot130}{12,5+56} = 3,796\ мм.$$

По табл. 3.3 принимаем ближайшее стандартное значение $m = 4\ мм$.

Коэффициент смещения режущего инструмента

$$x = \frac{a_w - 0,5m(z_2+q)}{m} = \frac{130-0,5\cdot4(56+12,5)}{4} = -1,75.$$

Коэффициент смещения x должен находиться в пределах от -1 до +1 (для червячных передач со всеми типами червяков, кроме *ZT*). На практике предпочтение отдают положительным смещениям $x = 0...0,75$ (реже $x \le 1$), при которых одновременно повышается прочность зубьев червячного колеса.

В нашем варианте расчета полученная величина $x = -1,75$ значительно превышает рекомендуемые значения.

Изменить коэффициент смещения x можно, изменяя число зубьев червячного колеса z_2 на 1…2 зуба. Однако при этом фактическое передаточное отношение $i_ф = z_2/z_1$, не должно отличаться от ранее принятого i (в нашем случае $i = 28$) более, чем на 5%, т.е.:

$$\Delta i = \frac{|i - i_ф|}{i}100\% \le [\Delta i] = 5\%.$$

С целью уменьшения коэффициента смещения x в данном варианте расчета изменим число зубьев червячного колеса z_2.

Принимаем $z_2 = 55$. Тогда

$$x = \frac{130-0,5\cdot4(55+12,5)}{4} = -1,25,$$

что не допускается.

Примем $z_2 = 54$. Тогда

$$x = \frac{130-0,5\cdot4(54+12,5)}{4} = -0,75,$$

что находится в допустимых пределах от -1 до +1.

При этом: $i_ф = z_2/z_1 = 54/2 = 27$;

$$\Delta i = \frac{|i - i_ф|}{i}100\% = \frac{|28-27|}{28}100\% = 3,57\% < 5\%,$$

Если принять $z_2 = 53$, то $x = -0,25$, однако $\Delta i = 5,36\%$, что превышает $[\Delta i] = 5\%$.

Поэтому окончательно принимаем $z_2 = 54$ и коэффициент смещения $x = -0,75$. В дальнейших расчетах используем фактическое передаточное отношение $i_ф = 27$. При этом фактическая частота вращения червячного колеса

$$n_2 = n_1/i_ф = 1410/27 = 52\ мин^{-1}.$$

3. Определение действительного значения скорости скольжения υ_S в зацеплении и уточнение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$. Начальный диаметр червяка d_{w1} при коэффициенте смещения $x = -0,75$ (подставляется со своим знаком):

$$d_{w1} = m(q+2x) = 4[12,5+2(-0,75)] = 44,00\ мм.$$

Угол подъёма витка червяка на начальном цилиндре

$$\gamma_w = arctg\left(\frac{z_1}{q+2x}\right) = arctg\left[\frac{2}{12,5+2(-0,75)}\right] = 10,305°.$$

Окружная скорость на начальном диаметре червяка

$$\upsilon_{w1} = \pi d_{w1} n_1 / (60 \cdot 10^3) = 3{,}14 \cdot 44 \cdot 1410 / (60 \cdot 10^3) = 3{,}25 \text{ м/с}.$$

Действительное значение скорости скольжения υ_S в червячном зацеплении:

$$\upsilon_S = \upsilon_{w1} / \cos\gamma_w = 3{,}25 / \cos 10{,}305° = 3{,}3 \text{ м/с}.$$

Уточняем допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$. Предварительно уточним коэффициенты C_υ и Z_N, так как изменились величины υ_S и n_2.

Для $\upsilon_S = 3{,}3$ м/с коэффициент $C_\upsilon = 1{,}08$.

При $n_2 = 52$ *мин*$^{-1}$ уточняем N_{HE}:

$$N_{HE} = 60 n_2 L_h K_{HE} = 60 \cdot 52 \cdot 15000 \cdot 0{,}2 = 0{,}936 \cdot 10^7.$$

Тогда коэффициент долговечности Z_N:

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}} = \sqrt[8]{\frac{10^7}{0{,}936 \cdot 10^7}} = 1{,}008.$$

Как и ранее, коэффициент Z_N находится в рекомендуемом диапазоне 0,67…1,15.

Уточненная величина допускаемых контактных напряжения $[\sigma_H]$:

$$[\sigma_H] = 0{,}9 \sigma_B C_\upsilon Z_N = 0{,}9 \cdot 250 \cdot 1{,}08 \cdot 1{,}008 = 244{,}9 \text{ } H/мм^2.$$

4. КПД червячной передачи

$$\eta_ч = \frac{tg\gamma_w}{tg(\gamma_w + \varphi)} = \frac{tg 10{,}305°}{tg(10{,}305° + 1{,}44°)} = 0{,}87.$$

где $\varphi = 1{,}44°$ по табл. 3.4 для оловянной бронзы при $\upsilon_S = 3{,}3$ *м/с*.

5. Определение сил, действующих в червячном зацеплении. Окружная сила на колесе F_{t2}, равная по модулю осевой силе F_{a1} на червяке:

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 450 \cdot 10^3}{216} = 4167 \text{ } H,$$

где $d_{w2} = m z_2 = 4 \cdot 54 = 216$ *мм* – начальный диаметр червячного колеса.

Окружная сила на червяке F_{t1}, равная осевой силе F_{a2} на колесе:

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_{w1}} = \frac{2T_2 \cdot 10^3}{i_ф \eta_ч d_{w1}} = \frac{2 \cdot 450 \cdot 10^3}{27 \cdot 0{,}87 \cdot 44} = 871 \text{ } H,$$

Радиальная сила F_r, раздвигающая червяк и колесо:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} tg 20° = 4167 tg 20° = 1517 \text{ } H.$$

6. Определение коэффициента нагрузки *K*. Коэффициент K_β концентрации нагрузки по длине зуба червячного колеса для типового режима нагружения 2 $K_\beta \approx 1{,}1$ (см. вариант 1 п.6).

Окружная скорость червячного колеса

$$\upsilon_2 = \pi d_2 n_2 / (60 \cdot 10^3) = 3{,}14 \cdot 216 \cdot 52 / (60 \cdot 10^3) = 0{,}59 \text{ м/с},$$

где $d_2 = d_{w2} = 216$ мм.

При $\upsilon_2 < 3$ м/с динамический (скоростной) коэффициент $K_\upsilon = 1$.

Тогда коэффициент нагрузки:

$$K = K_\beta K_\upsilon = 1{,}1 \cdot 1 = 1{,}1.$$

7. Проверочный расчет червячной передачи по контактным напряжениям. Расчетные контактные напряжения σ_H при контакте в полюсе зацепления *W*:

$$\sigma_H = 0{,}94 \cos\gamma_w \sqrt{\frac{E_{np} F_{t2} K}{d_{w1} d_{w2}}} = 0{,}94 \cos 10{,}305° \sqrt{\frac{1{,}26 \cdot 10^5 \cdot 4167 \cdot 1{,}1}{44 \cdot 216}} = 228 \text{ } H/мм^2.$$

Уточнённая величина допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H] = 244{,}9$ $H/мм^2$ (см. п.3).

Так как $\sigma_H < [\sigma_H]$, то ранее найденные размеры червячной передачи принимаем за окончательные. При этом обеспечивается отсутствие усталостного выкрашивания активных поверхностей зубьев червячного колеса, выполненных из оловянной бронзы.

Если получилось $\sigma_H > [\sigma_H]$, то превышение σ_H над $[\sigma_H]$ должно быть не более 5%, т.е.

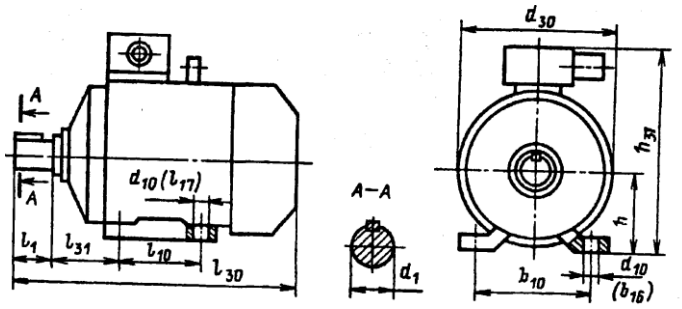
$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100\% \le 5\%$$

При $\Delta\sigma_H > 5\%$ следует увеличить межосевое расстояние a_w.

Дальнейший расчёт червячной передачи для варианта 2 проводят по методике, изложенной для варианта 1 (п.п. 8…13). При этом в соответствующих формулах следует принимать значения σ_B и σ_T для оловянной бронзы БрО10Ф1, используемой в качестве материала венца червячного колеса для варианта 2.

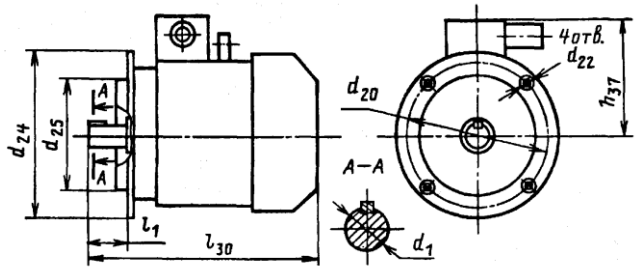
ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица А1 – **Габаритные, установочные и присоединительные размеры, мм, двигателей серии АИР исполнения *IM*1081**



Типоразмер двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры			Установочные и присоединительные размеры						
		l_{30}	h_{37}	d_{30}	l_1	l_{10}	l_{31}	d_1	d_{10} (l_{17}/b_{16})	b_{10}	h
АИР71*A* АИР71*B*	2,4,6,8	272,5	188	170	40	90	46	19	(7/10)	112	71
АИР80*A*		296,5	204,5	190	50	100	50	22	(10/12)	125	80
АИР80*B*		320,5									
АИР90*L*		337	224,5	210		125	56	24		140	90
АИР100*S*		360	246,5	240	60	112	63	28	(12/16)	160	100
АИР100*L*		391				140					
АИР112*M*	2,4	435	285	246	80	140	70	32	12	190	112
АИР112*MA*	6,8										
АИР112*MB*	6,8										
АИР132*S*	4,6,8	460	325	288	80	140	89	38	12	216	132
АИР132*M*	2,4,6,8	498				178					
АИР160*S*	2	630	385	334	110		108	42	15	254	160
АИР160*S*	4,6,8							48			
АИР160*M*	2	660				210		42			
	4,6,8							48			
АИР180*S*	2	630	448	375	110	203	121	48	15	279	180
	4							55			
АИР180*M*	2	680				241		48			
	4,6,8							55			

Таблица А2 – **Габаритные, установочные и присоединительные размеры, мм, двигателей серии АИР исполнения *IM*3081**



Типоразмер двигателя	Число полюсов	Габаритные размеры			Установочные и присоединительные размеры				
		l_{30}	d_{24}	h_{37}	l_1	d_1	d_{20}	d_{22}	d_{25}
АИР71*A* АИР71*B*	2,4,6,8	272,5	200	117	40	19	165	12	130
АИР80*A*		296,5	200	124,5	50	22	165	12	130
АИР80*B*		320,5							
АИР90*L*		337	250	134,5		24	215	15	
АИР100*S*		360	250	146,5	60	28	215	15	180
АИР100*L*		391							
АИР112*M*	2,4	435	300	173	80	32	265	15	230
АИР112*MA*	6,8								
АИР112*MB*	6,8								
АИР132*S*	4,6,8	460	350	193	80	38	300	19	250
АИР132*M*	2,4,6,8	498							
АИР160*S*	2	630	350	225	110	42	300	19	250
	4,6,8					48			
АИР160*M*	2	660				42			
	4,6,8					48			
АИР180*S*	2	630	400	260	110	48	350	19	300
	4					55			
АИР180М	2	680				48			

	4,6,8					55			

ЛИТЕРАТУРА

1. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. шк. 1998. - 383 с.
2. Курмаз Л.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование. – Мн.: УП «Технопринт», 2002. – 290 с.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. – М.: Высш. шк., 2004. – 496 с.
4. Детали машин/ Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, И.К. Ганулич и др.; Под ред. О.А. Ряховского. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2004. – 520 с.
5. Скойбеда А.Т., Кузьмин А.В., Макейчик Н.Н. Детали машин и основы конструирования. – Мн.: Выш. шк., 2000. – 584 с.
6. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
7. Леликов О.П. Основы расчёта и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу “Детали машин”. – М.: Машиностроение, 2002. – 440 с.
8. Санюкевич Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование. – Брест: БГТУ, 2004.– 488 с.
9. Производство зубчатых колёс: Справочник / С.Н. Калашников, Г.И. Коган и др.: Под общ. ред. Б.А. Тайца. – М.: Машиностроение, 1990. – 464 с.
10. Проектирование механических передач: Учебно-спровочное пособие для втузов / С.А.Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др. – М.: Машиностроение, 1984. – 560 с.

СОДЕРЖАНИЕ

Введение…… 3
1. Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчеты механического привода… 3
1.1. Общие рекомендации…… 3
1.2. Примеры расчета…… 12
2. Расчет закрытых цилиндрических и конических зубчатых передач с эвольвентным зацеплением…… 24
2.1. Общие сведения…… 24
2.2. Краткие сведения по геометрии и кинематике…… 25
2.2.1. Цилиндрические зубчатые передачи…… 25
2.2.2. Конические зубчатые передачи…… 34
2.3. Силы в зацеплении зубчатых передач…… 36
2.3.1. Цилиндрические зубчатые передачи…… 36
2.3.2. Конические зубчатые передачи…… 38
2.4. Виды разрушения зубьев зубчатых передач…… 38
2.5. Выбор варианта термообработки зубчатых колес…… 41
2.6. Критерии работоспособности зубчатых передач…… 43
2.7. Режимы нагружения зубчатых передач…… 44
2.8. Допускаемые напряжения при расчёте зубчатых передач…… 46
2.9. Передаточное отношение и передаточное число…… 53
2.10. Примеры расчёта закрытых цилиндрических и конических зубчатых передач…... 54
Пример 2.1. Расчёт косозубой цилиндрической зубчатой передачи…… 54
Пример 2.2. Расчёт прямозубой цилиндрической зубчатой передачи…… 66
Пример 2.3. Расчёт конической зубчатой передачи с круговыми зубьями…… 72
Пример 2.4. Расчёт прямозубой конической зубчатой передачи…… 88
Пример 2.5. Расчёт зубчатых передач цилиндрического соосного двухступечатого редуктора…… 94
3. Расчет закрытых червячных передач с цилиндрическим червяком…… 95
3.1. Общие сведения о червячной передаче…… 95
3.1.1. Особенности конструкции, применение, достоинства и недостатки…… 95
3.1.2. Типы цилиндрических червяков и обработка их витков…… 96
3.1.3. Материалы червяка и червячного колеса…… 100
3.1.4. Характер и причины отказов червячных передач…… 100
3.1.5. Критерии работоспособности и расчет червячной передачи…… 101
3.2. Выбор допускаемых напряжений…… 101
3.2.1. Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ при длительной работе передачи…… 103
3.2.2. Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при длительной работе передачи…… 104
3.2.3. Предельные допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H\max}]$ и напряжения изгиба $[\sigma_{F\max}]$ при проверке зубьев червячного колеса на контактн\ую и изгибную прочности в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке)…… …… 104
3.3. Пример расчета закрытой червячной передачи с цилиндрическим червяком…… 104
Приложение А…… 116
Литература …… 118

Учебное издание

Санюкевич Федор Михайлович

ДЕТАЛИ МАШИН

Методическое пособие к практическим занятиям и курсовому проектированию по курсу ***«Детали машин»*** для студентов механических специальностей

Ответственный за выпуск: ***Санюкевич Ф.М.***
Редактор: ***Строкач Т.В.***
Компьютерная верстка: ***Боровикова Е.А.***
Корректор: ***Никитчик Е.В.***

Лицензия №02330/0148711 от 30.04.2004 г.
Подписано к печати 18.07.2008 г. Бумага «Снегурочка».
Усл. п. л. 1,4. Уч.-изд. л. 1,5. Формат 60x84 $^{1}/_{8}$.
Гарнитура Arial Narrow. Тираж 100 экз. Заказ № 717.
Отпечатано на ризографе учреждения образования
«Брестский государственный технический университет».
Лицензия №02330/0133017 от 30.04.2004 г.
224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Ф.М. САНЮКЕВИЧ

ДЕТАЛИ МАШИН

КУРСОВОЕ ПРОЕКТИРОВАНИЕ

2–е издание, исправленное и дополненное

Допущено Министерством образования
Республики Беларусь в качестве
учебного пособия для студентов высших
технических учебных заведений

БРЕСТ 2004

УДК 621.81.001.63(075)
ББК 34.42 Я7
С18

Рецензенты:

Кафедра «Сопротивление материалов и детали машин» Белорусского государственного аграрного технического университета (заведующий кафедрой доктор технических наук Орда А.Н.); доцент кафедры «Детали машин и ПТМ и М » Белорусского национального технического университета кандидат технических наук Николаенко В.Л.

Ф.М. Санюкевич
С18 Детали машин. Курсовое проектирование:
Учебное пособие – 2–е изд., испр. и доп.–Брест: БГТУ,2004.– 473 с.

ISBN 985-6584-87-6

В пособии дана методика расчета и проектирования элементов механических приводов на базе двухступенчатых нестандартных редукторов. Каждая глава учебного пособия соответствует определенному этапу работы студента над проектом по курсу «Детали машин» и содержит как общие рекомендации по проектированию, так и примеры расчета и разработки элементов привода. При этом, главы пособия расположены в такой последовательности, в какой студент должен работать над проектом. В приложении представлен большой объем справочного материала, что облегчает студентам выполнение своей первой конструкторской разработки.

УДК 621.81.001.63(075)
ББК34.42 Я7

ISBN 985-6584-87-6

© Санюкевич Ф.М.,2003
© Санюкевич Ф.М.,2004, с изменениями
© Издательство БГТУ, 2003
© Издательство БГТУ, 2004, с изменениями

СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие……3
Введение……4
Глава 1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода……7
1.1. Общие рекомендации……..7
1.2. Примеры расчета……9
Глава 2. Расчет передач редуктора……18
2.1. Общие рекомендации……18
2.2. Примеры расчета……33
Пример 2.1. Расчет косозубой цилиндрической передачи……33
Пример 2.2. Расчет прямозубой цилиндрической передачи……47
Пример 2.3. Расчет быстроходной ступени цилиндрического двухступенчатого соосного редуктора……56
Пример 2.4. Вписывание прямозубой цилиндрической передачи в стандартное межосевое расстояние……59
Пример 2.5. Расчет конической передачи с прямыми и круговыми зубьями……61
Пример 2.6. Расчет червячной передачи……82
Глава 3. Расчет открытой передачи привода……91
3.1. Общие рекомендации……91
3.2. Примеры расчета……92
Пример 3.1. Расчет клиноременной передачи……92
Пример 3.2. Расчет цепной передачи……96
Глава 4. Выбор типов подшипников качения и схем их установки. Примеры конструкций узлов зубчатых и червячных передач……102
4.1. Выбор типов подшипников качения……102
4.2. Схемы установки подшипников качения……104
4.2.1. Схема 1 (“враспор”) ……104
4.2.2. Схема 2 (“врастяжку”)……108
4.2.3. Схема 3 (одна опора фиксирующая, вторая плавающая) ….110
4.2.4. Схема 4 (плавающий вал) ……113
4.3. Примеры конструкций узлов зубчатых и червячных передач……113
4.4. Конструктивное исполнение подшипниковых узлов проектируемого привода……153
Глава 5. Проектный расчет и разработка конструкций валов редуктора. Выбор типоразмеров подшипников качения и муфт……154
5.1. Общие рекомендации……154
5.2. Примеры разработки конструкций валов редукторов……165
Глава 6. Конструирование элементов передач приводов……182
6.1. Конструирование зубчатых колес……182
6.2. Конструирование червяков и червячных колес……190
6.3. Конструирование шкивов клиноременной передачи. Натяжное

устройство……...194
6.4. Конструирование звездочек цепной передачи с приводной роликовой цепью……...198
Глава 7. Конструирование корпуса и компоновка редуктора. Смазывание и смазочные устройства 204
7.1. Общие рекомендации……...204
7.2. Определение размеров основных элементов корпуса и компоновка редуктора……207
Глава 8. Расчет соединения вал-ступица……236
8.1. Шпоночное соединение……...236
8.2. Соединение с натягом……240
8.3. Шлицевое соединение……246
Глава 9. Проверочный расчет валов редуктора……247
9.1. Составление силовой схемы нагружения валов привода……..247
9.2. Определение радиальных реакций опор валов и построение эпюр моментов……...252
9.3. Расчет валов редуктора на прочность……262
Глава 10. Проверочный расчет предварительно выбранных подшипников качения и выбор посадок……279
10.1. Общие рекомендации……279
10.2. Примеры расчета……287
Глава 11. Проектирование приводного вала как сборочной единицы…..294
11.1. Общие рекомендации……294
11.1.1. Ленточные конвейеры……303
11.1.2. Цепные конвейеры……304
11.1.3. Расчет предохранительного устройства с разрушающимся элементом для цепного конвейера……305
11.1.4. Составление расчетной схемы приводного вала ленточного и цепного конвейеров……312
11.1.5. Расчет узла барабана механизма подъема груза……..315
11.2. Пример проектирования приводного вала как сборочной единицы цепного конвейера ……318
Глава 12. Проектирование рамы……329
Глава 13. Оформление курсового проекта……337
Приложения……345
Приложение 1П. Справочные таблицы……..345
Приложение 2П. Детали общего применения и их элементы……...388
Приложение 3П. Корпуса редукторов и их элементы……...435
Литература……471

Учебное пособие

Санюкевич Федор Михайлович

Детали машин
Курсовое проектирование

Учебное пособие

Редактор: Строкач Т.В.
Технический редактор: Никитчик А.Д.
Компьютерный набор: Добрияник Ю.А., Знахарчук А.Н., Полуляшин Р.А., Санюкевич Е.Ф., Харс И.В.
Компьютерная верстка: Добрияник Ю.А., Санюкевич Е.Ф.

Подписано в печать . Формат . Бумага .
Печать . Гарнитура Times. Усл. печ. л. . Уч.-изд. л. .
Тираж экз. Заказ № .

Издательство Учреждения образования «Брестский государственный технический университет». Лицензия №02330/0133017 от 30.04.2004 г.

Отпечатано

Глава 1
ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1 . ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Приступая к проектированию, следует внимательно изучить заданную для разработки схему привода: тип и число ступеней редуктора, наличие открытой передачи (ременной или цепной), приводного вала и т.п.

В техническом задании на курсовое проектирование конвейера, элеватора или грузоподъемной лебедки обычно указываются мощность на приводном валу P (кВт) и частота вращения данного вала n (мин$^{-1}$). Если схема содержит два одинаковых приводных вала, то мощность P и частота вращения n указываются для каждого из них.

В индивидуальном приводе величины P и n указываются на конце выходного (тихоходного) вала редуктора. При этом, если редуктор индивидуального привода выполняется с полым выходным валом, то под мощностью P здесь следует понимать суммарную мощность на данном валу, так как в таких исполнениях редукторов возможна передача мощности в обе стороны к двум приводным элементам.

Для приводов конвейеров и элеваторов нередко вместо мощности P указывают тяговое усилие F (Н), а вместо частоты вращения n приводного вала – скорость υ(м/с) тягового элемента (ленты или цепи) и соответственно диаметр D(мм) барабана или тяговой звездочки (для звездочки $D = d_\partial$, где d_∂ – делительный диаметр).Если для тяговой звездочки указывается шаг t и число зубьев z, то $d_\partial = t/\sin(180^\circ/z)$.Тогда для данного варианта исходных данных: мощность на приводном валу $P=F\upsilon$, здесь P –Вт; частота вращения приводного вала (мин$^{-1}$) $n=60\cdot10^3\,\upsilon/(\pi D)$.

Далее студент приступает к выбору электродвигателя и выполнению кинематического расчета привода. Однако предварительно уточним термины „*передаточное отношение*” и „*передаточное число*”, используемые в этих расчетах, а также в дальнейшем при проектировании передач.

Передаточным отношением i называется отношение угловой скорости ω_1, ведущего звена 1 к угловой скорости ω_2 ведомого звена 2, т.е. $i = \omega_1/\omega_2$. Передаточное отношение i может быть больше, меньше или равно единице.

Передаточным числом u называется отношение большей угловой скорости из ω_1 и ω_2 к меньшей. Передаточное число $u\geq1$ и не может быть меньше единицы. Для зубчатых передач согласно ГОСТ 16532-70 передаточное число u относится только к одной паре зубчатых колес и представляет собой отношение боль-

шего числа зубьев z_2 к меньшему z_1 независимо от того, как передается движение: от z_1 к z_2 или от z_2 к z_1.

Для приводов с понижающими передачами передаточное число совпадает с передаточным отношением и в целях унификации обозначений мы их будем обозначать u, при необходимости с соответствующим индексом. В расчетные формулы на прочность деталей машин всегда входят передаточные числа $u \geq 1$, что позволяет уменьшить вероятность появления ошибки при расчете.

Для выбора электродвигателя следует определить требуемую мощность $P_{треб}$, которая для привода с одним приводным валом и для индивидуального привода рассчитывается по формуле

$$P_{треб}=P/\eta_{общ}. \quad (1.1)$$

Для привода с двумя приводными валами при мощности на одном из них P', а на втором P''

$$P_{треб}=(P'+P'')/\eta_{общ}. \quad (1.2)$$

Если в последнем случае мощность на каждом приводном валу одинакова и равна P, то

$$P_{треб}=2P/\eta_{общ}, \quad (1.3)$$

где $\eta_{общ}$ – общий КПД привода:

$$\eta_{общ}=\eta_1\eta_2\eta_3\ldots \quad (1.4)$$

здесь $\eta_1, \eta_2, \eta_3 \ldots$ - КПД отдельных элементов привода (муфт; зубчатых, червячных, ременных и цепных передач; пары подшипников приводного вала и т.п.), значения которых рекомендуется принимать по табл. 1П.1 приложения 1П. Следует обратить внимание на то обстоятельство, что в данной таблице значения η для зубчатых передач приведены с учетом потерь в подшипниках валов. Для червячной передачи на данной стадии расчета можно предварительно принимать η=0,8. Ряд схем приводов содержат параллельно работающие элементы, например, раздвоенные ступени редукторов, два приводных вала и соответственно две открытые цепные передачи или две компенсирующие муфты. Для определения $\eta_{общ}$ в данном случае также используют формулу (1.4), принимая для параллельно работающих элементов их среднее арифметическое значение η. Например, если для рис. 9.3 обозначить КПД элементов привода: $\eta_{рем}$ – КПД ременной передачи; $\eta_ч$ – КПД червячной передачи; $\eta_{з.ц}$ – КПД закрытой цилиндрической передачи; $\eta_м$ – КПД муфты и $\eta_п$ – КПД пары подшипников приводного вала, то для данной схемы:

$$\eta_{общ}=\eta_{рем}\,\eta_ч\,\eta_{з.ц.}\,\eta_м\,\eta_п.$$

Для выбора электродвигателя, кроме мощности $P_{треб}$, необходимо ориентировочно определить его синхронную частоту вращения $n_{синхр}$:

$$n_{синхр}=n\,u'_{общ}, \quad (1.5)$$

где $u'_{общ}$ - предварительная величина общего передаточного числа привода: $u'_{общ}=u'_р\,u'_{рем(ц)}$, здесь $u'_р$ и $u'_{рем(ц)}$ - предварительные величины передаточных чисел редуктора и открытой ременной (цепной) передачи. При этом для двухступенчатого редуктора при предварительных значениях передаточных чисел быстроходной ступени $u'_Б$ и тихоходной $u'_Т$ имеем $u'_р=u'_Б\,u'_Т$ Ориентиро-

вочно значения $u'_{Б}$, $u'_{Т}$, $u'_{рем(ц)}$ можно принимать по табл. 1П.3 приложения 1П.

При курсовом проектировании рекомендуется принимать $n_{синхр}$=1000 мин$^{-1}$ или 1500 мин$^{-1}$ (при $n_{синхр}$=750 мин$^{-1}$ увеличиваются размеры электродвигателя, при $n_{синхр}$=3000 мин$^{-1}$ – размеры передач привода).

Исходя из $P_{треб}$, для принятой величины $n_{синхр}$ по табл. 1П.2 приложения 1П выбирают электродвигатель с ближайшей большей мощностью $P_э$. Допускается выбирать электродвигатель мощностью $P_э<P_{треб}$, однако в данном случае величина перегрузки $\Delta P_э=[(P_{треб} - P_э) / P_э]100\%$ не должна превышать допускаемую величину $[\Delta P_э]$. При этом принимают $[\Delta P_э]$=8% при постоянной нагрузке (типовой режим нагружения 0) и $[\Delta P_э]$=12% при переменной нагрузке (типовые режимы нагружения 1…5).

После выбора электродвигателя уточняют общее передаточное число привода

$$u_{общ}=n_э/n. \qquad (1.6)$$

Передаточные числа в дальнейших расчетах принимают без знака штрих.

Если схема привода состоит из редуктора и открытой передачи (ременной или цепной), то

$$u_{общ}=u_р\, u_{рем(ц).} \qquad (1.7)$$

Приняв по табл. 1П.3 приложения 1П окончательную величину передаточного числа $u_{рем(ц)}$, получим передаточное число редуктора $u_р = u_{общ} / u_{рем(ц)}$.

При отсутствии в схеме привода открытой ременной или цепной передачи $u_р = u_{общ}$. Далее на основании табл. 1П.5 приложения 1П окончательно распределяют $u_р$ между ступенями: быстроходной – с передаточным числом $u_Б$ и тихоходной- с передаточным числом $u_Т$. При этом $u_р = u_Б\, u_Т$.

Для червячно-цилиндрических двухступенчатых редукторов в табл. 1П.5 приложения 1П отсутствуют рекомендации по распределению $u_р$ по ступеням. В данном случае можно принимать для червячной быстроходной ступени $u_Б$ =16…50, для цилиндрической тихоходной ступени $u_Т$ =3…5.

Кинематический расчет заканчивают определением на валах привода мощности P_i (кВт), частоты вращения n_i (мин$^{-1}$) и вращающего момента T_i (Н·м). Если в общем случае ведущий вал обозначить 1, а ведомый 2, то для понижающей передачи

$$P_2 = P_1\eta_{1\ldots2};\ n_2 = n_1 / u_{1\ldots2};\ T_2 = 9550P_2 / n_2. \qquad (1.8)$$

В качестве исходных величин при определении P_i, n_i и T_i принимают мощность $P_{треб}$ (а не $P_э$) и частоту вращения $n_э$ (а не $n_{синхр}$).

1.2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример 1.1. Выбрать электродвигатель и выполнить кинематический расчет привода цепного конвейера (рис. 1.1) по следующим исходным данным:

а) мощность на приводном валу P=11 кВт.

б) частота вращения приводного вала n=40 мин$^{-1}$.

Решение. По табл. 1П.1 приложения 1П принимаем КПД элементов привода: КПД муфты соединительной (упругой) $\eta_м = 0,98$; КПД закрытой конической зубчатой передачи с опорами $\eta_{з.к} = 0,96$; КПД закрытой цилиндрической зубчатой передачи с опорами $\eta_{з.ц} = 0,97$; КПД цепной передачи $\eta_ц = 0,93$; КПД пары подшипников приводного вала $\eta_п = 0,99$.

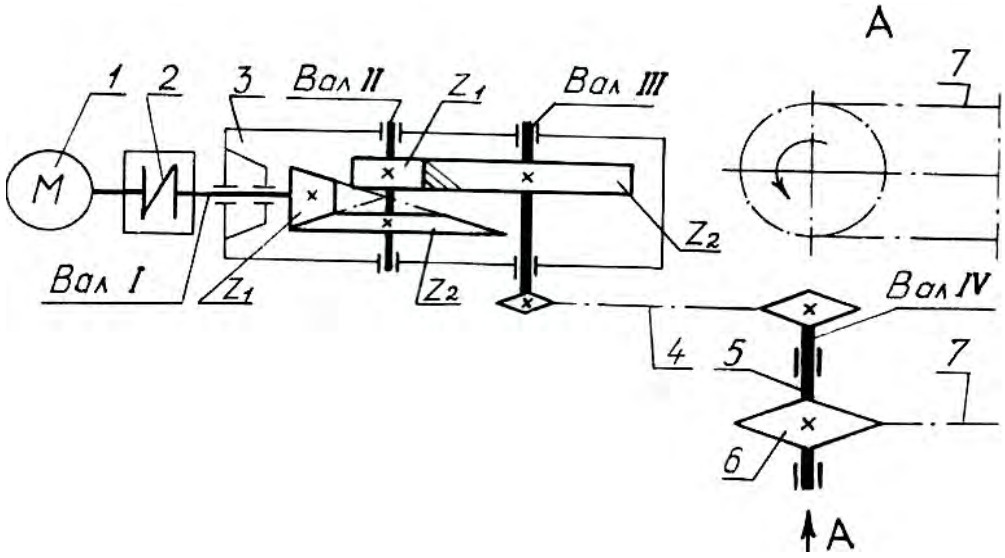


Рис. 1.1:
1 – электродвигатель; 2 – муфта соединительная упругая; 3 – редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый горизонтальный; 4 – открытая горизонтальная цепная передача; 5 – вал приводной; 6 – звездочка тяговая; 7 – цепь тяговая пластинчатая роликовая

Тогда общий КПД привода

$$\eta_{общ} = \eta_м \eta_{з.к} \eta_{з.ц.} \eta_ц \eta_п = 0,98 \cdot 0,96 \cdot 0,97 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 0,84.$$

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{треб} = P / \eta_{общ} = 11 / 0,84 = 13,1 \text{ кВт}.$$

Для выбора двигателя необходимо определить ориентировочно синхронную частоту вращения $n_{синхр}$. На основании рекомендаций табл. 1П.3 приложения 1П зададимся предварительно передаточными числами передач привода :

а) быстроходная ступень редуктора (коническая зубчатая передача) $u_Б' = 2 \ldots 4$;

б) тихоходная ступень редуктора (цилиндрическая зубчатая передача) $u_Т' = 3 \ldots 5$;

в) открытая передача (цепная) $u_ц' = 1,5 \ldots 3$;

Предварительная величина общего передаточного числа редуктора

$$u_Р' = u_Б' u_Т' = (2 \ldots 4)(3 \ldots 5) = 6 \ldots 20.$$

Предварительная величина общего передаточного числа привода

$$u_{общ}' = u_Р' u_ц' = (6 \ldots 20)(1,5 \ldots 3) = 9 \ldots 60.$$

Тогда требуемая синхронная частота вращения электродвигателя

$$n_{синхр} = nu_{общ} = 40(9\ldots60) = 360\ldots2400 \text{ мин}^{-1}.$$

С учетом рекомендаций, изложенных в п.1.1, принимаем $n_{синхр}$ =1000 мин$^{-1}$.

Исходя из $P_{треб}$=13,1 кВт и $n_{синхр}$ =1000 мин$^{-1}$по табл. 1П.2 приложения 1П выбираем ближайший электродвигатель *4А160М6У3* мощностью $P_э$ =15 кВт и частотой вращения вала $n_э$ =975 мин$^{-1}$.

Уточняем общее передаточное число привода:

$$u_{общ} = n_э / n = 975/40 = 24{,}38.$$

Примем передаточное число открытой цепной передачи $u_ц$=2. Тогда общее передаточное число редуктора

$$u_р = u_{общ} / u_ц = 24{,}38/2 = 12{,}19.$$

На основании рекомендаций, изложенных в табл. 1П.5 приложения 1П для двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора, принимаем окончательно передаточное число тихоходной ступени $u_Т = 1{,}1\sqrt{u_Р} = 1{,}1\cdot\sqrt{12{,}19} = 3{,}84$; передаточное число быстроходной ступени $u_Б = u_Р / u_Т = 12{,}19/3{,}84 = 3{,}17$. Полученные величины $u_Б$ и $u_Т$ находятся в рекомендуемом диапазоне передаточных чисел для зубчатых передач соответственно конической и цилиндрической (см. табл. 1П.3 приложения 1П).

Мощность P_i ,частота вращения n_i и вращающий момент T_i на валах привода:

Вал I

$P_I = P_{треб}\,\eta_м$= 13,1·0,98=12,8 кВт;

$n_I = n_э$=975мин$^{-1}$;

$T_I = 9550\dfrac{P_I}{n_I} = 9550\dfrac{12{,}8}{975} = 125$Н·м .

Вал II

$P_{II} = P_I\,\eta_{з.к}$= 12,8·0,96=12,3 кВт;

$n_{II} = n_I/u_Б$=975/3,17= 308 мин$^{-1}$;

$T_{II} = 9550\dfrac{P_{II}}{n_{II}} = 9550\dfrac{12{,}3}{308} = 381$ Н·м.

Вал III

$P_{III} = P_{II}\,\eta_{з.ц}$=12,3·0,97=11,9 кВт;

$n_{III} = n_{II}/u_Т$=308/3,84=80 мин$^{-1}$;

$T_{III} = 9550\dfrac{P_{III}}{n_{III}} = 9550\dfrac{11{,}9}{80} = 1421$ Н·м.

Вал IV

$P_{IV} = P_{III}\,\eta_ц\,\eta_п$=11,9·0,93·0,99=11кВт.

$n_{IV} = n_{III}/u_ц$=*80/2*=40 мин$^{-1}$;

$T_{IV} = 9550\dfrac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550\dfrac{11}{40} = 2626$ Н·м.

Параметры P_i , n_i и T_i на валах привода определены правильно, так как на приводном валу получили величины, соответствующие исходным данным: P_{IV}=P=11 кВт; n_{IV} =n=40 мин$^{-1}$.

Пример 1.2. Выбрать электродвигатель и выполнить кинематический расчет индивидуального привода на базе червячно-цилиндрического двухступенчатого редуктора (рис. 1.2) по следующим исходным данным:

а) мощность на выходном конце тихоходного вала редуктора P=2,2 кВт;

б) частота вращения тихоходного вала редуктора n=18 мин$^{-1}$.

Решение. По табл. 1П.1 приложения 1П для заданной схемы привода принимаем КПД его элементов: КПД муфты соединительной $\eta_m = 0{,}98$; КПД закрытой червячной передачи (предварительно) $\eta_ч = 0{,}8$; КПД закрытой цилиндрической передачи (с учетом потерь в опорах) $\eta_{з.ц} = 0{,}97$.

Тогда общий КПД привода

$$\eta_{общ} = \eta_м \eta_ч \eta_{з.ц} = 0{,}98^2 \cdot 0{,}8 \cdot 0{,}97 = 0{,}75.$$

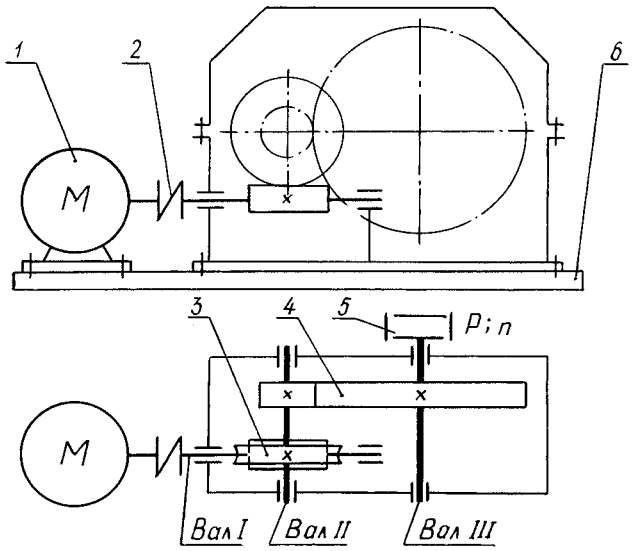


Рис. 1.2:
1 – электродвигатель; 2 – муфта соединительная (упругая); 3 – закрытая червячная передача (быстроходная ступень редуктора);4 – закрытая цилиндрическая передача (тихоходная ступень редуктора); 5 – муфта соединительная (компенсирующая); 6 – рама

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{т\,реб} = \frac{P}{\eta_{общ}} = \frac{2{,}2}{0{,}75} = 2{,}9 \text{ кВт}.$$

По табл. 1П.3 приложения 1П рекомендуемые передаточные числа: для червячной передачи $u'_ч = 16...50$, зубчатой цилиндрической $u'_{з.ц} = 3...5$. Принимаем ориентировочно $u'_ч = 20$ и $u'_{з.ц} = 4$. Тогда предварительная величина общего передаточного числа привода $u'_{общ} = u'_ч u'_{з.ц} = 20 \cdot 4 = 80$.

Синхронная частота вращения электродвигателя $n_{синхр} = nu'_{общ} = 18 \cdot 80 = 1440 \text{ мин}^{-1}$.

Принимаем $n_{синхр} = 1500$ мин$^{-1}$.

Исходя из $P_{т\,реб} = 2{,}9$ кВт и $n_{синхр} = 1500$ мин$^{-1}$ по табл. 1П.2 приложения 2П выбираем двигатель 4А100S4У3 мощностью $P_Э = 3$ кВт и частотой вращения вала $n_Э = 1435$ мин$^{-1}$.

Уточняем $u_{общ}$:

$$u_{общ} = n_Э / n = 1435/18 = 79{,}72.$$

Так как в схеме привода отсутствуют открытые передачи (ременная и цепная), то передаточное число редуктора

$$u_р = u_{общ} = 79{,}72.$$

Оставим без изменения передаточное число червячной передачи $u_ч = 20$. Тогда передаточное число быстроходной ступени $u_Б = u_ч = 20$. Уточним передаточное число цилиндрической передачи $u_{з.ц}$, являющейся тихоходной ступенью редуктора. Тогда

$$u_Т = u_{з.ц} = u_Р / u_Б = 79{,}72 / 20 = 3{,}99.$$

Окончательные величины $u_ч$ и $u_{з.ц}$ соответствуют рекомендуемым значениям по табл. 1П.3 приложения 1П.

Определим мощность P_i, частоту вращения n_i и вращающий момент T_i для каждого из валов привода.

Вал I:

$$P_I = P_{треб}\eta_м = 2{,}9 \cdot 0{,}98 = 2{,}84 \text{ кВт};$$
$$n_1 = n_Э = 1435 \text{ мин}^{-1};$$
$$T_1 = 9550 P_1 / n_1 = 9550 \cdot 2{,}84/1435 = 19 \text{ Н·м}.$$

Вал II:

$$P_{II} = P_1\eta_ч = 2{,}84 \cdot 0{,}8 = 2{,}27 \text{ кВт};$$
$$n_{II} = n_1 / u_Б = 1435/20 = 72 \text{ мин}^{-1};$$
$$T_{II} = 9550 P_{II} / n_{II} = 9550 \cdot 2{,}27/72 = 301 \text{ Н·м}.$$

Вал III :

$$P_{III} = P_{II}\eta_{з.ц}\eta_м = 2{,}27 \cdot 0{,}97 \cdot 0{,}98 = 2{,}2 \text{ кВт};$$
$$n_{III} = n_{II} / u_Т = 72/3{,}99 = 18 \text{ мин}^{-1};$$
$$T_{III} = 9550 P_{III} / n_{III} = 9550 \cdot 2{,}2/18 = 1167 \text{ Н·м}.$$

Кинематический расчет привода выполнен правильно, так как на его выходе получили величины, соответствующие исходным данным:

$P = P_{III} = 2{,}2$ кВт; $n = n_{III} = 18$ мин$^{-1}$.

Пример 1.3. Выбрать электродвигатель и выполнить кинематический расчет индивидуального привода (рис. 1.3) по следующим исходным данным:

а) мощность на выходном конце тихоходного вала редуктора P=4,5 кВт;

б) частота вращения тихоходного вала редуктора n=50 мин$^{-1}$.

Решение. По табл. 1П.1 приложения 1П принимаем КПД элементов привода: КПД ременной передачи (в том числе клиноременной) $\eta_{рем} = 0{,}95$; КПД закрытой цилиндрической зубчатой передачи с опорами $\eta_{з.ц} = 0{,}97$.

Общий КПД привода

$$\eta_{общ} = \eta_{рем}\eta_{з.ц}^2 = 0{,}95 \cdot 0{,}97^2 = 0{,}89 \ .$$

Так как в исходных данных мощность P задана на выходном конце тихоходного вала редуктора, то КПД соединительной компенсирующей муфты при расчете $\eta_{общ}$ не учитываем.

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{треб} = P / \eta_{общ} = 4{,}5 / 0{,}89 = 5{,}06 \text{ кВт}.$$

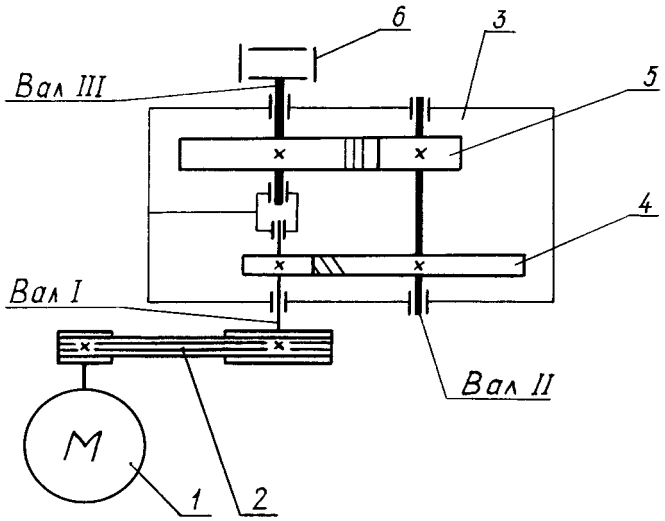


Рис. 1.3:
1 – электродвигатель; 2 – открытая ременная передача (клиноременная); 3 – редуктор цилиндрический двухступенчатый горизонтальный соосный; 4 – цилиндрическая косозубая передача (быстроходная ступень); 5– цилиндрическая прямозубая передача (тихоходная ступень); 6 –муфта соединительная (компенсирующая)

Согласно рекомендаций, изложенных в табл. 1П. 3 приложения 1П, зададимся предварительно передаточными числами передач привода.

Для цилиндрической зубчатой передачи (быстроходной и тихоходной ступени редуктора) передаточное число $u'_Б = u'_Т = 3\ldots5$. Тогда предварительная величина общего передаточного числа редуктора

$$u'_Р = u'_Б u'_Т = (3\ldots5)(3\ldots5) = (9\ldots25).$$

Для ременной передачи (в том числе клиноременной) рекомендуется $u'_{рем} = 2\ldots3$. Тогда предварительная величина общего передаточного числа привода

$$u'_{общ} = u'_Р u'_{рем} = (9\ldots25)(2\ldots3) = (18\ldots75).$$

Требуемая синхронная частота вращения электродвигателя $n_{синхр} = n \cdot u'_{общ} = 50(18\ldots75) = 900\ldots3750$ мин$^{-1}$.

С учётом рекомендаций, изложенных в п. 1.1, принимаем $n_{синхр} = 1500$ мин$^{-1}$.

Исходя из $P_{треб} = 5{,}06$ кВт и $n_{синхр} = 1500$ мин$^{-1}$ по табл. 1П.2 приложения 1П выбираем ближайший электродвигатель 4А112М4У3 мощностью $P_Э = 5{,}5$ кВт и частотой вращения вала $n_Э = 1445$ мин$^{-1}$.

Уточняем общее передаточное число привода

$$u_{общ} = n_Э / n = 1445 / 50 = 28{,}90.$$

Примем передаточное число клиноременной передачи $u_{рем} = 2$. Тогда общее передаточное число редуктора

$$u_Р = u_{общ} / u_{рем} = 28{,}90 / 2 = 14{,}45.$$

На основании рекомендаций, изложенных в табл. 1П.5 приложения 1П для двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора, принимаем окончательно: передаточное число быстроходной ступени $u_Б = 0{,}9\sqrt{u_Р} = 0{,}9 \cdot \sqrt{14{,}45} = 3{,}42$; передаточное число тихоходной ступени $u_Т = u_Р / u_Б = 14{,}45 / 3{,}42 = 4{,}23$. Полученные величины $u_Б$ и $u_Т$ находятся в рекомендуемом диапазоне передаточных чисел для цилиндрической зубчатой передачи (см. табл. 1П.3 приложения 1П).

Мощность P_i, частота вращения n_i и вращающий момент T_i на валах привода:

Вал I:

$$P_I = P_{треб}\eta_м = 5{,}06 \cdot 0{,}95 = 4{,}81 \text{ кВт};$$

$$n_1 = n_Э / u_{рем} = 1445 / 2 = 723 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_1 = 9550 P_1 / n_1 = 9550 \cdot 4{,}81 / 723 = 63{,}5 \text{ Н·м}.$$

Вал II:

$$P_{II} = P_I \eta_{з.ц} = 4{,}81 \cdot 0{,}97 = 4{,}67 \text{ кВт};$$

$$n_{II} = n_1 / u_Б = 723 / 3{,}42 = 211 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_{II} = 9550 P_{II} / n_{II} = 9550 \cdot 4{,}67 / 211 = 211{,}4 \text{ Н·м}.$$

Вал III :

$$P_{III} = P_{II} \eta_{з.ц} = 4{,}67 \cdot 0{,}97 = 4{,}5 \text{ кВт};$$

$$n_{III} = n_{II} / u_Т = 211 / 4{,}23 = 50 \text{ мин}^{-1};$$

$$T_{III} = 9550 P_{III} / n_{III} = 9550 \cdot 4{,}5 / 50 = 859{,}5 \text{ Н·м}.$$

Параметры P_i, n_i и T_i на валах привода определены правильно, так как для выходного конца тихоходного вала редуктора получили величины, соответствующие исходным данным: $P_{III} = P = 4{,}5$ кВт; $n_{III} = n = 50$ мин$^{-1}$.

Пример 1.4. Выбрать электродвигатель и выполнить кинематический расчет привода двух параллельно работающих ленточных конвейеров (рис. 1.4) по следующим исходным данным:

а) мощность на каждом из приводных валов P=3 кВт;

б) частота вращения каждого приводного вала n=25 мин$^{-1}$.

Решение. По табл. 1П.1 приложения 1П принимаем КПД элементов привода: КПД ременной передачи (в том числе клиноременной) $\eta_{рем} = 0{,}95$; КПД закры-

той цилиндрической зубчатой передачи с опорами $\eta_{з.ц} = 0{,}97$; КПД цепной передачи $\eta_{ц} = 0{,}93$; КПД пары подшипников $\eta_{п} = 0{,}99$.

Общий КПД привода $\eta_{общ}$ будем определять с учётом рекомендаций, изложенных в п. 1.1 для приводов, содержащих параллельно работающие элементы:

$$\eta_{общ} = \eta_{рем}\eta^2_{з.ц.}\eta_{ц}\eta_{п} = 0{,}95 \cdot 0{,}97^2 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}99 = 0{,}82.$$

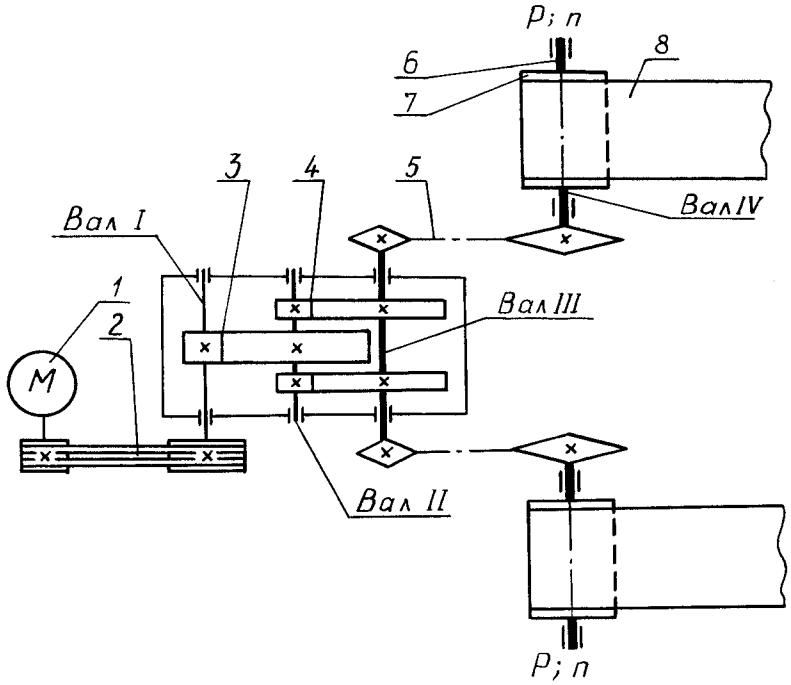


Рис. 1.4:
1 – электродвигатель; 2 – открытая клиноременная передача; 3 – быстроходная ступень редуктора (закрытая цилиндрическая зубчатая передача); 4 –тихоходная ступень редуктора (закрытая раздвоенная цилиндрическая зубчатая передача); 5 – открытая цепная передача; 6 – приводной вал; 7–барабан; 8–лента конвейера

Требуемая мощность электродвигателя для привода двух параллельно работающих приводных валов с мощностью на каждом из них P=3 кВт :

$$P_{треб} = 2P / \eta_{общ} = 2 \cdot 3 / 0{,}82 = 7{,}32 \text{ кВт}.$$

Согласно рекомендаций, изложенных в табл. 1П. 3 приложения 1П, зададимся предварительно передаточными числами передач привода: для ременной передачи (в том числе клиноременной) $u'_{рем} = 2\ldots3$; для цилиндрической зубчатой передачи $u'_{з.ц} = 3\ldots5$; для цепной передачи $u'_{ц} = 1{,}5\ldots3$. Редуктор привода состоит из быстроходной и тихоходной ступеней, передаточные числа которых $u'_{Б} = u'_{Т} = u'_{з.ц} = 3\ldots5$. Тогда предварительная величина общего передаточного числа редуктора $u'_{Р} = u'_{Б}u'_{Т} = (3\ldots5)(3\ldots5) = (9\ldots25)$. Предварительная величина общего передаточного числа привода

$$u'_{общ} = u'_{рем}u'_{р}u'_{ц} = (2\ldots3)(9\ldots25)(1{,}5\ldots3) = (27\ldots225).$$

Требуемая синхронная частота вращения электродвигателя $n_{синхр} = nu'_{общ} = 25(27\ldots225) = 675\ldots5625$ мин$^{-1}$.

С учётом рекомендаций, изложенных в п. 1.1, принимаем $n_{синхр} = 1500$ мин$^{-1}$.

Исходя из $P_{треб} = 7{,}32$ кВт и $n_{синхр} = 1500$ мин$^{-1}$ по табл. 1П.2 приложения 1П выбираем ближайший электродвигатель 4А132S4У3 мощностью $P_Э = 7{,}5$ кВт и частотой вращения вала $n_Э = 1455$ мин$^{-1}$.

Уточняем общее передаточное число привода

$$u_{общ} = n_Э / n = 1455/25 = 58{,}20.$$

Примем передаточные числа открытых передач: клиноременной $u_{рем} = 2$ и цепной $u_ц = 2$. Тогда общее передаточное число редуктора

$$u_р = u_{общ} / (u_{рем} u_ц) = 58{,}20/(2 \cdot 2) = 14{,}55.$$

На основании рекомендаций, изложенных в табл. 1.П5 приложения 1П для двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по развёрнутой схеме, принимаем окончательно: передаточное число тихоходной ступени $u_Т = 0{,}88\sqrt{u_Р} = 0{,}88\sqrt{14{,}55} = 3{,}36$; передаточное число быстроходной ступени $u_Б = u_Р / u_Т = 14{,}55/3{,}36 = 4{,}33$. Полученные величины $u_Б$ и $u_Т$ находятся в рекомендуемом диапазоне передаточных чисел для цилиндрической зубчатой передачи (см. табл. 1П3 приложения 1П).

Мощность P_i, частота вращения n_i и вращающий момент T_i на валах привода:

Вал I:

$$P_{\text{I}} = P_{треб} \cdot \eta_{рем} = 7{,}32 \cdot 0{,}95 = 6{,}95 \text{ кВт};$$
$$n_{\text{I}} = n_Э / u_{рем} = 1455/2 = 728 \text{ мин}^{-1};$$
$$T_{\text{I}} = 9550 P_{\text{I}} / n_{\text{I}} = 9550 \cdot 6{,}95/728 = 91{,}2 \text{ Н·м}.$$

Вал II:

$$P_{II} = P_I \cdot \eta_{з.ц} = 6{,}95 \cdot 0{,}97 = 6{,}74 \text{ кВт};$$
$$n_{\text{II}} = n_{\text{I}} / u_Б = 728/4{,}33 = 168 \text{ мин}^{-1};$$
$$T_{\text{II}} = 9550 P_{\text{II}} / n_{\text{II}} = 9550 \cdot 6{,}74/168 = 383{,}1 \text{ Н·м}.$$

Вал III:

$$P_{III} = P_{II} \cdot \eta_{з.ц} = 6{,}74 \cdot 0{,}97 = 6{,}54 \text{ кВт};$$
$$n_{\text{III}} = n_{\text{II}} / u_Т = 168/3{,}36 = 50 \text{ мин}^{-1};$$
$$T_{\text{III}} = 9550 P_{\text{III}} / n_{\text{III}} = 9550 \cdot 6{,}54/50 = 1249{,}1 \text{ Н·м}.$$

Вал IV:

$$P_{IVц} = 0{,}5 \cdot P_{III} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{п}} = 0{,}5 \cdot 6{,}54 \cdot 0{,}93 \cdot 0{,}99 = 3{,}0 \text{ кВт};$$
$$n_{IVц} = n_{III} / u = 50/2 = 25 \text{ мин}^{-1};$$
$$T_{\text{IV}} = 9550 P_{\text{IV}} / n_{\text{IV}} = 9550 \cdot 3/25 = 1146{,}0 \text{ Н·м}.$$

Параметры P_i, n_i и T_i на валах привода определены правильно, так на каждом из двух параллельно работающих приводных валов получили величины, соответствующие исходным данным: $P_{IV} = P = 3$ кВт; $n_{\text{IV}} = n = 25$ мин$^{-1}$.

Глава 2
РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧ РЕДУКТОРА

2.1 ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Объектами курсового проектирования обычно являются механические приводы на базе двухступенчатых нестандартных редукторов различных типов: цилиндрических (рис. 2.1) ,коническо-цилиндрических (рис. 2.2) и червячно-цилиндрических или цилиндрическо-червячных (рис. 2.3).Кроме редуктора в ряде схем приводов предусматривается открытая передача (ременная, цепная или зубчатая).

Несмотря на то, что проектируемый редуктор принимается нестандартным только с методической точки зрения, студент при проектировании широко использует различные стандартные детали (подшипники качения, уплотнения, шпонки, крепёжные детали, ремни, цепи, муфты и т.п.), а также согласует с ближайшим значением по ряду *Ra* 40 ГОСТ 6636-69 межосевое расстояние зубчатой или червячной передачи, принимает стандартными модули, число заходов и коэффициент диаметра червяка и т. д.

При расчете передач редуктора параметрам шестерни и червяка приписывают индекс 1,а параметрам колеса - 2. С целью исключения ошибок при расчете передач валы редуктора обозначены римскими цифрами: I–быстроходный (входной) вал, II–промежуточный вал и III–тихоходный (выходной) вал (см. рис. 2.1…2.3).При этом особое внимание следует обращать на установку шестерни (червяка) и колеса рассчитываемой ступени на валах редуктора. Например, частоты вращения шестерни (червяка) n_1 и колеса n_2 принимают: при расчете быстроходной ступени $n_1 = n_I$ и $n_2 = n_{II}$; при расчете тихоходной ступени $n_1 = n_{II}$ и $n_2 = n_{III}$. Аналогичным образом поступают и при определении вращающих моментов на валу шестерни (червяка) T_I и колеса T_2, принимая во внимание при
этом конструктивное исполнение рассчитываемой ступени редуктора (нераздвоенная или раздвоенная). Для нераздвоенной ступени: быстроходной (рис. 2.1,*а*, *в*…*и*, рис. 2.2 и 2.3) $T_1 = T_I$; $T_2 = T_{II}$; тихоходной (рис. 2.1, *а*, *б*, *г*…*и*, рис. 2.2, *а*, *в*, рис. 2.3) $T_1 = T_{II}$; $T_2 = T_{III}$. Для раздвоенной ступени (одной ее половины): быстроходной (рис. 2.1, *б*) $T_1 = T_I/2$; $T_2 = T_{II}/2$; тихоходной (рис. 2.1, *в*, рис. 2.2, *б*) $T_1 = T_{II}/2$; $T_2 = T_{III}/2$.

Вначале обычно рассчитывают тихоходную ступень редуктора как более нагруженную, хотя это не является обязательным при проектировании двухступенчатых редукторов (кроме соосных) (рис. 2.1, *д*…*з*). В последних независимо от того, является соосный редуктор горизонтальным или вертикальным, тихоходную ступень следует рассчитывать в первую очередь. И только после этого для соосного редуктора приступают к расчету быстроходной ступени, принимая

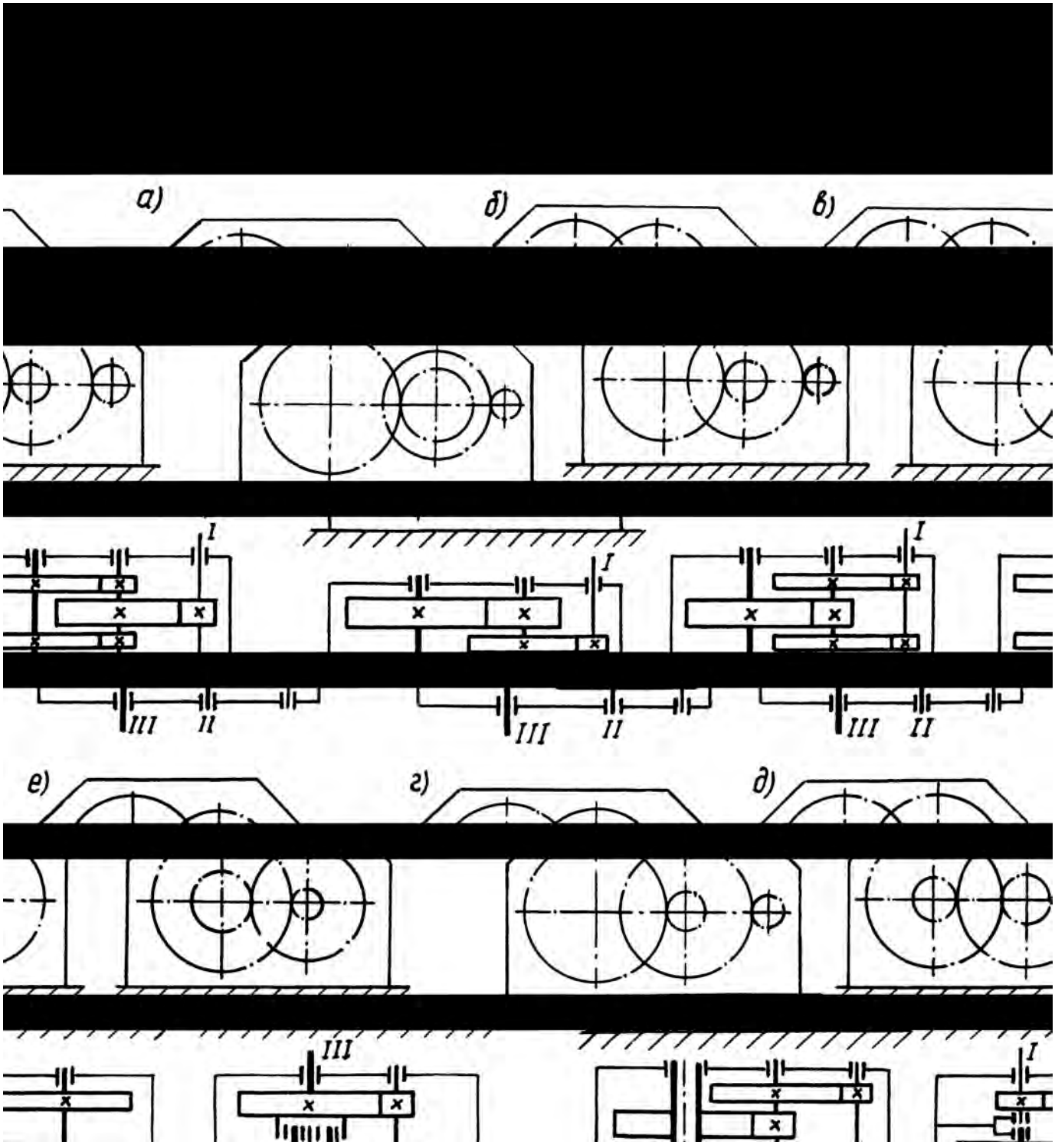


Рис. 2.1

межосевое расстояние её равным межосевому расстоянию тихоходной ступени. При наличии в схеме двухступенчатого редуктора червячной передачи (рис. 2.3) её также рассчитывают в первую очередь, размеры другой ступени прини-

мают с учетом полученных размеров червячной пары с целью обеспечения её смазывания.

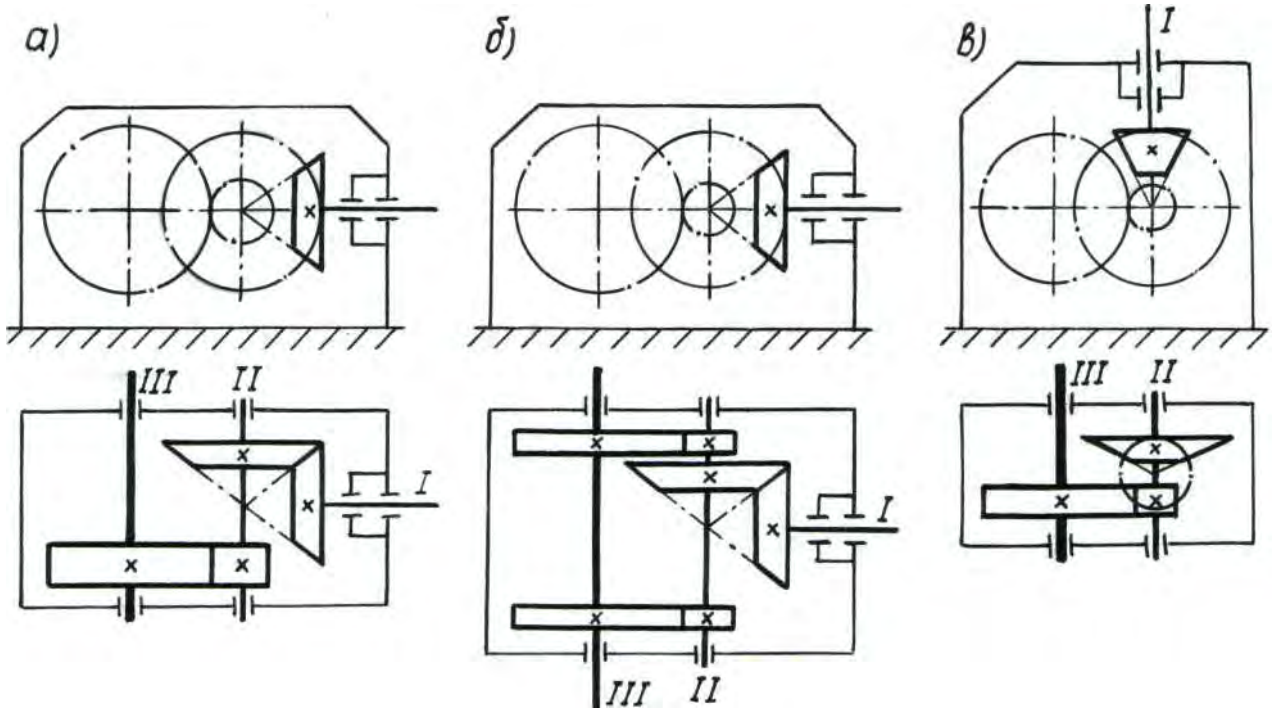


Рис. 2.2

Рекомендации по проектированию закрытых цилиндрических и конических зубчатых передач

Выбор варианта термообработки зубчатых колес. При курсовом проектировании вариант термообработки (т.о.) ориентировочно можно выбирать исходя из вращающего момента T_2 на колесе (а не на шестерне) рассчитываемой зубчатой пары (для раздвоенной ступени момент T_2 принимают на колесе одной её половины):

T_2<1400 Н·м – вариант т.о. *I ;*

T_2=1400…10000 Н·м - варианты т.о. *II...IV ;*

T_2>10000 Н·м - вариант т.о. *V.*

Характеристика рекомендуемых вариантов термообработки и применяемые для них марки сталей приведены в табл. 1П.6 приложения 1П (характеристику данных марок сталей см. табл. 1П.7).

Механические характеристики сердцевины зуба (табл. 1П.7) при вариантах т.о. *II...V* определяет предшествующая термическая обработка (улучшение). Окончательный выбор марки стали для изготовления шестерни и колеса производится только после определения размеров их заготовок (см. далее примеры расчета передач).

Критерии работоспособности зубчатых передач. Основными критериями работоспособности зубчатых передач, работающих в закрытом корпусе, явля-

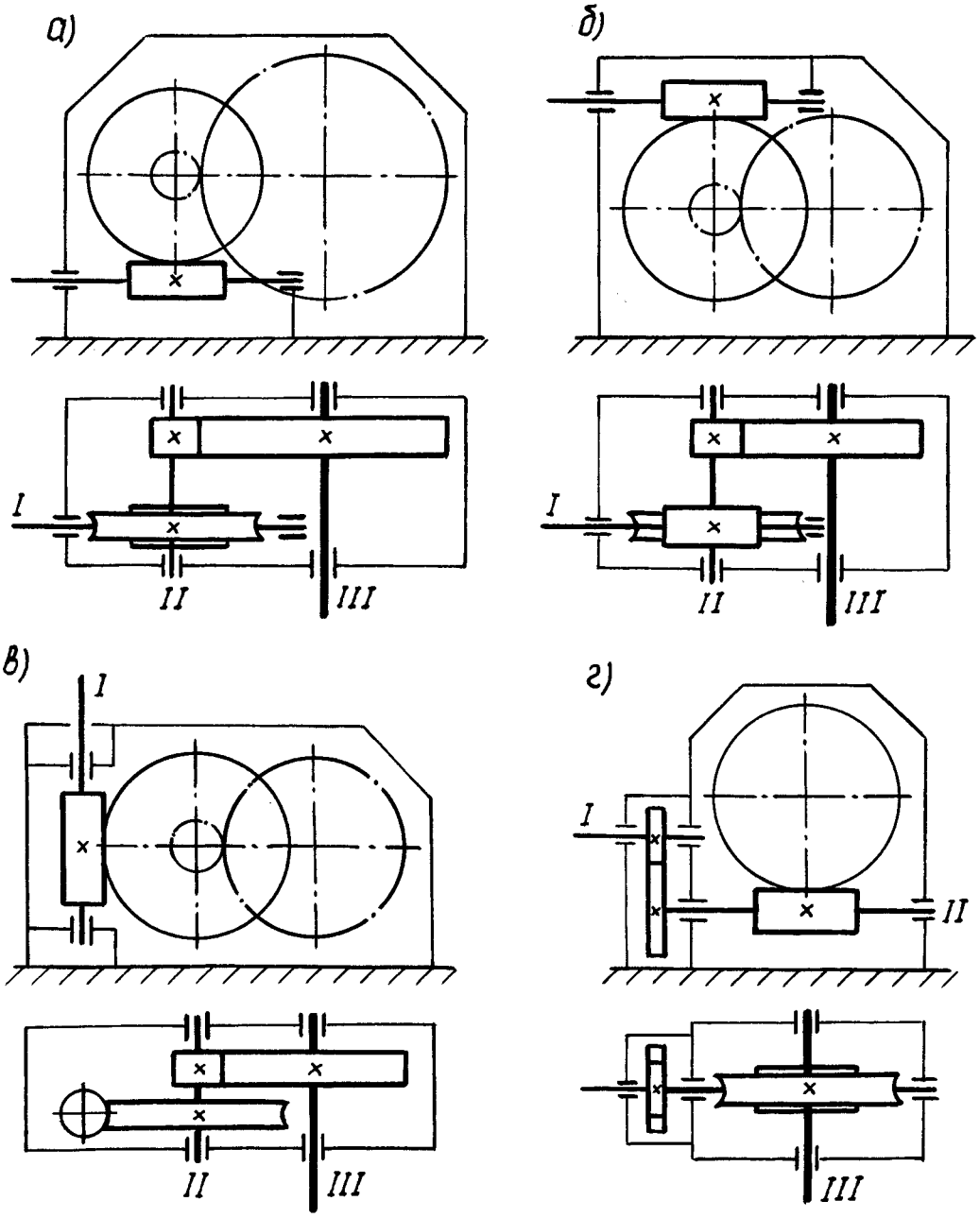


Рис. 2.3

ются контактная прочность зубьев и прочность их при изгибе, которые при проектировании передач обеспечиваются выполнением следующих расчетов:

а) расчет на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев с целью предупреждения их усталостного разрушения по условию

$$\sigma_H \le [\sigma_H], \qquad (2.1)$$

где σ_H - контактное напряжение в полюсе зацепления; $[\sigma_H]$ - допускаемое контактное напряжение;

б) расчет на сопротивление усталости зубьев при изгибе с целью предупреждения их усталостной поломки по условию

$$\sigma_F \le [\sigma_F], \qquad (2.2)$$

где σ_F - напряжение изгиба в опасном сечении; $[\sigma_F]$ - допускаемое напряжение изгиба зуба;

в) расчет на контактную прочность при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке) с целью предупреждения пластической деформации активных поверхностей зубьев или хрупкого разрушения их поверхностного слоя по условию

$$\sigma_{H\max} \le [\sigma_{H\max}], \qquad (2.3)$$

где $\sigma_{H\max}$ и $[\sigma_{H\max}]$ - соответственно фактическое и допускаемое контактные напряжения при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке);

г) расчет на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке) с целью предупреждения статической поломки зуба по условию

$$\sigma_{F\max} \le [\sigma_{F\max}], \qquad (2.4)$$

где $\sigma_{F\max}$ и $[\sigma_{F\max}]$- соответственно фактическое и допускаемое напряжения изгиба при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке).

В качестве исходного для расчета зубчатых передач задается **режим нагружения:** в виде ступенчатой циклограммы (рис.2.4) или номера типового режима нагружения (рис.2.5).

На рис. 2.4: $T_1, T_2, T_3, \ldots, T_i$ – моменты, передаваемые в течение времени $L_{h1}, L_{h2}, L_{h3}, \ldots, L_{hi}$ (часы), где $T_i = \alpha_i \cdot T_1$; $L_{hi} = \beta_i \cdot L_h$, здесь $T_1 = T_{\max}$ – наибольший длительно действующий момент, используемый при расчете на сопротивление усталости; L_h – срок службы передачи в часах (ресурс передачи); $T_{пик}$– пиковый кратковременный действующий момент в течение времени $L_{h\ пик}$ при кратковременной перегрузке.

Кратковременные перегрузки $T_{пик}$ при суммарном числе циклов действия $N_\Sigma < 5 \cdot 10^4$ или не более $0{,}002 L_h$ не учитываются при расчете на сопротивление усталости и в продолжительность цикла не включаются. Пиковый момент $T_{пик}$ используется при проверке статической прочности зубьев (контактной и изгибной) при кратковременной перегрузке.

На рис. 2.5: T_i – текущее значение момента нагрузки; T_{max}– максимальный длительно действующий момент, учитываемый при расчете на сопротивление усталости; N_i– число циклов работы при моменте T_i; N_Σ – суммарное число циклов нагружения за расчетный срок службы передачи $N_\Sigma = 60\, c\, n\, L_h$,

где c– число зацеплений зуба рассматриваемого зубчатого колеса за один его оборот (если зуб шестерни и зуб колеса за один оборот зацепляются только один раз, то $c_1 = c_2 = 1$; если зуб шестерни за один оборот входит в зацепление два раза, а зуб колеса один раз, то $c_1 = 2$; $c_2 = 1$) ; n – частота вращения зубчатого колеса, мин$^{-1}$; L_h– ресурс передачи, часы.

В зубчатых передачах контактные напряжения σ_H и напряжения изгиба σ_F, нагружающие зубья, всегда переменные, так как изменяются во времени по не-

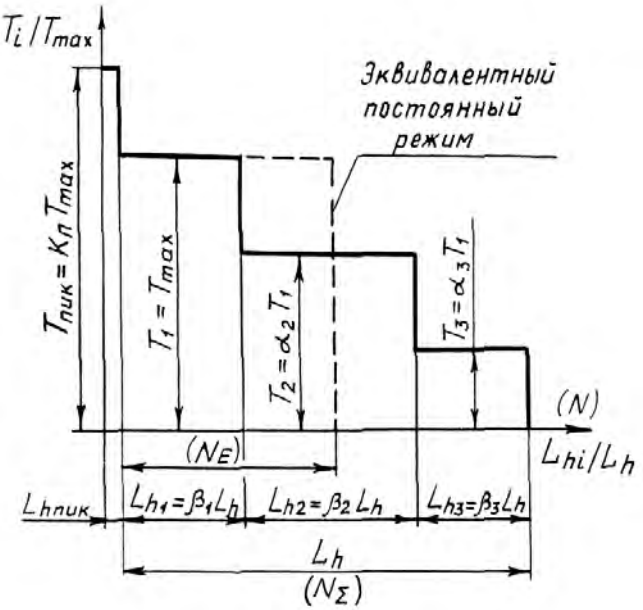


Рис.2.4

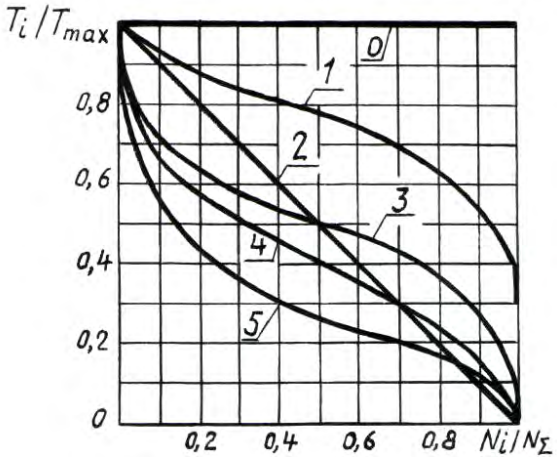


Рис. 2.5:

0– постоянный режим нагружения;
1– тяжелый режим нагружения;
2– средний равновероятный режим нагружения;
3– средний нормальный режим нагружения;
4– легкий режим нагружения;
5– особо легкий режим нагружения

которому прерывистому отнулевому циклу. В то же время нагрузки, вызывающие эти напряжения, могут быть приблизительно постоянными или переменными во времени.

При расчете на сопротивление усталости фактический переменный режим нагружения заменяют эквивалентным постоянным режимом, при котором зубчатое колесо приобретает ту же степень усталостного повреждения, что и в реальных условиях эксплуатации (на основании гипотезы линейного суммирования усталостных повреждений). В качестве эквивалентного принимают постоянный режим с наибольшим из длительно действующих моментов $T_{max}=T_1$,

вызывающим напряжения σ и эквивалентным числом N_E циклов нагружения(на рис. 2.4 показан штриховыми линиями).

При этом обычно принимают частоту вращения *n* рассматриваемого зубчатого колеса постоянной для всех уровней нагрузки (n_i=n), что характерно для большинства машин с приводом от электродвигателей переменного тока.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев и N_{FE} при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе определяют отдельно для шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2):

$$N_{HE1(2)} = N_{\Sigma 1(2)}\,\mu_H = 60 c_{1(2)} n_{1(2)} L_h \mu \quad ; \tag{2.5}$$

$$N_{FE1(2)} = N_{\Sigma 1(2)}\,\mu_{F1(2)} = 60 c_{1(2)} n_{1(2)} L_h \mu_{F1(2)} \, , \tag{2.6}$$

где μ_{H} и $\mu_{\text{F1(2)}}$ – коэффициенты приведения, определяемые по соответствующей методике в зависимости от способа задания режима нагружения.

Если режим нагружения задан в виде ступенчатой циклограммы (рис. 2.4), то коэффициенты приведения μ_{H} и μ_{F} рассчитывают по формулам:

$$\mu_{\text{H}} = \sum_i \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \frac{L_{hi}}{L_h} \right]; \tag{2.7}$$

$$\mu_{\text{F1(2)}} = \sum_i \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^{q_F} \frac{L_{hi}}{L_h} \right]. \tag{2.8}$$

В формуле (2.7) показатель степени *3* принимают для всех вариантов термообработки зубчатых колес, поэтому в формуле (2.5) коэффициент приведения μ_{H} записывается без индексов, так как он будет одинаковым для шестерни и колеса.

В формуле (2.8) показатель степени q_F принимают в зависимости от твердости поверхности зубьев рассматриваемого зубчатого колеса: $q_F = 6$ при $H \le 350\ HB$; $q_F = 9$ при $H > 350\ HB$. По этой причине в формуле (2.6) коэффициент приведения μ_F записывается с индексом 1 и 2, так как он будет иметь различные значения при различных величинах средних твердостей *H* для шестерни и колеса.

Пусть, например, для циклограммы на рис.2.4:

$$\alpha_1 = T_1 / T_1 = 1\,; \quad \alpha_2 = T_2 / T_1 = 0{,}7\,; \quad \alpha_3 = T_3 / T_1 = 0{,}4\,;$$

$$\beta_1 = L_{h1} / L_h = 0{,}3\,;\ \beta_2 = L_{h2} / L_h = 0{,}4\,;\ \beta_3 = L_{h3} / L_h = 0{,}3\,.$$

Тогда по формуле (2.7) коэффициент приведения μ_{H} для всех вариантов термообработки:

$$\mu_{\text{H1}} = \mu_{H2} = \mu_{\text{H}} = \alpha_1^3 \beta_1 + \alpha_2^3 \beta_2 + \alpha_3^3 \beta_3 = 1^3 \cdot 0{,}3 + 0{,}7^3 \cdot 0{,}4 + 0{,}4^3 \cdot 0{,}3 = 0{,}46\,.$$

Коэффициент приведения μ_F по формуле (2.8) для варианта т.о. *I* ($H_1 < 350\ HB\,; H_2 < 350\ HB$) при $q_F = 6$:

$$\mu_{\text{F1}} = \mu_{F2} = \mu_{\text{F}} = \alpha_1^6 \beta_1 + \alpha_2^6 \beta_2 + \alpha_3^6 \beta_3 = 1^6 \cdot 0{,}3 + 0{,}7^6 \cdot 0{,}4 + 0{,}4^6 \cdot 0{,}3 = 0{,}35\,.$$

Коэффициент μ_F для варианта т.о. *II:*

для шестерни ($H_1 > 350\ HB$) при $q_F = 9$:

$$\mu_{F1} = \alpha_1^9\beta_1 + \alpha_2^9\beta_2 + \alpha_3^9\beta_3 = 1^9 \cdot 0{,}3 + 0{,}7^9 \cdot 0{,}4 + 0{,}4^9 \cdot 0{,}3 = 0{,}32\ ;$$

для колеса ($H_2 < 350\ HB$) при $q_F = 6$:

$$\mu_{F2} = \alpha_1^6\beta_1 + \alpha_2^6\beta_2 + \alpha_3^6\beta_3 = 1^6 \cdot 0{,}3 + 0{,}7^6 \cdot 0{,}4 + 0{,}4^6 \cdot 0{,}3 = 0{,}35.$$

Если в исходных данных для расчета зубчатых передач задана не циклограмма нагружения, а указан номер типового режима нагружения, то коэффициенты приведения μ_H и μ_F не рассчитывают по формулам (2.7) и (2.8), а принимают по табл. 1П.8 приложения 1П (в данном случае их называют коэффициентами, характеризующими интенсивность типовых режимов нагружения).

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ при расчете на сопротивление усталости активных поверхностей зубьев определяют отдельно для шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2):

а) при проектном расчете зубчатой передачи (предварительно)

$$[\sigma_H]_{1(2)} = 0{,}9\frac{\sigma_{H\lim 1(2)}}{S_{H1(2)}} Z_{N1(2)}\ ; \qquad (2.9)$$

б) при проверочном расчете зубчатой передачи (уточняют при известных размерах передачи)

$$[\sigma_H]_{1(2)} = \frac{\sigma_{H\lim 1(2)}}{S_{H1(2)}} Z_{N1(2)} Z_R Z_V\ . \qquad (2.10)$$

В формулах (2.9) и (2.10): $\sigma_{H\lim 1(2)}$ – предел контактной выносливости поверхности зубьев шестерни (колеса), соответствующий базовому числу циклу напряжений (принимают по табл. 1П. 9 приложения 1П отдельно для шестерни и колеса в зависимости от их термообработки); $S_{H1(2)}$ – расчетный коэффициент запаса прочности для шестерни (колеса) при расчёте на сопротивление контактной усталости (табл. 1П. 9 приложения 1П); $Z_{N1(2)}$ – коэффициент долговечности для шестерни (колеса) при расчёте на сопротивление контактной усталости, учитывающий влияние ресурса; Z_R – коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряжённых поверхностей зубьев; Z_V –коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости.

Коэффициенты Z_R и Z_V одинаковы для шестерни и колеса и указываются без индекса.

Рассмотрим определение коэффициентов Z_N, Z_R и Z_V .

Согласно ГОСТ 21354-87 коэффициент долговечности Z_N определяют отдельно для шестерни и колеса по формуле

$$Z_{N1(2)} = q_H\sqrt{\frac{N_{H\lim 1(2)}}{N_{HE1(2)}}}\ . \qquad (2.11)$$

Базовое число циклов напряжений $N_{H\lim 1(2)}$ рассчитывают по формуле

$$N_{H\lim 1(2)} = 30H_{HB1(2)}^{2,4} \le 120 \cdot 10^6. \qquad (2.12)$$

Следует отметить, что в формулу (2.12) средняя твёрдость поверхности зубьев $H_{HB1(2)}$ подставляется только в единицах *HB*. Если средняя твёрдость поверхности зубьев шестерни (колеса) выражена в единицах $HRC_Э$, то следует перевести единицы $HRC_Э$ в единицы *HB* (см. график в табл. 1П.10 приложения 1П). При этом, если по формуле (2.12) получилось $N_{H\lim 1(2)} > 120 \cdot 10^6$, то следует принять $N_{H\lim 1(2)} = 120 \cdot 10^6$.

Эквивалентное число циклов напряжений $H_{HE1(2)}$ рассчитывают отдельно для шестерни и колеса по формуле (2.5).

Если получилось $H_{HE1(2)} \le N_{H\lim 1(2)}$, то коэффициент долговечности определяют по формуле (2.11) при $q_H = 6$:

$$Z_{N1(2)} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim 1(2)}}{N_{HE1(2)}}} \le Z_{N\max}, \qquad (2.13)$$

где $Z_{N\max} = 2{,}6$ при твёрдости поверхности $H_{1(2)} \le 350\ HB$; $Z_{N\max} = 1{,}8$ при твёрдости поверхности $H_{1(2)} > 350\ HB$.

Если по формуле (2.13) получилось $Z_{N1(2)} > Z_{N\max}$, то следует принять $Z_{N1(2)} = Z_{N\max}$ (тем самым ограничиваются допускаемые напряжения по условию предотвращения пластической деформации или хрупкого разрушения поверхностного слоя зубьев).

Если получилось $H_{HE1(2)} > N_{H\lim 1(2)}$, то коэффициент долговечности $Z_{N1(2)}$ определяют по формуле (2.11) при $q_H = 20$:

$$Z_{N1(2)} = \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim 1(2)}}{N_{HE1(2)}}} \ge 0{,}75. \qquad (2.14)$$

Если по формуле (2.14) получилось $Z_{N1(2)} < 0{,}75$, то следует принять $Z_{N1(2)}$=0,75. При курсовом проектировании допускается принимать при $N_{HE1(2)} > N_{H\lim 1(2)}$ $Z_{N1(2)} = 1$.

Коэффициент Z_R принимают в зависимости от *исходной шероховатости* сопряженных поверхностей зубьев:

Ra=1,25…0,63 мкм	Z_R=1;
Ra=2,5…1,25 мкм	Z_R=0,95;
Ra= 10…2,5 мкм	Z_R=0,9.

В конструкциях редукторов профили зубьев зубчатых колес имеют следующий параметр шероховатости *Ra* в зависимости от *степени точности*:

Степень точности	7	8	9
Ra, мкм……	0,8	1,6	3,2

Коэффициент Z_V=1 при окружной скорости $\upsilon \le 5$ м/с. При $\upsilon > 5$ м/с коэффициент Z_V определяют по формулам:

при твердости $H \le 350HB$ Z_V=0,85$\upsilon^{0,1}$; (2.15)

при твердости $H > 350HB$ Z_V=0,925$\upsilon^{0,05}$. (2.16)

Расчетная величина допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ при расчете на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев, как при проектном, так и при проверочном расчете определяется при полученных величинах $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ следующим образом:

а) для цилиндрических и конических передач с прямыми зубьями

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}, \quad (2.17)$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ – меньшее из двух: $[\sigma_H]_1$, $[\sigma_H]_2$;

б) для цилиндрических косозубых и шевронных передач (в том числе раздвоенных косозубых), а также конических передач с круговыми зубьями

$$[\sigma_H] = 0{,}45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) \quad (2.18)$$

при выполнении условия:

для цилиндрических передач

$$[\sigma_H]_{\min} \le [\sigma_H] \le 1{,}25[\sigma_H]_{\min}; \quad (2.19)$$

для конических передач

$$[\sigma_H]_{\min} \le [\sigma_H] \le 1{,}15[\sigma_H]_{\min}, \quad (2.20)$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ – см. выше пояснение к формуле (2.17).

Таким образом, если по формуле (2.18) получилось $[\sigma_H]$ меньше $[\sigma_H]_{\min}$, то следует согласно формулам (2.19) и (2.20) принять $[\sigma_H]$ = $[\sigma_H]_{\min}$, если же $[\sigma_H]$ получилось больше $1{,}25[\sigma_H]_{\min}$ для цилиндрических передач или больше $1{,}15[\sigma_H]_{\min}$ для конических передач, то согласно формулам (2.19) и (2.20) следует принять соответственно $[\sigma_H]$ =$1{,}25[\sigma_H]_{\min}$ и $[\sigma_H]$=$1{,}15[\sigma_H]_{\min}$.

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе определяются отдельно для шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2) по формуле:

$$[\sigma_F]_{1(2)} = \frac{\sigma_{F\lim 1(2)}}{S_{F1(2)}} Y_{N1(2)} Y_A, \quad (2.21)$$

где $\sigma_{F\lim 1(2)}$ – предел выносливости зубьев шестерни (колеса) при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений (принимают по табл. 1П.9 приложения 1П отдельно для шестерни и колеса в зависимости от их термообработки); $S_{F1(2)}$ – расчетный коэффициент запаса прочности для шестерни (колеса) при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе (табл. 1П.9 приложения 1П); $Y_{N1(2)}$ – коэффициент долговечности для шестерни (колеса) при расчете на сопротивление усталости зубьев при изгибе, учитывающий влияние

ресурса (см. ниже); Y_A – коэффициент, учитывающий реверсивность передачи: для нереверсивных передач (приводы ленточных и цепных конвейеров, элеваторов) Y_A=1; для реверсивных передач (индивидуальные приводы, лебедки) Y_A=0,7…0,8 ,здесь большие значения при твердости H>350HB. Коэффициент Y_A одинаков для шестерни и колеса.

Коэффициент долговечности $Y_{N1(2)}$ для шестерни (колеса)

$$Y_{N1(2)} = \sqrt[q_F]{\frac{N_{F\lim 1(2)}}{N_{FE1(2)}}} \geq 1, \quad \text{но} \leq Y_{N\max}, \tag{2.22}$$

где $N_{F\lim 1(2)}$ – базовое число циклов напряжений; для всех марок сталей $N_{F\lim 1} = N_{F\lim 2} = 4 \cdot 10^6$; $N_{FE1(2)}$ – эквивалентное число циклов напряжений для шестерни (колеса) при расчете на сопротивление усталости при изгибе зубьев, определяемое по формуле (2.6); q_F и $Y_{N\max}$ – показатель степени и максимальная величина коэффициента долговечности, принимаемые отдельно для шестерни и колеса в зависимости от твердости $H_{1(2)}$ поверхности (а не сердцевины) зубьев:

при $H_{1(2)} \leq 350$НВ $\quad q_F$=6; $Y_{N\max}$=4;

при $H_{1(2)} > 350$НВ $\quad q_F$=9; $Y_{N\max}$=2,5.

Если по формуле (2.22) получилось $Y_{N1(2)}$<1, то следует принять $Y_{N1(2)}$=1, если получилось $Y_{N1(2)} > Y_{N\max}$, то следует принять $Y_{N1(2)} = Y_{N\max}$.

Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H\max}]$ **и напряжения изгиба** $[\sigma_{F\max}]$ **при расчёте зубчатых передач на статическую прочность в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке)** принимают по табл. 1П. 9 приложения 1П в зависимости от вида термообработки соответствующего зубчатого колеса. При этом отдельно для шестерни и колеса определяют $[\sigma_{H\max}]_1$ и $[\sigma_{H\max}]_2$, а также $[\sigma_{F\max}]_1$ и $[\sigma_{F\max}]_2$. В качестве расчётной величины $[\sigma_{H\max}]$ при проверке контактной прочности передачи принимают меньшее значение из двух: $[\sigma_{H\max}]_1$, $[\sigma_{H\max}]_2$. Расчёт на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой проводят отдельно для шестерни и колеса.

Действие пиковых нагрузок оценивают коэффициентом перегрузки $K_П = T_{пик}/T_{\max}$, где $T_{пик}$ – пиковый момент; $T_{\max}$ – максимальный из длительно действующих момент (называемый иначе номинальным), по которому проводят расчёты на сопротивление усталости.

Если режим нагружения задан в виде циклограммы моментов (рис. 2.4), то коэффициент перегрузки $K_П$ указывают в циклограмме. В случае использования типовых режимов нагружения величина $K_П$ указывается отдельно, так как в типовые режимы не включают пиковые нагрузки.

Если пиковый момент $T_{пик}$ по какой-либо причине не указан, то его можно принимать равным максимальному моменту электродвигателя при пуске или предельному моменту предохранительных элементов привода.

Проектирование зубчатых передач проводят в два этапа: *1-ый* этап – проектный расчёт; *2-ой* этап – проверочный расчёт. При проектном расчёте предварительно определяют допускаемое напряжение $[\sigma_H]$ и рассчитывают геометрические размеры зубчатой передачи. При проверочном расчёте выбирают марки сталей для изготовления шестерни и колеса, уточняют при известных параметрах передачи величину $[\sigma_H]$ и определяют допускаемые напряжения $[\sigma_F]$, $[\sigma_{H\max}]$ и $[\sigma_{F\max}]$. По условиям (2.1) … (2.4) проводится окончательная проверка рассчитываемой ступени на соответствие основным критериям работоспособности.

Рекомендации по проектированию червячных передач

Критерии работоспособности червячных передач. Червячные передачи, также как и зубчатые, рассчитывают на контактную прочность и прочность при изгибе. Однако в червячных передачах, кроме усталостного выкрашивания рабочих поверхностей зубьев колеса, существует опасность заедания и их абразивного изнашивания, которые зависят от величины контактных напряжений. Поэтому для червячной передачи расчет по контактным напряжениям является основным. Расчет по напряжениям изгиба с целью исключения усталостной поломки зубьев колеса в течение расчетного срока службы выполняется при этом как проверочный. Дополнительно проводится расчет на статическую прочность по контактным напряжениям и напряжениям изгиба при действии пиковых нагрузок, не учитываемых в основном расчёте с целью предотвращения остаточных деформаций на рабочей поверхности зубьев колеса и их статической поломки при кратковременной перегрузке. В отличие от зубчатой для червячной передачи обязательным является тепловой расчёт с целью определения температуры масла в картере редуктора.

Материалы червяка и червячного колеса. При выборе материалов червячной пары должны быть обеспечены хорошие антифрикционные и противозадирные свойства. Эти требования реализуются при сочетании стального витка червяка с зубом червячного колеса, выполненного из антифрикционного материала (бронзы), который обладает необходимой объемной прочностью.

Для изготовления червяков применяют те же марки сталей, что и для зубчатых колёс (см. табл. 1П.7 приложения 1П), а также аналогичные варианты термообработки.

Для червячной передачи мощностью $P \le 1$ кВт червяки подвергают термообработке – улучшение с твёрдостью $H_1 \le 350$НВ (тип червяка – архимедов *ZA*, витки не шлифуют). При мощности $P > 1$ кВт с целью повышения КПД червячной передачи и её нагрузочной способности применяют термообработку червяка – улучшение + закалка ТВЧ до твёрдости $H_1 \ge 45HRC_Э$ с последующим шлифованием и полированием витков (тип червяка – эвольвентный *ZJ* или нелинейчатый: образованный конусом *ZK* или тором *ZT*).

Для тяжелонагруженных передач применяют термообработку червяка - улучшение + цементация + закалка с твёрдостью после закалки $H_1 = 56\ldots63 HRC_Э$ (стали 20Х ,18ХГТ,12ХН3А и другие; тип червяка – эвольвентный и нелинейчатый).

Червячные колёса выполняют составными: венец – из бронзы (иногда латуни), а центр из чугуна или углеродистой стали.

Выбор марки материала венца червячного колеса зависит от скорости скольжения в зацеплении и проводится по табл. 1П.32 приложения 1П. Скорость скольжения υ_S (м/с) в начале проектного расчёта может быть ориентировочно определена по формуле

$$\upsilon_S = 4{,}5 \cdot 10^{-4} n_1 \sqrt[3]{T_2}\,, \qquad (2.23)$$

где n_1 – частота вращения червяка, мин$^{-1}$; T_2 – вращающий момент на валу червячного колеса, Н·м.

Допускаемые контактные напряжения $\lfloor \sigma_H \rfloor$ (МПа) **при расчете передачи на сопротивление усталости активных поверхностей зубьев червячного колеса (твердость витков сопряженного червяка** $H_1 \geq 45\text{HRC}_Э$**, витки шлифованы и полированы).**

Материал венца колеса – оловянная бронза

$$[\sigma_H] = 0{,}9 C_V \sigma_B Z_N\,, \qquad (2.24)$$

где C_V – коэффициент, учитывающий износ материала:

υ_S, м/с.....	≤1	2	3	4	5	6	7	≥8
C_V.....	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,8

σ_B – см. табл. 1П.32 приложения 1П, МПа, Z_N – коэффициент долговечности при расчете на сопротивление усталости по контактным напряжениям

$$Z_N = \sqrt[8]{\frac{10^7}{N_{HE}}}. \qquad (2.25)$$

При этом должно выполняться условие

$$0{,}67 \leq Z_N \leq 1{,}15.$$

Если получилось $Z_N < 0{,}67$, то принимают $Z_N = 0{,}67$; если получилось $Z_N > 1{,}15$, то следует принять $Z_N = 1{,}15$.

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы привода L_h:

$$N_{HE} = K_{HE} N_\Sigma\,, \qquad (2.26)$$

где K_{HE} – коэффициент эквивалентности или приведения при расчете на сопротивление усталости по контактным напряжениям.

Если в исходных данных для расчета червячной передачи задана циклограмма нагружения (рис. 2.4), то коэффициент K_{HE} вычисляют по формуле

$$K_{HE} = \sum_i \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^4 \frac{L_{hi}}{L_h} \right].$$

Пусть, например, для циклограммы на рис. 2.4:

$$\alpha_1 = T_1 / T_1 = 1; \quad \alpha_2 = T_2 / T_1 = 0{,}6; \quad \alpha_3 = T_3 / T_1 = 0{,}3;$$

$$\beta_1 = L_{hi} / L_h = 0{,}4; \; \beta_2 = L_{h2} / L_h = 0{,}4; \; \beta_3 = L_{h3} / L_h = 0{,}2.$$

Тогда коэффициент K_{HE}:

$$K_{HE} = \alpha_1^4 \beta_1 + \alpha_2^4 \beta_2 + \alpha_3^4 \beta_3 = 1^4 \cdot 0{,}4 + 0{,}6^4 \cdot 0{,}4 + 0{,}3^4 \cdot 0{,}2 = 0{,}46.$$

При типовом режиме нагружения коэффициент K_{HE} принимают:

Типовой режим нагружения…….0	1	2	3	4	5
K_{HE} ……..1	0,416	0,2	0,121	0,081	0,034

N_Σ – суммарное число циклов перемены напряжений

$$N_\Sigma = 60 n_2 L_h, \qquad (2.27)$$

n_2 – частота вращения червячного колеса, мин$^{-1}$;

L_h – срок службы привода, часы.

Материал венца колеса – безоловянная бронза

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_O - 25 \upsilon_S, \qquad (2.28)$$

где $[\sigma_H]_O = 300$ МПа, υ_S –м/с.

Примечание. Если червяк расположен вне масляной ванны, то независимо от материала венца колеса значение $[\sigma_H]$ следует уменьшить на 15%.

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ (МПа**) при расчете зубьев колеса на сопротивление усталости при изгибе.**

Для материалов венцов из оловянных и безоловянных бронз $[\sigma_F]$ принимают:

а) передача нереверсивная (приводы ленточных и цепных конвейеров, элеваторы и пр.)

$$[\sigma_F] = (0{,}08\sigma_B + 0{,}25\sigma_T) Y_N; \qquad (2.29)$$

б) передача реверсивная (приводы индивидуальные и лебедки)

$$[\sigma_F] = 0{,}16 \sigma_B Y_N, \qquad (2.30)$$

где σ_B, σ_T- МПа (см. табл. 1П.32); Y_N- коэффициент долговечности при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}}. \qquad (2.31)$$

При этом должно выполняться условие

$$0{,}54 \le Y_N \le 1.$$

Если получилось Y_N<0,54, то принимают $Y_N = 0{,}54$; если получилось Y_N>1, то следует принять $Y_N = 1$.

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы привода L_h:

$$N_{FE} = K_{FE} N_{\Sigma}, \qquad (2.32)$$

где K_{FE} – коэффициент эквивалентности или приведения при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе.

Если в исходных данных для расчета червячной передачи задана циклограмма нагружения (рис. 2.4), то коэффициент K_{FE} вычисляют по формуле

$$K_{FE} = \sum_i \left[\left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^9 \frac{L_{hi}}{L_h} \right].$$

При величинах α_i и β_i в примере расчета K_{HE} (см. выше), коэффициент K_{FE} будет равен:

$$K_{FE} = \alpha_1^9 \beta_1 + \alpha_2^9 \beta_2 + \alpha_3^9 \beta_3 = 1^9 \cdot 0{,}4 + 0{,}6^9 \cdot 0{,}4 + 0{,}3^9 \cdot 0{,}2 = 0{,}40.$$

При типовом режиме нагружения коэффициент K_{FE} принимают:

Типовой режим нагружения	0	1	2	3	4	5
K_{FE}	1	0,2	0,1	0,04	0,016	0,004

N_{Σ} – см. формулу (2.27).

Предельно допускаемые контактные напряжения $[\sigma_{H\max}]$ (МПа) при расчете передачи на контактную прочность при кратковременной перегрузке:

оловянные бронзы

$$[\sigma_{H\max}] = 4\sigma_T; \qquad (2.33)$$

безоловянные бронзы

$$[\sigma_{H\max}] = 2\sigma_T. \qquad (2.34)$$

Предельно допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_{F\max}]$ (*МПа*) при расчете передачи на изгибную прочность при кратковременной перегрузке.

Для оловянных и безоловянных бронз

$$[\sigma_{F\max}] = 0{,}8\sigma_T. \qquad (2.35)$$

Изложенную ниже в виде примеров расчета методику проектирования закрытых зубчатых и червячных передач рекомендуется использовать при разработке конструкций редукторов, имеющих в схеме данные передачи, независимо от того, какой ступенью они являются: быстроходной или тихоходной. Каждый из примеров снабжен подробными методическими указаниями, которые носят общий характер, что значительно облегчает работу студента над проектом.

2.2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

ПРИМЕР 2.1. РАСЧЕТ КОСОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета:

а) ступень тихоходная косозубая коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора (рис. 2.1, *а*);

б) частота вращения шестерни $n_1 = n_{II} = 308$ мин$^{-1}$;

в) частота вращения колеса $n_2 = n_{III} = 80$ мин$^{-1}$;

г) передаточное число ступени $u = u_T = 3{,}84$ *;*

д) вращающий момент на валу колеса $T_2 = T_{III} = 1421$ Н·м*;*

е) расположение зубчатых колес относительно опор - несимметричное;

ж) кратковременная перегрузка $K_П = T_{пик} / T_{\max} = 1{,}6$;

з) типовой режим нагружения –1 (тяжелый);

и) расчетный срок службы (ресурс работы) $L_h = 12 \cdot 10^3$ ч.

к)редуктор нестандартный привода цепного конвейера(рис 1.1); привод нереверсивный.

Порядок расчета

Проектный расчет

1. Выбор варианта термообработки зубчатых колес. В нашем примере вращающий момент на колесе рассчитываемой зубчатой передачи $T_2 = 1421$ Н·м. Согласно рекомендациям, изложенным в п. 2.1, принимаем вариант термообработки (т.о.) *II* (см. табл. 1П.6 приложения 1П):

а) т.о. шестерни - улучшение + закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45 ... 50 HRC$_Э$ или 48 ... 53 HRC$_Э$;

б) т.о. колеса - улучшение, твердость поверхности 269 ... 302 НВ;

в) марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.

Принимаем твердость поверхности шестерни 45 ... 50 HRC$_Э$, ориентируясь на сталь 40Х (см. табл. 1П.7 приложения 1П).

2. Предварительное определение допускаемого контактного напряжения при проектном расчете на сопротивление контактной усталости. Предел контактной выносливости поверхности зубьев $\sigma_{H\lim}$, соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл. 1П.9 приложения 1П):

а) для шестерни (т.о. улучшение + закалка ТВЧ)

$$\sigma_{Hlim1} = 17H_{HRCэПОВ\ 1} + 200 = 17 \cdot 47{,}5 + 200 = 1008 \text{ МПа},$$

где $H_{HRCэПОВ\ 1} = \dfrac{45 + 50}{2} = 47{,}5$ HRC$_Э$ – средняя твердость поверхности зубьев шестерни;

б) для колеса (т.о. улучшение)

$$\sigma_{Hlim2} = 2H_{HB2} + 70 = 2 \cdot 285{,}5 + 70 = 641 \text{ МПа},$$

где $H_{HB2} = \frac{269 + 302}{2} = 285{,}5$ НВ – средняя твердость поверхности зубьев колеса.

Определим базовое число циклов напряжений N_{Hlim} для шестерни и колеса по формуле (2.12):

$$N_{H\lim 1} = 30H_{HB1}^{2,4} = 30 \cdot 450^{2,4} = 69{,}96 \cdot 10^6;$$
$$N_{H\lim 2} = 30H_{HB2}^{2,4} = 30 \cdot 285{,}5^{2,4} = 23{,}47 \cdot 10^6.$$

По табл. 1П.8 приложения 1П коэффициент, характеризующий интенсивность типовых режимов нагружения передачи при расчете на сопротивление контактной усталости, для заданного типового режима 1 $\mu_H = 0{,}5$.

Для рассчитываемой ступени зуб шестерни и зуб колеса за один оборот зацепляются только один раз, соответственно число зацеплений $c_1 = c_2 = 1$.

Эквивалентное число циклов напряжений N_{HE} за расчетный срок службы передачи $L_h = 12 \cdot 10^3$ часов определим по формуле (2.5):

$$N_{HE1} = 60c_1 n_1 L_h \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 308 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0{,}5 = 111 \cdot 10^6;$$
$$N_{HE2} = 60c_2 n_2 L_h \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 80 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0{,}5 = 28{,}8 \cdot 10^6.$$

Определим коэффициент долговечности Z_N для шестерни и колеса при расчете на сопротивление контактной усталости.

Так как для шестерни $N_{HE1} > N_{Hlim1}$, то коэффициент долговечности определяем по формуле (2.14):

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim 1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[20]{\frac{69{,}96 \cdot 10^6}{111 \cdot 10^6}} = 0{,}98 > 0{,}75.$$

Для колеса $N_{HE2} > N_{Hlim2}$, аналогично по формуле (2.14):

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim 2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[20]{\frac{23{,}47 \cdot 10^6}{28{,}8 \cdot 10^6}} = 0{,}99 > 0{,}75 .$$

Расчетный коэффициент запаса прочности S_H при расчете на сопротивление контактной усталости (см. табл. 1П.9 приложения 1П): для шестерни – S_{H1} = 1,2; для колеса – $S_{H2} = 1{,}1$.

Предварительная величина допускаемого контактного напряжения при расчете передачи на сопротивление контактной усталости для шестерни и колеса по формуле (2.9):

$$[\sigma_H]_1 = 0{,}9\frac{\sigma_{H\lim 1}}{S_{H1}} Z_{N1} = 0{,}9\frac{1008}{1{,}2} 0{,}98 = 741 \text{ МПа;}$$

$$[\sigma_H]_2 = 0{,}9\frac{\sigma_{H\lim 2}}{S_{H2}} Z_{N2} = 0{,}9\frac{641}{1{,}1} 0{,}99 = 519 \text{ МПа.}$$

В качестве расчетного допускаемого напряжения при расчете косозубой и шевронной передач на сопротивление контактной усталости принимается условное допускаемое контактное напряжение σ_H, определяемое по формуле (2.18):

$$[\sigma_H] = 0{,}45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2).$$

При этом должно выполнятся условие (2.19)

$$[\sigma_H]_{\min} \le [\sigma_H] \le 1{,}25[\sigma_H]_{\min},$$

где $[\sigma_H]_{\min}$ – минимальное напряжение из $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

В нашем примере для косозубой цилиндрической передачи:

$$[\sigma_H] = 0{,}45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0{,}45(741 + 519) = 567 \text{ МПа}.$$

При этом $[\sigma_H]_{\min} = [\sigma_H]_2$.

Так как $[\sigma_H]_2 = 519$ МПа, а $1{,}25[\sigma_H]_2 = 1{,}25 \cdot 519 = 649$ МПа, то условие (2.19) выполняется:

519 МПа < $[\sigma_H]$ = 567 МПа < 649 МПа.

Таким образом, в качестве предварительной величины расчетного допускаемого контактного напряжения для рассчитываемой косозубой цилиндрической ступени принимаем $[\sigma_H] = 567$ МПа.

3.Определение межосевого расстояния. Вращающий момент на колесе рассчитываемой ступени $T_2 = T_{III} = 1421$ Н·м (см. исходные данные).

Рассчитываемая ступень в проектируемом редукторе расположена несимметрично относительно опор и является нераздвоенной. По табл. 1П.11 приложения 1П для такой ступени при HB_1>350 и HB_2<350 (согласно варианта т.о. *II)* коэффициент ширины венца колеса относительно межосевого расстояния ψ_{ba}=0,3 (редуктор нестандартный).

Тогда коэффициент рабочей ширины венца шестерни относительно ее делительного диаметра

$$\psi_{bd} = 0{,}5\psi_{ba}(u+1) = 0{,}5 \cdot 0{,}3(3{,}84+1) = 0{,}73.$$

По табл. 1П.12 приложения 1П при HB_1>350 и HB_2<350 для кривой *IV* в зависимости от ψ_{bd}=0,73 принимаем коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по длине контактных линий, $K_{H\beta}$=1,04.

Тогда, приняв для косозубой цилиндрической передачи вспомогательный коэффициент K_a=430, определим межосевое расстояние по формуле

$$a_w = K_a(u+1)\sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba}[\sigma_H]^2}}.$$

Подставив значения величин, получим

$$a_w = 430(3{,}84+1)\sqrt[3]{\frac{1421 \cdot 1{,}04}{3{,}84^2 \cdot 0{,}3 \cdot 567^2}} = 211 мм.$$

По табл. 1П.13 приложения 1П принимаем по ряду *Ra* 40 ближайшее стандартное значение $a_w = 210$ мм (если расчетная величина a_w превышает стандартное значение более, чем на 3…4 мм, рекомендуется по ряду *Ra* 40 выбирать ближайшее большее стандартное значение a_w).

4. Определение модуля передачи. Для силовых передач нормальный модуль

$$m_n \ge m_{n.\min} = 1{,}5 \text{ мм}.$$

При этом ориентировочно величина модуля m_n (для прямозубых m) может быть принята по рекомендациям:

при $H_1 \le 350$ НВ и $H_2 \le 350$ НВ $\quad m(m_n) = (0{,}01\ldots0{,}02)a_w$;

при $H_1 \ge 45$ $HRC_э$ и $H_2 \le 350$ НВ $\quad m(m_n) = (0{,}0125\ldots0{,}025)a_w$;

при $H_1 \ge 45$ $HRC_э$ и $H_2 \ge 45$ $HRC_э$ $\quad m(m_n) = (0{,}016\ldots0{,}0315)a_w$.

В нашем примере при твердости шестерни H_1 =47,5 $HRC_э$ и твердости колеса H_2=285,5 НВ

$$m_n = (0{,}0125...0{,}025)a_w = (0{,}0125...0{,}025)210 = 2{,}63...5{,}25 \text{ мм.}$$

По табл. 1П.14 приложения 1П принимаем стандартное значение $m_n = 4$ мм.

При этом выполняется условие: $m_n = 4$ мм $> m_{n.\min} = 1{,}5$ мм.

5. Определение угла наклона зубьев, а также чисел зубьев шестерни и колеса. Угол наклона зубьев в косозубой нераздвоенной передаче составляет β=8...22°. Для раздвоенных косозубых ступеней (рис. 2.1,*б*, *в*), как и в шевронных передачах, угол наклона зубьев рекомендуется принимать β=25...35°.

При этом угол наклона зубьев β должен быть выбран таким, чтобы был обеспечен коэффициент осевого перекрытия $\varepsilon_\beta \ge 1{,}1$, т.е.:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \sin\beta}{\pi m_n} \ge 1{,}1 .$$

Рассчитаем ширину венца колеса b_2: $b_2 = \psi_{ba} a_w = 0{,}3 \cdot 210 = 63$ мм.

Примечание. Величина b_2 округляется до целого числа.

Для косозубой нераздвоенной ступени примем коэффициент $\varepsilon_\beta = 1{,}2$. Тогда:

$$\sin\beta = \frac{\pi m_n \varepsilon_\beta}{b_2} = \frac{3{,}14 \cdot 4 \cdot 1{,}2}{63} = 0{,}239238; \qquad \beta = 13{,}84157^\circ .$$

Угол β находится в рекомендуемом диапазоне 8...22° для нераздвоенных косозубых ступеней.

Для раздвоенных косозубых ступеней следует предварительно задаться углом наклона зубьев $\beta = 30^\circ$ и определить по выше приведенной формуле коэффициент ε_β .При этом должно быть $\varepsilon_\beta \ge 1{,}1$.

Число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{2 a_w \cos\beta}{(u+1) m_n} = \frac{2 \cdot 210 \cdot \cos 13{,}84157^\circ}{(3{,}84+1) \cdot 4} = 21{,}1 .$$

Принимаем z_1=21.

При этом, с целью исключения подрезания зубьев шестерни должно выполняться условие

$$z_1 \ge z_{1min} .$$

Для косозубых и шевронных передач

$$z_{1min} = 17\cos^3\beta .$$

В нашем примере $z_{1min} = 17\cos^3 13{,}84157^\circ = 16$, что меньше z_1=21.

Примечание. Если число зубьев шестерни получилось $z_1 < z_{1min}$, то с целью устранения подрезания зубьев рекомендуется высотная коррекция зацепления. При этом, для косозубой передачи коэффициенты смещения у шестерни и колеса в нормальном сечении:

$$x_{n1} = \frac{x_1}{\cos\beta};\ \ x_{n2} = \frac{x_2}{\cos\beta},$$

где x_1 и x_2 – см. табл. 1П.4 приложения 1П.

Число зубьев колеса $z_2 = z_1 u = 21 \cdot 3{,}84 = 80{,}6$.

Принимаем $z_2 = 81$.

Уточняем окончательно значение угла β:

$$\cos\beta = \frac{(z_1 + z_2)m_n}{2a_w} = \frac{(21+81)4}{2 \cdot 210} = 0{,}9714285\ ; \quad \beta = 13{,}72915^\circ.$$

Уточняем величины:

$$\varepsilon_\beta = \frac{b_2 \sin\beta}{\pi m_n} = \frac{63 \sin 13{,}72915^\circ}{3{,}14 \cdot 4} = 1{,}19 > 1{,}1;\ \ z_{1\min} = 17\cos^3\beta = 17\cos^3 13{,}72915^\circ = 16 < z_1 = 21.$$

6. Определение фактического передаточного числа рассчитываемой ступени

$$u_\Phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{81}{21} = 3{,}86.$$

Отклонение u_Φ от u:

$$\Delta u = \left|\frac{u_\Phi - u}{u}\right| 100 = \frac{3{,}86 - 3{,}84}{3{,}84} 100 = 0{,}52\% < [\Delta u] = 4\%.$$

Примечание. Если получилось $\Delta u > [\Delta u]$, то следует изменить числа зубьев z_1 и z_2.

7. Определение основных размеров шестерни и колеса. Диаметры делительные:

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos\beta} = \frac{4 \cdot 21}{\cos 13{,}72915^o} = 86{,}471 \text{ мм};\ d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos\beta} = \frac{4 \cdot 81}{\cos 13{,}72915^o} = 333{,}529 \text{ мм}.$$

Проверка:

$$\frac{d_1 + d_2}{2} = a_w\ ;\ \ \frac{86{,}471 + 333{,}529}{2} = 210 \text{ мм}.$$

Примечание. Выполненная выше проверка справедлива для косозубой передачи без смещения, когда коэффициенты смещения в нормальном сечении $x_{n1} = 0$ и $x_{n2} = 0$,а также при высотной коррекции, когда $x_{n1} > 0; x_{n2} < 0;\ |x_{n1}| = |x_{n2}|;\ x_\Sigma = x_{n1} + x_{n2} = 0$. Для таких случаев начальное межосевое расстояние $a_w = (d_{w1} + d_{w2})/2$ равно делительному межосевому расстоянию $a = (d_1 + d_2)/2$, так как $d_{w1} = d_1;\ d_{w2} = d_2$ и $\alpha_{tw} = \alpha_t$.

При угловой коррекции, когда $x_{n1} > 0$; $x_{n2} > 0$ и $x_\Sigma > 0$ $d_{w1} > d_1$; $d_{w2} > d_2$ и $a_w > a$. При этом $\alpha_{tw} > \alpha_t$. Однако следует отметить, что в косозубых передачах угловая коррекция малоэффективна ввиду того, что с увеличением $(x_{n1} + x_{n2})$ уменьшается суммарная длина контактных линий, которая при этом не компенсируется увеличением приведенного радиуса кривизны. По-

этому угловая коррекция в косозубых передачах с внешним зацеплением, как правило, не применяется.

Примем коэффициенты высоты головки зуба $h_a^* = 1$ и радиального зазора $c^* = 0{,}25$. Тогда диаметры окружностей вершин зубьев d_a и впадин d_f при коэф-

фициентах $x_{n1} = 0$ и $x_{n2} = 0$:

$$d_{a1} = d_1 + 2(h_a^* + x_{n1})m_n = 86{,}471 + 2(1+0)4 = 94{,}471 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2(h_a^* + x_{n2})m_n = 333{,}529 + 2(1+0)4 = 341{,}529 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2(h_a^* + c^* - x_{n1})m_n = 86{,}471 - 2(1{,}25 - 0)4 = 76{,}471 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(h_a^* + c^* - x_{n2})m_n = 333{,}529 - 2(1{,}25 - 0)4 = 323{,}529 \text{ мм}.$$

Примечание. При определении d_a и d_f коэффициенты x_{n1} и x_{n2} подставляют со своими знаками

Ширина венца колеса b_2 = 63 мм (см. п. 5).

Тогда ширина венца шестерни $b_1 = b_2 + (5...10)$ мм = 63+7=70 мм.

Рабочая ширина венца зубчатой передачи (как общая величина для шестерни и колеса) $b_w = b_2 = 63$ мм.

Уточним коэффициент ψ_{bd}:

$$\psi_{bd} = \frac{b_W}{d_1} = \frac{63}{86{,}471} = 0{,}73.$$

Проверим условие

$$\psi_{bd} \le \psi_{bd\max}.$$

По табл. 1П.11 приложения 1П для несимметрично расположенной относительно опор нераздвоенной ступени при $HB_1 > 350$ и $HB_2 < 350$ $\psi_{bd\max} = 1{,}15$.

Условие выполняется, так как $\psi_{bd} = 0{,}73 < \psi_{bd\max} = 1{,}15$.

Проверочный расчет

8. Проверка пригодности заготовок зубчатых колёс и выбор материала для их изготовления. Для варианта т.о. *II* марки стали одинаковы для шестерни и колеса: 40Х, 40ХН, 35ХМ (см. табл. 1П.6 приложения 1П).

Условие пригодности заготовки шестерни

$$D_{заг} \le D_{пред},$$

где $D_{заг}$ – диаметр заготовки шестерни (рис. 2.6, *а*):

$$D_{заг} = d_{a1} + 6 \text{ мм};$$

$D_{пред}$ – предельное значение диаметра заготовки шестерни для принятого вида термообработки шестерни (см. табл. 1П.7 приложения 1П).

Условие пригодности заготовки колеса (рис 2.6, *б*):

$$C_{заг} \text{ или } S_{заг} \le S_{пред},$$

где $C_{заг}$ – толщина заготовки диска колеса; $S_{заг}$–толщина заготовки обода колеса:

$$C_{заг} = 0{,}5b_2; \quad S_{заг} = 8m_n;$$

$S_{пред}$ - см. табл. 1П.7 приложения 1П.

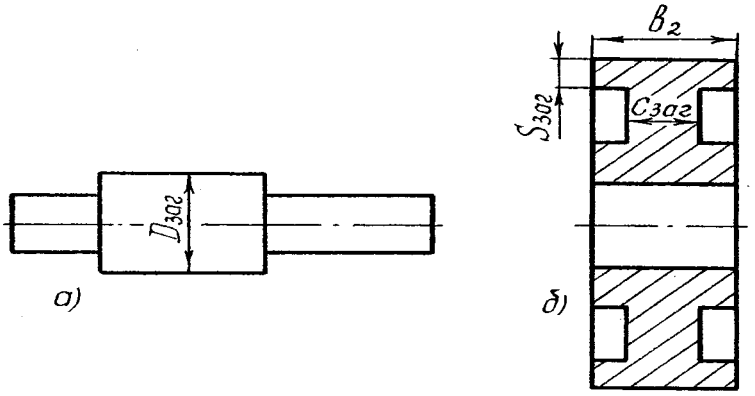


Рис.2.6

При проверке выше указанного условия с $S_{пред}$ сравнивается большее из значений $C_{заг}$ и $S_{заг}$.

Тогда в нашем примере:

а) для шестерни $D_{заг}=d_{a1}+6$ мм = 94,471+6=100,471 мм.

По табл. 1П.7 приложения 1П для термообработки шестерни – улучшение + закалка ТВЧ при твердости поверхности 45...50 $HRC_э$ $D_{пред}=125$ мм для стали 40Х, что больше $D_{заг}=100{,}471$ мм. Таким образом, для изготовления шестерни можно принимать сталь 40Х, так как для принятого вида термообработки выполняется условие:

$$D_{заг}=100{,}471 \text{ мм} < D_{пред}=125 \text{ мм;}$$

б) для колеса (ориентируемся также на сталь 40Х)

$$C_{заг}=0{,}5b_2=0{,}5\cdot 63=31{,}5 \text{ мм;}$$

$$S_{заг}=8m_n=8\cdot 4=32 \text{ мм.}$$

Для принятого вида термообработки колеса (улучшение) при твердости поверхности 269...302 *НВ* по табл. 1П.7 приложения 1П величину $S_{заг}=32$ мм, как наибольшую из $C_{заг}$ и $S_{заг}$, сравниваем с $S_{пред}$ для стали 40Х. Ближайшая большая величина $S_{пред}$ = 80 мм.

Таким образом, для изготовления колеса также принимаем сталь 40Х. При этом, для данной марки стали также выполняется условие:

$$S_{заг}=32 \text{ мм} < S_{пред}=80 \text{ мм.}$$

9. Определение степени точности передачи. Окружная скорость шестерни и колеса в полюсе зацепления одинакова и может быть определена по формуле

$$\upsilon=\frac{\pi d_2 n_2}{60\cdot 10^3}=\frac{3{,}14\cdot 333{,}529\cdot 80}{60\cdot 10^3}=1{,}4 \text{ м/с,}$$

где n_2 - частота вращения колеса рассчитываемой ступени; так как колесо посажено на валу *III*, то $n_2=n_{III}=80$ мин$^{-1}$.

По табл. 1П.15 приложения 1П, исходя из $\upsilon=1{,}4$ м/с, для непрямозубых цилиндрических передач выбираем 9-ю степень точности, которая допускает окружную скорость зубчатых колес до 4 м/с.

10. Уточнение допускаемого контактного напряжения при проверочном расчёте на сопротивление контактной усталости. При известных размерах косозубой цилиндрической передачи допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]_{1(2)}$ уточняется по формуле (2.10). При этом следует определить коэффициенты Z_R и Z_V.

В нашем примере для шестерни и колеса: Z_R =0,9, т.к. для 9-й степени точности Ra=3,2 мкм; Z_V =1, т.к. υ=1,4 м/с <5 м/с.

Тогда:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\lim 1}}{S_{H1}} Z_{N1} Z_R Z_V = \frac{1008}{1{,}2} 0{,}98 \cdot 0{,}9 \cdot 1 = 741 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\lim 2}}{S_{H2}} Z_{N2} Z_R Z_V = \frac{641}{1{,}1} 0{,}99 \cdot 0{,}9 \cdot 1 = 519 \text{ МПа}.$$

Таким образом, величины $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ остались такими, как и при предварительном расчете (см. п. 2) ввиду того, что произведение $Z_R Z_V$ оказалось равным 0,9. Тогда прежней остается и расчетная величина $[\sigma_H] = 567$ МПа.

Примечание. Если при уточнении $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ будут получены значения, отличные от ранее принятых, тогда в соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 2.1, определяется новое значение уточненной расчетной величины $[\sigma_H]$.

11. Определение сил, действующих в косозубом зацеплении. Окружная сила F_t на делительном цилиндре в торцовом сечении косозубой цилиндрической передачи:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1421}{333{,}529} = 8521 \text{ Н}.$$

При этом для шестерни и колеса: $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 8521$ Н.

Радиальная сила F_r для шестерни и колеса:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t \frac{\operatorname{tg}\alpha}{\cos\beta} = 8521 \frac{\operatorname{tg} 20°}{\cos 13{,}72915°} = 3193 \text{ Н}.$$

Осевая сила F_a для шестерни и колеса:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \operatorname{tg}\beta = 8521 \operatorname{tg} 13{,}72915° = 2082 \text{ Н}.$$

12. Определение коэффициента нагрузки K_H. Коэффициент нагрузки при расчете передачи на сопротивление контактной усталости

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV},$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями (см. табл. 1П.16 приложения 1П);

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий (предварительно был определен в п. 3);

K_{HV} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{HV} = 1 + \nu_H,$$

здесь ν_H - динамическая добавка

$$\nu_H = \frac{\delta_H g_0 b_w \upsilon}{F_t} \sqrt{\frac{a_w}{u}}.$$

В выше приведенной формуле:

δ_H – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев (табл. 1П.17 приложения 1П);

g_0 – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (табл. 1П.18 приложения 1П).

В нашем примере:

$K_{H\alpha} = 1{,}13$ при $\upsilon \le 5$ м/с и 9-ой степени точности (табл. 1П.16 приложения 1П);

$K_{H\beta} = 1{,}04$ (т.е. значение $K_{H\beta}$ осталось прежним, так как не изменилась окончательная величина $\psi_{bd} = 0{,}73$; если уточняемое в п. 7 значение ψ_{bd} изменится в сравнении с ранее принятым в п. 3, то по графикам в табл. 1П.12 приложения 1П уточняют по той же кривой, что и предварительно, новое значение $K_{H\beta}$). Приняв δ_H =0,02 (по табл. 1П.17 приложения 1П для косых зубьев при HB_1>350 и HB_2<350), g_o =8,2 (по табл. 1П.18 приложения 1П для m_n=4 мм и 9-ой степени точности), υ=1,4 м/с, a_w = 210 мм, u=$u_Ф$=3,86, b_w = 63 мм и F_t = 8521 Н, получим:

$$\nu_H = \frac{\delta_H g_0 b_w \upsilon}{F_t}\sqrt{\frac{a_w}{u_Ф}} = \frac{0{,}02 \cdot 8{,}2 \cdot 63 \cdot 1{,}4}{8521}\sqrt{\frac{210}{3{,}86}} = 0{,}01.$$

Тогда

$$K_{HV} = 1 + \nu_H = 1 + 0{,}01 = 1{,}01.$$

Окончательно коэффициент нагрузки

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} = 1{,}13 \cdot 1{,}04 \cdot 1{,}01 = 1{,}19.$$

13. Проверочный расчёт передачи на сопротивление контактной усталости. Условие сопротивления контактной усталости согласно ГОСТ 21354-87:

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H}{b_w d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \le [\sigma_H],$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес; для всех марок сталей при E=2,1·10^5 МПа Z_E = 190 МПа$^{1/2}$; Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления; Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; F_t – Н; b_w, d_1 – мм; σ_H, $[\sigma_H]$– МПа.

Рассмотрим определение коэффициентов Z_H и Z_ε.

Коэффициент Z_H для косозубой передачи без смещения ($x_{n1} = 0; x_{n2} = 0$), а также при высотной коррекции ($x_{n1} = -x_{n2}$; x_Σ=0) определяется по формуле:

$$Z_H = \frac{1}{\cos\alpha_t}\sqrt{\frac{2\cos\beta_b}{\operatorname{tg}\alpha_t}},$$

где α_t – делительный угол профиля в торцовом сечении

$$\alpha_t = \operatorname{arctg}\frac{\operatorname{tg} 20°}{\cos\beta},$$

β_b – основной угол наклона зубьев

$$\beta_b = \arcsin(\sin\beta \cos 20°).$$

Коэффициент Z_ε для косозубых передач определяют по различным формулам в зависимости от коэффициента осевого перекрытия ε_β:

При $\varepsilon_\beta < 1$ $$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{(4-\varepsilon_\alpha)(1-\varepsilon_\beta)}{3} + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}}.$$

При $\varepsilon_\beta \ge 1$ $$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}},$$

где ε_α – коэффициент торцового перекрытия.

Для передачи без смещения коэффициент ε_α ориентировочно можно определить по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta.$$

Для передачи без смещения, а также при высотной коррекции при любых значениях угла β более точно коэффициент ε_α определяют по формуле

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{a1} + \varepsilon_{a2},$$

где ε_{a1}, ε_{a2} – составляющие коэффициента торцового перекрытия, определяемые начальными головками зубьев, соответственно для шестерни и колеса:

$$\left.\begin{aligned}\varepsilon_{a1} &= \frac{z_1(tg\alpha_{a1} - tg\alpha_t)}{2\pi};\\ \varepsilon_{a2} &= \frac{z_2(tg\alpha_{a2} - tg\alpha_t)}{2\pi};\end{aligned}\right\}$$

$$\left.\begin{aligned}\alpha_{a1} &= \arccos\frac{d_{b1}}{d_{a1}};\\ \alpha_{a2} &= \arccos\frac{d_{b2}}{d_{a2}};\end{aligned}\right\}$$

$$\left.\begin{aligned}d_{b1} &= d_1\cos\alpha_t;\\ d_{b2} &= d_2\cos\alpha_t.\end{aligned}\right\}$$

Рассчитаем коэффициенты Z_H и Z_ε для нашего примера:

$$\alpha_t = \operatorname{arctg}\frac{\operatorname{tg}20°}{\cos\beta} = \operatorname{arctg}\frac{\operatorname{tg}20°}{\cos 13{,}72915°} = 20{,}54° ;$$

$$\beta_b = \arcsin(\sin\beta\cos 20°) = \arcsin\left(\sin 13{,}72915°\cos 20°\right) = 12{,}89° ;$$

$$Z_H = \frac{1}{\cos\alpha_t}\sqrt{\frac{2\cos\beta_b}{\operatorname{tg}\alpha_t}} = \frac{1}{\cos 20{,}54°}\sqrt{\frac{2\cos 12{,}89°}{\operatorname{tg}20{,}54°}} = 2{,}44 ;$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{21} + \frac{1}{81}\right)\right]\cos 13{,}72915° = 1{,}64.$$

Так как коэффициент $\varepsilon_\beta = 1{,}19$,то

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1{,}64}} = 0{,}78.$$

Окончательно для рассчитываемой косозубой передачи

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H}{b_w d_1}\cdot\frac{u_\Phi + 1}{u}} = 190\cdot 2{,}44\cdot 0{,}78\cdot\sqrt{\frac{8521\cdot 1{,}19}{63\cdot 86{,}471}\cdot\frac{3{,}86+1}{3{,}86}} =$$

$$= 554\text{МПа} \quad < [\sigma_H] = 567\text{МПа} .$$

Сопротивление контактной усталости обеспечивается.

Примечания: 1.Перегрузка передачи в общем виде при $\sigma_H > [\sigma_H]$ должна быть не более 4%, т.е. $\Delta\sigma_H = \dfrac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]}\cdot 100\% \le [\Delta\sigma_H] = 4\%$ 2. Если σ_H превышает $[\sigma_H]$

более чем на 4%, то можно увеличить ширину венца колеса b_2, приняв новое значение b_2' по формуле $b_2' = b_2\left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]}\right)^2$ и опять проверить условие сопротивления контактной усталости, уточнив при этом коэффициенты, зависящие от нового значения b_2', а именно: Z_ε, $K_{H\beta}$, K_{HV} и K_H. При этом в обязательном порядке должно выполняться условие: $\psi_{bd} = \frac{b_2'}{d_1} \le \psi_{bd\max}$.

3.Если увеличение ширины венца колеса не даст должного результата, т.е. перегрузка окажется более 4%, то необходимо увеличить межосевое расстояние a_w или принять другой вариант термообработки.

14. Определение допускаемого напряжения изгиба при расчёте зубьев на сопротивление усталости при изгибе. Допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_F]$ на переходной поверхности зуба, не вызывающее усталостного разрушения материала, определяется по формуле (2.21) отдельно для шестерни и колеса.

По табл. 1П.9 приложения 1П принимаем:

а) для шестерни (т.о. улучшение + закалка ТВЧ) при m_n>3 мм

$$\sigma_{F\lim 1} = 650 \text{ МПа}; \; S_{F1} = 1{,}7;$$

б) для колеса (т.о. улучшение)

$\sigma_{F\lim 2} = 1{,}75H_{HB2} = 1{,}75 \cdot 285{,}5 = 500$ МПа; (здесь H_{HB2}-см. п. 2); $S_{F2} = 1{,}7$.

Принимаем величины q_F и $Y_{N\max}$:

а) для шестерни: $q_F = 9$; $Y_{N\max} = 2{,}5$ при H_1>350 НВ;

б) для колеса: $q_F = 6$; $Y_{N\max} = 4$ при H_2<350 НВ.

По формуле (2.6):

$$N_{FE1} = 60c_1n_1L_h\mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 308 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0{,}2 = 44 \cdot 10^6;$$

$$N_{FE2} = 60c_2n_2L_h\mu_{F2} = 60 \cdot 1 \cdot 80 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0{,}3 = 17 \cdot 10^6,$$

где по табл. 1П.8 приложения 1П для типового режима 1 $\mu_{F1} = 0{,}2$ при $q_F = 9$ и $\mu_{F2} = 0{,}3$ при $q_F = 6$.

Для шестерни и колеса $N_{F\lim 1} = N_{F\lim 2} = 4 \cdot 10^6$. Тогда:

а) для шестерни $N_{FE1} = 44 \cdot 10^6 > N_{F\lim 1} = 4 \cdot 10^6$; $Y_{N1} = 1$;

б) для колеса $N_{FE2} = 17 \cdot 10^6 > N_{F\lim 2} = 4 \cdot 10^6$; $Y_{N2} = 1$.

Согласно исходным данным привод является нереверсивным и тогда $Y_A = 1$. Окончательно допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\lim 1}}{S_{F1}} Y_{N1}Y_A = \frac{650}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 = 382 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim 2}}{S_{F2}} Y_{N2}Y_A = \frac{500}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 = 294 \text{ МПа}.$$

Примечание. При курсовом проектировании приводы цепных и ленточных конвейеров рекомендуется принимать нереверсивными, приводы индивидуальные и лебедки - реверсивными. Для реверсивных приводов $Y_A = 0{,}7 \ldots 0{,}8$, здесь большие значения при $H > 350$ НВ.

15. Определение коэффициента нагрузки K_F**.** Коэффициент нагрузки при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} .$$

Физический смысл коэффициентов $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$ и K_{FV} тот же, что и коэффициентов $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$ и K_{HV} (здесь индекс *"F"* обозначает, что эти коэффициенты используются при расчете зубьев на изгиб).

При этом принимают:

$K_{F\alpha}$ - см. табл. 1П.16 приложения 1П;

$K_{F\beta}$ - см.табл.1П.12 приложения 1П;

$K_{FV} = 1 + \nu_F$, где ν_F – динамическая добавка

$$\nu_F = \frac{\delta_F g_0 b_w \upsilon}{F_t} \sqrt{\frac{a_w}{u}}$$

здесь $\delta_F = 0{,}06$ – для косозубых передач.

Остальные величины в данной формуле те же, что и при определении ν_H (см. п. 12). Тогда в нашем примере:

$K_{F\alpha} = 1{,}35$ (табл. 1П.16 приложения 1П);

$K_{F\beta} = 1{,}1$ (по кривой *IV* при HB_1>350 и HB_2<350 для $\psi_{bd} = 0{,}73$ на основании

графиков, приведенных в табл. 1П.12 приложения 1П);

Тогда величина ν_F:

$$\nu_F = \frac{\delta_F g_0 b_w \upsilon}{F_t} \sqrt{\frac{a_w}{u_\Phi}} = \frac{0{,}06 \cdot 8{,}2 \cdot 63 \cdot 1{,}4}{8521} \sqrt{\frac{210}{3{,}86}} = 0{,}04 .$$

Коэффициент K_{FV}: $K_{FV} = 1 + \nu_F = 1 + 0{,}04 = 1{,}04$.

Коэффициент нагрузки K_F:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} = 1{,}35 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}04 = 1{,}5 .$$

16. Проверочный расчёт зубьев на сопротивление усталости при изгибе. Условие сопротивления усталости зубьев при изгибе для косозубой передачи согласно ГОСТ 21354-87:

$$\sigma_F = \frac{F_t}{b m_n} K_F K_{FS} Y_\beta Y_\varepsilon \le [\sigma_F],$$

где Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений:

$$Y_{FS} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{z_V} - 29{,}7 \frac{x_n}{z_V} + 0{,}092 x_n^2 ,$$

z_V – эквивалентное число зубьев:

$$z_V = \frac{z}{\cos^3 \beta};$$

Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зубьев:

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^o} \geq 0{,}7;$$

здесь β - град; при этом, если получилось $Y_\beta < 0{,}7$, то принимают $Y_\beta = 0{,}7$; Y_ε - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев:

при $\varepsilon_\beta < 1$ $\qquad Y_\varepsilon = 0{,}2 + \frac{0{,}8}{\varepsilon_\alpha}$,

при $\varepsilon_\beta \geq 1$ $\qquad Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha}$.

В нашем примере для шестерни и колеса (при $x_{n1} = 0$ и $x_{n2} = 0$):

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3 \beta} = \frac{21}{\cos^3 13{,}72915°} = 23;$$

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3 \beta} = \frac{81}{\cos^3 13{,}72915°} = 88;$$

$$Y_{FS1} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{z_{V1}} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{23} = 4{,}04;$$

$$Y_{FS2} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{z_{V2}} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{88} = 3{,}62;$$

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120^o} = 1 - 1{,}19\frac{13{,}72915°}{120°} = 0{,}86 > 0{,}7;$$

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1{,}64} = 0{,}61,$$

где $\varepsilon_\alpha = 1{,}64$ – см. п. 13.

Тогда:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b_1 m_n} K_F Y_{FS1} Y_\beta Y_\varepsilon = \frac{8521}{70 \cdot 4} \cdot 1{,}5 \cdot 4{,}04 \cdot 0{,}86 \cdot 0{,}61 = 97 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 382 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{b_2 m_n} K_F Y_{FS2} Y_\beta Y_\varepsilon = \frac{8521}{63 \cdot 4} \cdot 1{,}5 \cdot 3{,}62 \cdot 0{,}86 \cdot 0{,}61 = 96 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 294 \text{ МПа}.$$

Сопротивление усталости зубьев шестерни и колеса при изгибе обеспечивается. Для большинства передач, как и в нашем примере, σ_F значительно меньше $[\sigma_F]$. Для передач с высокотвердыми зубьями (варианты т. о. *IV* и *V*) возможно превышение σ_F над $[\sigma_F]$, которое не должно быть свыше 4 %. При большей перегрузке следует увеличить модуль m_n, пересчитать числа зубьев z_1 и z_2 и ещё раз проверить условие сопротивления усталости при изгибе. При этом величина a_w остается прежней, а следовательно, сопротивление контактной усталости обеспечивается.

17. Проверочный расчёт передачи на контактную прочность при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Цель данного проверочного расчета – проверка статической прочности зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтенной при расчете на сопротивление контактной усталости.

Проверочный расчет передачи на контактную прочность при перегрузке выполняют по условию:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{пик}}{T_{\max}}} \le [\sigma_{H\max}],$$

где $\sigma_{H\max}$ – максимальное контактное напряжение при перегрузке, МПа; σ_H – фактическое контактное напряжение, полученное при расчете передачи на сопротивление контактной усталости, МПа (см. п. 13); $\frac{T_{пик}}{T_{\max}}$ - кратковременная перегрузка привода (см. исходные данные); $[\sigma_{H\max}]$– предельно допускаемое контактное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя, МПа.

Значения $[\sigma_{H\max}]$обычно принимают для менее прочного зубчатого колеса из рассчитываемой ступени.

Определим $[\sigma_{H\max}]$для шестерни и колеса ступени согласно табл. 1П.9 приложения 1П:

а) для шестерни (т.о. улучшение + закалка ТВЧ) при m_n>3 мм:

$$[\sigma_{H\max}]_1 = 40H_{HRC_{ЭПОВ}1} = 40 \cdot 47{,}5 = 1900 \text{ МПа},$$

где $H_{HRC_{ЭПОВ}1} = 47{,}5HRC_Э$ - см. п. 2;

б) для колеса (т.о. улучшение):

$$[\sigma_{H\max}] = 2{,}8\sigma_T = 2{,}8 \cdot 750 = 2100 \text{ МПа},$$

где $\sigma_T = 750$ МПа для стали 40Х при т.о. улучшение (H_2=269…302 НВ) согласно табл. 1П.7 приложения 1П.

В качестве расчетной принимаем наименьшую величину $[\sigma_{H\max}]_1 = 1900$ МПа, т.е.: $[\sigma_{H\max}] = [\sigma_{H\max}]_1 = 1900$ МПа.

Тогда для рассчитываемой ступени:

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{пик}}{T_{\max}}} = 554\sqrt{1{,}6} = 701 \text{ МПа} < [\sigma_{H\max}] = 1900 \text{ МПа}.$$

18. Проверочный расчёт передачи при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета – проверка статической прочности зубьев при кратковременных перегрузках, не учтенных при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе.

Проверочный расчет передачи при изгибе пиковой нагрузкой выполняют по условию:

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F \frac{T_{пик}}{T_{\max}} \le [\sigma_{F\max}],$$

где $\sigma_{F\max}$– максимальное напряжение изгиба при кратковременной перегрузке, МПа; σ_F– фактическое напряжение изгиба на переходной поверхности зуба, МПа (см. п. 16); $[\sigma_{F\max}]$– предельно допускаемое напряжение изгиба, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба, МПа (см. табл. 1П.9 приложения 1П).

Определим отдельно для шестерни и колеса по табл. 1П.9 приложения 1П $[\sigma_{F\max}]$:

а) для шестерни (т.о. улучшение + закалка ТВЧ) при m_n>3мм:

$$[\sigma_{F\max}]_1 = 1260\text{МПа};$$

б) для колеса (т.о. улучшение):

$$[\sigma_{F\max}]_2 = 2{,}74H_{HB2} = 2{,}74 \cdot 285{,}5 = 782 \text{ МПа},$$

где H_{HB2}=285,5HB – см. п. 2.

Ранее мы получили $\sigma_{F1} = 97\,\text{МПа}$ и $\sigma_{F2} = 96\,\text{МПа}$ (см. п. 16).

Тогда для рассчитываемой ступени:

$$\sigma_{F\max 1} = \sigma_{F1}\frac{T_{пик}}{T_{\max}} = 97 \cdot 1{,}6 = 155 \text{ МПа} < [\sigma_{F\max}]_1 = 1260 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\max 2} = \sigma_{F2}\frac{T_{пик}}{T_{\max}} = 96 \cdot 1{,}6 = 154 \text{ МПа} < [\sigma_{F\max}]_2 = 782 \text{ МПа}.$$

ПРИМЕР 2.2. РАСЧЕТ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета:

а) ступень тихоходная прямозубая цилиндрического двухступенчатого горизонтального соосного редуктора (рис. 2.1, *д*);

б) частота вращения шестерни $n_1 = n_{\text{II}} = 245 \text{ мин}^{-1}$;

в) частота вращения колеса $n_2 = n_{\text{III}} = 50 \text{ мин}^{-1}$;

г) передаточное число ступени $u = u_T = 4{,}89$;

д) вращающий момент на валу колеса $T_2 = T_{\text{III}} = 1150 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

е) расположение зубчатых колес относительно опор: шестерни – несимметричное, колеса – симметричное;

ж) кратковременная перегрузка $K_{П} = T_{пик} / T_{\max} = 1{,}7$;

з) типовой режим нагружения – 3 (средний нормальный);

и) расчетный срок службы (ресурс работы) $L_h = 20 \cdot 10^3$ ч;

к) редуктор нестандартный реверсивного индивидуального привода.

Порядок расчета

Проектный расчет

1.Выбор варианта термообработки зубчатых колес. Учитывая рекомендации, изложенные в п. 2.1, при $T_2 = 1150 \text{ Н}\cdot\text{м}$ принимаем вариант термообработки (т.о.) **I** (см. табл. 1П.6 приложения 1П): т.о. шестерни – улучшение, твердость поверхности 269...302 НВ; т.о. колеса – улучшение, твердость поверхности

235...262 НВ; марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 45; 40Х; 40ХН; 35ХМ и другие.

2.Предварительное определение допускаемого контактного напряжения при проектном расчете на сопротивление контактной усталости. Средняя твердость H поверхности зубьев:

$$H_1 = H_{HB1} = \frac{269+302}{2} = 285{,}5 \text{ НВ};$$

$$H_2 = H_{HB2} = \frac{235+262}{2} = 248{,}5 \text{ НВ}.$$

Предел контактной выносливости поверхности зубьев $\sigma_{H\lim}$, соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл. 1П.9 приложения 1П) для т.о. улучшение:

$$\sigma_{H\lim 1} = 2H_{HB1} + 70 = 2 \cdot 285{,}5 + 70 = 641 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H\lim 2} = 2H_{HB2} + 70 = 2 \cdot 248{,}5 + 70 = 567 \text{ МПа};$$

Расчетный коэффициент S_H (табл.1П.9 приложения 1П) для т.о. улучшение :

$$S_{H1} = S_{H2} = 1{,}1.$$

Базовое число циклов напряжений $N_{H\lim}$:

$$N_{H\lim 1} = 30H_{HB1}^{2,4} = 30 \cdot 285{,}5^{2,4} = 23{,}47 \cdot 10^6;$$

$$N_{H\lim 2} = 30H_{HB2}^{2,4} = 30 \cdot 248{,}5^{2,4} = 16{,}82 \cdot 10^6.$$

Примечание. Если $N_{H\lim}$ получилось больше $120 \cdot 10^6$, то следует принять $N_{H\lim} = 120 \cdot 10^6$.

Эквивалентное число циклов напряжений N_{HE} за расчетный срок службы передачи $L_h = 20 \cdot 10^3$ часов :

$$N_{HE1} = 60c_1 n_1 L_h \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 245 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 0{,}18 = 52{,}9 \cdot 10^6;$$

$$N_{HE2} = 60c_2 n_2 L_h \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 50 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 0{,}18 = 10{,}8 \cdot 10^6,$$

где c_1 и c_2 -число зацеплений за один оборот соответственно зуба шестерни и зуба колеса; $c_1 = 1$; $c_2 = 1$; μ_H - см. табл. 1П.8 приложения 1П.

На основании рекомендаций, изложенных в п. 2.1, определяем коэффициенты долговечности Z_{N1} и Z_{N2}.

Так как $N_{HE1} > N_{H\lim 1}$, то по формуле (2.14)

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim 1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[20]{\frac{23{,}47 \cdot 10^6}{52{,}9 \cdot 10^6}} = 0{,}96,$$

что больше $0{,}75$.

Так как $N_{HE2} < N_{H\lim 2}$, то по формуле (2.13):

$$Z_{N2} = \sqrt[6]{\frac{N_{H\lim 2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{16{,}82 \cdot 10^6}{10{,}8 \cdot 10^6}} = 1{,}08,$$

что меньше $Z_{N\max} = 2{,}6$.

Предварительная величина допускаемого контактного напряжения при расчете передачи на сопротивление контактной усталости:

$$[\sigma_H]_1 = 0{,}9\frac{\sigma_{H\lim 1}}{S_{H1}}Z_{N1} = 0{,}9\frac{641}{1{,}1}\cdot 0{,}96 = 503 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = 0{,}9\frac{\sigma_{H\lim 2}}{S_{H2}}Z_{N2} = 0{,}9\frac{567}{1{,}1}\cdot 1{,}08 = 501 \text{ МПа}.$$

В качестве расчетного допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ при расчете прямозубой цилиндрической передачи на контактную усталость принимается минимальное напряжение из $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

В нашем примере $[\sigma_H] = [\sigma_H]_2 = 501$ МПа.

3. Определение межосевого расстояния. По табл. 1П.11 приложения 1П выберем коэффициент ψ_{ba}. В данной таблице в зависимости от расположения зубчатых колес относительно опор и твердости рабочих поверхностей зубьев указывается диапазон рекомендуемых значений ψ_{ba}. В указанном диапазоне ψ_{ba} рекомендуется принимать из ряда стандартных чисел: 0,15; 0,2; 0,25; 0,315; 0,4 и 0,5. Данных рекомендаций допускается не придерживаться при проектировании нестандартных редукторов.

В нашем примере шестерня рассчитываемой ступени расположена несимметрично относительно опор, а колесо – симметрично (см. схему привода). По табл. 1П.11 приложения 1П при HB_1<350 и HB_2<350 для наихудшего случая (несимметричное расположение зубчатых колес относительно опор) принимаем из диапазона $\psi_{ba} = 0{,}25...0{,}4$ расчетное значение $\psi_{ba} = 0{,}315$ и значение $\psi_{bd\max} = 1{,}1$.

Тогда коэффициент ψ_{bd} (предварительно):

$$\psi_{bd} = 0{,}5\psi_{ba}(u+1) = 0{,}5\cdot 0{,}315(4{,}89+1) = 0{,}93.$$

По табл. 1П.12 приложения 1П при HB_1<350 и HB_2<350 для кривой **III** (редуктор соосный) в зависимости от $\psi_{bd} = 0{,}93$ принимаем коэффициент $K_{H\beta} = 1{,}1$.

Приняв для прямозубой цилиндрической передачи вспомогательный коэффициент $K_a = 495$, определим предварительно межосевое расстояние a'_w:

$$a'_w = K_a(u+1)\sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2\psi_{ba}[\sigma_H]^2}} \text{ мм} = 495(4{,}89+1)\sqrt[3]{\frac{1150\cdot 1{,}1}{4{,}89^2\cdot 0{,}315\cdot 501^2}} = 255$$

По табл. 1П. 13 приложения 1П принимаем ближайшее стандартное значение $a_w = 260$мм.

4. Определение модуля передачи. Ориентировочно (см. пример 2.1,п. 4) при $H_1 \le 350$ НВ и $H_2 \le 350$ НВ:

$$m \approx (0{,}01...0{,}02)a_w = (0{,}01...0{,}02)260 = 2{,}6...5{,}2 \text{ мм}.$$

По табл. 1П.14 приложения 1П для полученного диапазона модулей 2,6…5,2мм стандартными значениями 1-го ряда являются $m = 3$, 4 и 5 мм.

С методической точки зрения примем $m = 5$ мм с целью рассмотрения методики проектирования прямозубой зубчатой передачи со смещением. Однако студенту в таких случаях рекомендуется принимать $m = 3$ или 4 мм.

5. Определение чисел зубьев шестерни и колеса. Суммарное число зубьев

$$z_\Sigma = \frac{2a_w}{m} = \frac{2 \cdot 260}{5} = 104.$$

Примечания: 1.Предварительно рассчитываемые параметры будем обозначать индексом–штрих. 2. При расчете прямозубой цилиндрической передачи модуль m следует выбирать таким, чтобы z_Σ было целым числом (кроме случая, когда применяется угловая модификация зацепления).

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u+1} = \frac{104}{4{,}89+1} = 17{,}7.$$

Принимаем $z_1 = 18.$

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 104 - 18 = 86.$$

Согласно табл. 1П.4 приложения 1П для прямозубой цилиндрической передачи при $14 \le z_1 \le 20$ и $u \ge 3{,}5$ рекомендуется высотная модификация (коррекция) зубчатого зацепления с коэффициентами смещения $x_1 = 0{,}3$ и $x_2 = -0{,}3.$

Примечание. При $z_1 \ge 21$ передачу выполняют без смещения $(x_1 = 0; x_2 = 0)$. Такой вариант будет при $m = 4$мм : $z_\Sigma = 130;\ z_1 = 22;\ z_2 = 108.$

6. Определение фактического передаточного числа ступени.

$$u_\Phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{86}{18} = 4{,}78.$$

Отклонение u_Φ от u:

$$\Delta u = \frac{|u_\Phi - u|}{u} 100 = \frac{|4{,}78 - 4{,}89|}{4{,}89} 100 = 2{,}2\% < [\Delta u] = 4\%.$$

7. Определение основных размеров шестерни и колеса. Диаметры делительные:

$$d_1 = mz_1 = 5 \cdot 18 = 90 \text{ мм};$$

$$d_2 = mz_2 = 5 \cdot 86 = 430 \text{ мм}.$$

Проверка: $0{,}5(d_1 + d_2) = a_w;\ 0{,}5(90 + 430) = 260$ мм.

Примечание. Для передачи без смещения, а также при высотной модификации зацепления $(x_1 > 0,\ x_2 = -x_1$ и $x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0)$ $a_w = a$. При угловой модификации $(x_1 > 0,\ x_2 > 0$ и $x_\Sigma = x_1 + x_2 > 0)$ $a_w > a$, где a - делительное межосевое расстояние: $a = 0{,}5(d_1 + d_2)$.

Примем коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1$ и коэффициент радиального зазора $c^* = 0{,}25.$ Тогда диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f зубьев при высотной модификации:

$$d_{a1} = d_1 + 2m(h_a^* + x_1) = 90 + 2 \cdot 5(1 + 0{,}3) = 103 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m(h_a^* + x_2) = 430 + 2 \cdot 5[1 + (-0{,}3)] = 437 \text{ мм};$$

$$d_{f1} = d_1 - 2m(h_a^* + c^* - x_1) = 90 - 2 \cdot 5(1 + 0{,}25 - 0{,}3) = 80{,}5 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m\left(h_a^* + c^* - x_2\right) = 430 - 2 \cdot 5\left[1 + 0{,}25 - \left(-0{,}3\right)\right] = 414{,}5 \text{ мм}.$$

Примечание. Для передачи без смещения расчет диаметров d_a и d_f проводят по выше указанным формулам при $x_1 = 0$ и $x_2 = 0$.

Ширина венца колеса

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0{,}315 \cdot 260 = 81{,}9 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 82$ мм.

Ширина венца шестерни

$$b_1 = b_2 + \left(5...10\right) \text{ мм} = 82 + 8 = 90 \text{мм}.$$

Уточняем коэффициент ψ_{bd}:

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1} = \frac{b_2}{d_1} = \frac{82}{90} = 0{,}91, \text{ что меньше } \psi_{bd\max} = 1{,}1 \text{ (см.п. 3).}$$

Проверочный расчет

8. Проверка пригодности заготовок зубчатых колес и выбор материала для их изготовления. Диаметр заготовки шестерни

$$D_{заг} = d_{a1} + 6 \text{ мм} = 103 + 6 = 109 \text{ мм}.$$

Условие пригодности заготовки шестерни

$$D_{заг} \le D_{пред},$$

где $D_{пред}$ – см. табл.1П.7 приложения 1П. Для стали 40Х при т.о. улучшение для твердости поверхности 269...302 НВ $D_{пред} = 125$ мм, что больше $D_{заг} = 109$ мм.

Таким образом, для изготовления шестерни принимаем сталь 40Х.

Выберем материал для изготовления колеса. Для этого определим толщину заготовки диска колеса $C_{заг}$ и толщину заготовки обода $S_{заг}$ (см. рис. 2.6):

$$C_{заг} = 0{,}5b_2 = 0{,}5 \cdot 82 = 41 \text{ мм};$$

$$S_{заг} = 8m = 8 \cdot 5 = 40 \text{ мм}.$$

Наибольшую из величин $C_{заг}$ и $S_{заг}$ (в нашем примере величину $C_{заг} = 41$ мм) сравниваем для той же марки стали, что и для шестерни (т.е. 40Х) по табл. 1П.7 приложения 1П при т.о. улучшение для твердости поверхности 235...262 НВ с $S_{пред} = 125$ мм. Условие $C_{заг} = 41 \text{ мм} < S_{пред} = 125$ мм выполняется. Таким образом, для изготовления колеса также подходит сталь 40Х.

Примечание. При невыполнении выше указанных неравенств для шестерни или колеса следует изменить материал зубчатых колес или принять другой вариант термообработки.

9. Определение степени точности передачи. Окружная скорость υ (м/с) шестерни или колеса в полюсе зацепления одинакова и может быть определена по одной из двух формул:

$$\upsilon = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} \text{ или } \upsilon = \frac{\pi d_2 n_2}{60 \cdot 10^3}.$$

Тогда

$$\upsilon = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3{,}14 \cdot 90 \cdot 245}{60 \cdot 10^3} = 1{,}15 \text{ м/с}.$$

По табл. 1П.15 приложения 1П, исходя из $\upsilon = 1{,}15$ м/с для прямозубых цилиндрических передач выбираем 9-ю степень точности, при которой допускается окружная скорость зубчатых колес до 2 м/с.

10. Уточнение допускаемого контактного напряжения при проверочном расчете на сопротивление контактной усталости. На основании рекомендаций, изложенных в п. 2.1, принимаем параметр шероховатости $Ra = 3{,}2$ мкм и коэффициент $Z_R = 0{,}9$. Коэффициент $Z_V = 1$, т.к. $\upsilon < 5$ м/с.

Тогда по формуле (2.10):

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\lim 1}}{S_{H1}} Z_{N1} Z_R Z_V = \frac{641}{1{,}1} \cdot 0{,}96 \cdot 0{,}9 \cdot 1 = 503 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\lim 2}}{S_{H2}} Z_{N2} Z_R Z_V = \frac{567}{1{,}1} \cdot 1{,}08 \cdot 0{,}9 \cdot 1 = 501 \text{ МПа}.$$

Таким образом, уточненные величины $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ остались такими же , как и при предварительном расчете ввиду того, что произведение $Z_R Z_V$ оказалось равным 0,9.

Следовательно, уточненная величина расчетного допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ будет такой же, как и при предварительном расчете, т.е. $[\sigma_H] = 501$ МПа (см. п. 2).

Примечание. Если при уточненном расчете получены значения $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$ отличные от ранее рассчитанных величин в п. 2, то принимается новое значение расчетной величины $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}$, где $[\sigma_H]_{\min}$ – минимальное из уточненных напряжений $[\sigma_H]_1$ и $[\sigma_H]_2$.

11. Определение сил, действующих в прямозубом зацеплении. Окружная сила F_t на делительном цилиндре

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1150}{430} = 5349 \text{ Н}.$$

При этом для шестерни и колеса:

$$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 5349 \text{ Н}.$$

Радиальная сила F_r:

$$F_{r1} = F_{r2} = F_t tg\alpha = 5349 \cdot tg20° = 1947 \text{ Н}.$$

12. Определение коэффициента нагрузки K_H. При расчете на сопротивление контактной усталости

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV}.$$

Коэффициент $K_{H\alpha} = 1$ – для прямозубых передач.

Коэффициент $K_{H\beta}$ уточняем по той же кривой **III** при $HB_1 < 350$ и $HB_2 < 350$ (см. табл. 1П.12 приложения 1П), что и при предварительном расчете в п. 3, в зави-

мости от уточненной в п. 8 величины $\psi_{bd} = 0{,}91$ (предварительно было $\psi_{bd} = 0{,}93$). При этом коэффициент $K_{H\beta}$ практически не изменился: $K_{H\beta} \cong 1{,}1$.

По табл. 1П.17 приложения 1П коэффициент $\delta_H = 0{,}04$ (зубья прямые с модификацией головки) при $HB_1 < 350$ и $HB_2 < 350$.

По табл. 1П.18 приложения 1П коэффициент $g_0 = 8{,}2$ (при $m = 5$ мм и 9-й степени точности).

Тогда динамическая добавка

$$\nu_H = \frac{\delta_H g_o b_2 \upsilon}{F_t}\sqrt{\frac{a_w}{u_\phi}} = \frac{0{,}04 \cdot 8{,}2 \cdot 82 \cdot 1{,}15}{5349}\sqrt{\frac{260}{4{,}78}} = 0{,}04.$$

Коэффициент K_{HV}:

$$K_{HV} = 1 + \nu_H = 1 + 0{,}04 = 1{,}04.$$

Окончательно

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} = 1 \cdot 1{,}1 \cdot 1{,}04 = 1{,}14.$$

13. Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости. Для стальных зубчатых колес коэффициент Z_E, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубьев: $Z_E \approx 190$ МПа$^{1/2}$.

Коэффициент Z_H, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев, для прямозубых передач без смещения $(x_1 = 0$ и $x_2 = 0)$, а также при высотной модификации $(x_1 > 0;\ x_2 = -x_1;\ x_\Sigma = x_1 + x_2 = 0)$: $Z_H = 2{,}49$.

Коэффициент торцового перекрытия зубьев для прямозубой передачи приближенно можно определить по формуле

$$\varepsilon_\alpha = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{18} + \frac{1}{86}\right) = 1{,}67.$$

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, для прямозубой передачи

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1{,}67}{3}} = 0{,}88.$$

Расчетное значение контактного напряжения

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H}{b_w d_1} \cdot \frac{u_\phi + 1}{u}} = 190 \cdot 2{,}49 \cdot 0{,}88\sqrt{\frac{5349 \cdot 1{,}14}{82 \cdot 90} \cdot \frac{4{,}78 + 1}{4{,}78}} = 416 \text{ МПа},$$

где $b_w = b_2 = 82$ мм.

Сопротивление контактной усталости обеспечивается, так как выполняется условие: $\sigma_H = 416$ МПа $< [\sigma_H] = 501$ МПа.

Примечания: 1. При $\sigma_H > [\sigma_H]$ наблюдается перегрузка передачи. Нормальная работа передачи обеспечивается при перегрузке $\Delta\sigma_H$ не более 4%, т.е.

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100 \le [\Delta\sigma_H] = 4\%.$$ 2. Рекомендации при $\Delta\sigma_H > 4\%$ даны

в примечании к п. 13 примера 2.1.

14. Определение допускаемого напряжения изгиба при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе. По табл. 1П.9 приложения 1П для термообработки улучшения предел выносливости при изгибе $\sigma_{F\lim}$ и коэффициент запаса S_F:

$$\sigma_{F\lim 1} = 1{,}75H_{HB1} = 1{,}75 \cdot 285{,}5 = 500 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{F\lim 2} = 1{,}75H_{HB2} = 1{,}75 \cdot 248{,}5 = 435 \text{ МПа},$$

где H_{HB1} и H_{HB2} - см. п. 2;

$$S_{F1} = S_{F2} = 1{,}7.$$

Для шестерни при $H_{HB1} < 350$ показатель $q_F = 6$, для колеса при $H_{HB2} < 350$ аналогично $q_F = 6$ [см. п. 2.1,формула (2.8)].

По табл. 1П.8 приложения 1П для номера типового режима нагружения 3 (см. исходные данные) коэффициент μ_F: для шестерни $\mu_{F1} = 0{,}065$ при $q_F = 6$ и для колеса $\mu_{F2} = 0{,}065$ при $q_F = 6$.

Для стальных зубчатых колес базовое число циклов напряжений $N_{F\lim}$:

$$N_{F\lim 1} = N_{F\lim 2} = 4 \cdot 10^6.$$

Эквивалентное число циклов напряжений N_{FE}за расчетный срок службы $L_h = 20 \cdot 10^3$ часов:

$$N_{FE1} = 60c_1 n_1 L_h \mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 245 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 0{,}065 = 19{,}11 \cdot 10^6;$$
$$\mathrm{N_{FE2}} = 60\mathrm{c_2 n_2 L_h}\mu_{\mathrm{F2}} = 60 \cdot 1 \cdot 50 \cdot 20 \cdot 10^3 \cdot 0{,}065 = 3{,}9 \cdot 10^6,$$

где c_1 и c_2 - см. п. 2.

На основании рекомендаций, изложенных в п. 2.1,определяем коэффициенты долговечности Y_{N1} и Y_{N2}.

Для шестерни при $N_{FE1} > N_{F\lim 1}$ принимается $Y_{N1} = 1$.

Для колеса при $N_{FE2} < N_{F\lim 2}$ рассчитывается Y_{N2} по формуле (2.22) при $q_F = 6$:

$$Y_{N2} = \sqrt[q_F]{\frac{N_{F\lim 2}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{3{,}9 \cdot 10^6}} \cong 1.$$

Для индивидуального привода (см. исходные данные) принимаем коэффициент $Y_A = 0{,}7$ (привод реверсивный)

Тогда допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\lim 1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_A = \frac{500}{1{,}7} 1 \cdot 0{,}7 = 206 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim 2}}{S_{F2}} Y_{N2} Y_A = \frac{435}{1{,}7} 1 \cdot 0{,}7 = 179 \text{ МПа}.$$

15. Определение коэффициента нагрузки K_F. Коэффициент нагрузки при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе:

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV}.$$

Коэффициент $K_{F\alpha} = 1-$ для прямозубых передач.

Коэффициент $K_{F\beta}$ принимаем по табл. 1П.12 приложения 1П при $HB_1 < 350$ и $HB_2 < 350$ при $\psi_{bd} = 0{,}91$ (кривая III) : $K_{F\beta} = 1{,}22.$

Коэффициент δ_F, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев: $\delta_F = 0{,}11$ – для прямозубой передачи с модификацией головки; $\delta_F = 0{,}16$ – для прямозубой передачи без модификации головки.

Так как мы применяем высотную модификацию профиля зубьев, то коэффициент $\delta_F = 0{,}11.$

Коэффициент $g_0 = 8{,}2$ – см. п. 12.

Тогда динамическая добавка

$$\nu_F = \frac{\delta_F g_0 b_2 \upsilon}{F_{t\phi}} \sqrt{\frac{a_w}{u}} = \frac{0{,}11 \cdot 8{,}2 \cdot 82 \cdot 1{,}15}{5349} \sqrt{\frac{260}{4{,}78}} = 0{,}12 .$$

Коэффициент $K_{FV} = 1 + \nu_F = 1 + 0{,}12 = 1{,}12.$

Окончательно

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} = 1 \cdot 1{,}22 \cdot 1{,}12 = 1{,}37.$$

16. Проверочный расчет зубьев на сопротивление усталости при изгибе. Коэффициент Y_{FS}, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений:

$$Y_{FS1} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{z_1} - 29{,}7\frac{x_1}{z_1} + 0{,}092 x_1^2 = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{18} - 29{,}7\frac{0{,}3}{18} + 0{,}092 \cdot 0{,}3^2 = 3{,}72;$$

$$Y_{FS2} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{z_2} - 29{,}7\frac{x_2}{z_2} + 0{,}092 x_2^2 = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{86} - 29{,}7\frac{(-0{,}3)}{86} + 0{,}092(-0{,}3)^2 = 3{,}74 .$$

Тогда расчетное напряжение изгиба σ_F :

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{b_1 m} K_F Y_{FS1} = \frac{5349}{90 \cdot 5} \cdot 1{,}37 \cdot 3{,}72 = 61 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{b_2 m} K_F Y_{FS2} = \frac{5349}{82 \cdot 5} \cdot 1{,}37 \cdot 3{,}74 = 67 \text{ МПа}.$$

Сопротивление усталости при изгибе обеспечивается, так как выполняются условия:

$$\sigma_{F1} = 61 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 206 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} = 67 \text{ МПа}; < [\sigma_F]_2 = 179 \text{ МПа}.$$

Отмечаем, что для данного варианта термообработки основным критерием работоспособности передачи является сопротивление контактной усталости, а не усталости при изгибе.

17. Проверочный расчет передачи на контактную прочность при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета – проверка статической прочности зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтенной при расчете на сопротивление контактной усталости.

По табл. 1П.9 приложения 1П предельно допускаемое контактное напряжение $[\sigma_{H\max}]$:

$$[\sigma_{H\max}]_1 = 2{,}8\sigma_{T1} = 2{,}8 \cdot 750 = 2100 \text{ МПа};$$
$$[\sigma_{H\max}]_2 = 2{,}8\sigma_{T2} = 2{,}8 \cdot 640 = 1792 \text{ МПа},$$

где σ_T – см. табл. 1П.7 приложения 1П: для шестерни из стали 40Х при т.о. улучшение для твердости поверхности 269...302 НВ $\sigma_{T1} = 750$ МПа; для колеса из стали 40Х при т.о. улучшение для твердости поверхности 235...262 НВ $\sigma_{T2} = 640$ МПа.

В качестве расчетной принимаем наименьшую величину $[\sigma_{H\max}]_2 = 1792$ МПа.

Максимальное контактное напряжение при кратковременной перегрузке

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{K_П} = 416\sqrt{1{,}7} = 542 \text{ МПа},$$

где $\sigma_H = 416$ МПа – см. п. 13; $K_П = 1{,}7$ – см. исходные данные.

Статическая прочность рабочих поверхностей зубьев по контактным напряжениям при кратковременной перегрузке обеспечивается , так как выполняется условие

$$\sigma_{H\max} = 542 \text{ МПа} < [\sigma_{H\max}]_2 = 1792 \text{ МПа}.$$

18. Проверочный расчет передачи при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета – проверка статической прочности зубьев при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке), не учтенной при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгбе.

По табл. 1П.9 приложения 1П предельно допускаемое напряжение изгиба $[\sigma_{F\max}]$:

$$[\sigma_{F\max}]_1 = 2{,}74H_{HB1} = 2{,}74 \cdot 285{,}5 = 782 \text{ МПа};$$
$$[\sigma_{F\max}]_2 = 2{,}74H_{HB2} = 2{,}74 \cdot 248{,}5 = 681 \text{ МПа}.$$

Максимальное напряжение изгиба $\sigma_{F\max}$ при кратковременной перегрузке:

$$\sigma_{F\max 1} = \sigma_{F1}K_П = 61 \cdot 1{,}7 = 104 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{F\max 2} = \sigma_{F2}K_П = 67 \cdot 1{,}7 = 114 \text{ МПа},$$

где $\sigma_{F1} = 61$ МПа и $\sigma_{F2} = 67$ МПа - см. п. 16.

Статическая поломка зубьев при кратковременной перегрузке будет отсутствовать, так как выполняются условия:

$$\sigma_{F\max 1} = 104 \text{ МПа} < [\sigma_{F\max}]_1 = 782 \text{ МПа}$$
$$\sigma_{F\max 2} = 114 \text{ МПа} < [\sigma_{F\max}]_2 = 681 \text{ МПа}.$$

ПРИМЕР 2.3. РАСЧЕТ БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО ДВУХСТУПЕНЧАТОГО СООСНОГО РЕДУКТОРА

Исходные данные для расчета:

а) ступень быстроходная косозубая цилиндрического двухступенчатого горизонтального соосного редуктора (рис. 2.1, *д*);

б) частота вращения шестерни $n_1 = n_{\text{I}} = 968$ мин$^{-1}$;

в) частота вращения колеса $n_2 = n_{\text{II}} = 245$ мин$^{-1}$;

г) передаточное число $u = u_{Б} = 3{,}95$;

д) вращающий момент на валу колеса $T_2 = T_{\text{II}} = 242$ Н·м.

е) расположение зубчатых колес относительно опор: шестерни - симметричное, колеса – несимметричное;

ж) межосевое расстояние тихоходной ступени редуктора $a_w = 260$мм ; остальные исходные данные – см. пример 2.2.

Порядок расчета

Проектный расчет

1. Выбор варианта термообработки зубчатых колес. Согласно рекомендаций, изложенных в п. 2.1, при $T_2 = 242$ Н·м принимаем вариант термообработки I **(**см. табл**.** 1П.6. приложения 1П**).**

2. Предварительное определение допускаемого контактного напряжения при проектном расчете на сопротивление контактной усталости. Учитывая, что при расчете тихоходной ступени данного редуктора (см. пример 2.2) был также принят вариант термообработки I**,** то для его быстроходной ступени будут такими же величины средней твердости поверхности зубьев $H_{1(2)}$ и предела их контактной выносливости $\sigma_{H\lim 1(2)}$, расчетного коэффициента $S_{H1(2)}$ и базового числа циклов напряжений $N_{H\lim 1(2)}$. Далее, как и в примере 2.2, определяется эквивалентное число циклов напряжений $N_{HE1(2)}$, коэффициент долговечности $Z_{N1(2)}$ (с учетом рекомендаций, изложенных в п. 2.1) и рассчитывается предварительная величина допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]_{1(2)}$ отдельно для шестерни и колеса. Расчетное допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H]$ при расчете быстроходной косозубой цилиндрической ступени соосного редуктора на сопротивление контактной усталости определяется по формуле (2.18) с учетом условия (2.19).

3. Определение межосевого расстояния. В соосных редукторах межосевые расстояния быстроходной и тихоходной ступеней одинаковы. Поэтому для быстроходной ступени принимаем $a_w = 260$ мм.

4.Определение модуля передачи. На основании рекомендаций, изложенных в примере 2.1 п. 4, нормальный модуль m_n ориентировочно при $H_1 < 350$НВ и $H_2 < 350$НВ:

$$m_n = (0{,}01...0{,}02)a_w = (0{,}01...0{,}02)260 = 2{,}6...5{,}2 \text{ мм}.$$

Учитывая, что быстроходные ступени соосных редукторов недогружены, принимаем меньшее значение модуля m_n в сравнении с тихоходной ступенью. Из указанного диапазона 2,6...5,2 мм по табл. 1П.14 приложения 1П принимаем

стандартное значение $m_n = 3$ мм (1-й ряд). При этом выполняется условие: $m_n = 3$ мм $> m_{\min} = 1{,}5$ мм.

5. Определение угла наклона зубьев, а также чисел зубьев шестерни и колеса. Как уже указывалось в п. 4, основной недостаток соосных редукторов – недогрузка быстроходных ступеней. Поэтому для них, независимо от принятого варианта термообработки назначают коэффициент ψ_{ba}=0,15…0,25.

Примем в нашем примере $\psi_{ba} = 0{,}2$.

Тогда ширина венца колеса

$$b_2 = \psi_{ba} a_w = 0{,}2 \cdot 260 = 52 \text{ мм}.$$

Примем предварительно коэффициент осевого перекрытия зубьев $\varepsilon_\beta = 1{,}2$ (в косозубых передачах рекомендуется $\varepsilon_\beta \geq 1{,}1$).

Тогда угол наклона зубьев:

$$\sin\beta = \frac{\pi m_n \varepsilon_\beta}{b_2} = \frac{3{,}14 \cdot 3 \cdot 1{,}2}{52} = 0{,}2174948;$$

$$\beta = 12{,}56192°,$$

что находится в рекомендуемом диапазоне $\beta = 8...22°$ для нераздвоенных косозубых ступеней.

Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{2a_w \cos\beta}{(u_Б + 1) m_n} = \frac{2 \cdot 260 \cos 12{,}56192°}{(3{,}95 + 1)3} = 34{,}18.$$

Принимаем $z_1 = 34$.

Число зубьев колеса

$$z_2 = z_1 u_Б = 34 \cdot 3{,}95 = 134{,}3.$$

Принимаем $z_2 = 134$.

Уточняем угол β:

$$\cos\beta = \frac{(z_1 + z_2) m_n}{2a_w} = \frac{(34 + 134)3}{2 \cdot 260} = 0{,}9692307;$$

$$\beta = 14{,}25005°,$$

что также находится в рекомендуемом диапазоне $8...22°$.

Подрезание зубьев шестерни исключается, так как выполняется условие

$$z_1 = 34 > z_{1\min},$$

где $z_{1\min} = 17\cos^3\beta = 17\cos^3\beta = 17\cos^3 14{,}25005° = 15$.

Дальнейший расчет проводится аналогично изложенному в п.п. 6…18 примера 2.1.

ПРИМЕР 2.4. ВПИСЫВАНИЕ ПРЯМОЗУБОЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКОЙ ПЕРЕДАЧИ В СТАНДАРТНОЕ МЕЖОСЕВОЕ РАССТОЯНИЕ

Прямозубую цилиндрическую передачу внешнего зацепления ($m = 3$мм; $z_1 = 22; z_2 = 55$) выполнить со стандартным межосевым расстоянием a_w по ряду $Ra40$.

Порядок расчета

Делительное межосевое расстояние

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(z_1 + z_2)}{2} = \frac{3(22 + 55)}{2} = 115{,}5 \text{ мм}.$$

Предварительно межосевое расстояние $a'_w = a = 115{,}5$ мм.

По табл. 1П.13 приложения 1П принимаем ближайшее большее стандартное межосевое расстояние $a_w = 120$ мм.

Определяем коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{120 - 115{,}5}{3} = 1{,}50.$$

Суммарное число зубьев $z_\Sigma = z_1 + z_2 = 22 + 55 = 77.$

Находим величину $\frac{1000\,y}{z_\Sigma} = \frac{1000 \cdot 1{,}50}{77} = 19{,}5.$

По номограмме, приведенной в табл. 1П.4 приложения 1П (см. *б* при вписывании передачи в заданное межосевое расстояние a_w), для $\frac{1000\,y}{z_\Sigma} = 19{,}5$ находим значение величины $\frac{1000\Delta y}{z_\Sigma} = 2{,}55.$

Определяем коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = \frac{2{,}55 z_\Sigma}{1000} = \frac{2{,}55 \cdot 77}{1000} = 0{,}20.$$

Тогда суммарный коэффициент смещения $x_\Sigma = y + \Delta y = 1{,}50 + 0{,}20 = 1{,}70.$

Определяем коэффициенты смещения x_1 и x_2:

$$x_1 = 0{,}5\left[x_\Sigma - \frac{z_2 - z_1}{z_2 + z_1}\left(x_\Sigma - \Delta y\right)\right] = 0{,}5\left[1{,}70 - \frac{55 - 22}{55 + 22}(1{,}70 - 0{,}2)\right] = 0{,}53.$$

$$x_2 = x_\Sigma - x_1 = 1{,}70 - 0{,}53 = 1{,}17.$$

Проводим проверку межосевого расстояния по вычисленным значениям коэффициентов суммарного x_Σ и уравнительного Δy смещений:

$$a_w = \left(\frac{z_1 + z_2}{2} + x_\Sigma - \Delta y\right) m = \left(\frac{22 + 55}{2} + 1{,}7 - 0{,}2\right) 3 = 120 \text{ мм},$$

что соответствует ранее принятому по ряду $Ra40$ стандартному значению $a_w = 120$ мм.

Определяем основные параметры передачи

Диаметры делительные:

$$d_1 = mz_1 = 3 \cdot 22 = 66 \text{ мм};$$
$$d_2 = mz_2 = 3 \cdot 55 = 165 \text{ мм}.$$

Диаметры начальные:

$$d_{w1} = d_1\left(1 + \frac{2y}{z_\Sigma}\right) = 66\left(1 + \frac{2 \cdot 1{,}5}{77}\right) = 68{,}571 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = d_2\left(1 + \frac{2y}{z_\Sigma}\right) = 165\left(1 + \frac{2 \cdot 1{,}5}{77}\right) = 171{,}429 \text{ мм}.$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{68{,}571 + 171{,}429}{2} = 120 \text{ мм}.$$

Примем коэффициент высоты головки зуба $h_a^* = 1$ и коэффициент радиального зазора $c^* = 0{,}25$. Тогда диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f зубьев при угловой модификации:

$$d_{a1} = d_1 + 2m\left(h_a^* + x_1 - \Delta y\right) = 66 + 2 \cdot 3\left(1 + 0{,}53 - 0{,}2\right) = 73{,}980 \text{ мм};$$
$$d_{a2} = d_2 + 2m\left(h_a^* + x_2 - \Delta y\right) = 165 + 2 \cdot 3\left(1 + 1{,}17 - 0{,}2\right) = 176{,}820 \text{ мм};$$
$$d_{f1} = d_1 - 2m\left(h_a^* + c^* - x_1\right) = 66 - 2 \cdot 3\left(1 + 0{,}25 - 0{,}53\right) = 61{,}680 \text{ мм};$$
$$d_{f2} = d_2 - 2m\left(h_a^* + c^* - x_2\right) = 165 - 2 \cdot 3\left(1 + 0{,}25 - 1{,}17\right) = 164{,}520 \text{ мм}.$$

Угол зацепления $\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{a\cos\alpha_t}{a_w}\right) = \arccos\left(\frac{115{,}5\cos 20°}{120}\right) = 25{,}25°,$

где α_t – угол профиля производящей рейки в торцовом сечении; для прямозубых передач $\alpha_t = \alpha = 20°$, здесь α – угол профиля исходного контура.

Диаметры основные: $d_{b1} = d_1\cos\alpha_t = 66\cos 20° = 62{,}020$ мм;

$$d_{b2} = d_2\cos\alpha_t = 165\cos 20° = 155{,}049 \text{ мм}.$$

Углы профиля зуба в точках на окружностях вершин:

$$\alpha_{a1} = arccos\frac{d_{b1}}{d_{a1}} = arccos\frac{62{,}020}{73{,}980} = 33{,}04°;$$

$$\alpha_{a2} = arccos\frac{d_{b2}}{d_{a2}} = arccos\frac{155{,}049}{176{,}820} = 28{,}73°.$$

Составляющие коэффициента торцового перекрытия:

$$\varepsilon_{a1} = \frac{z_1\left(tg\alpha_{a1} - tg\alpha_{tw}\right)}{2\pi} = \frac{22\left(tg33{,}04° - tg25{,}25°\right)}{2\pi} = 0{,}626;$$

$$\varepsilon_{a2} = \frac{z_2\left(tg\alpha_{a2} - tg\alpha_{tw}\right)}{2\pi} = \frac{55\left(tg28{,}73° - tg25{,}25°\right)}{2\pi} = 0{,}670.$$

Коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{a1} + \varepsilon_{a2} = 0{,}626 + 0{,}670 = 1{,}296 > 1{,}2 .$$

ПРИМЕР 2.5. РАСЧЕТ КОНИЧЕСКОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРЯМЫМИ И КРУГОВЫМИ ЗУБЬЯМИ

Исходные данные для расчета:

а) ступень быстроходная коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора (рис. 2.2, *а*);

б) частота вращения шестерни $n_1 = n_I = 975$ мин$^{-1}$;

в) частота вращения колеса $n_2 = n_{II} = 308$ мин$^{-1}$;

г) передаточное число ступени $u = u_Б = 3{,}17$ *;*

д) вращающий момент на валу колеса $T_2 = T_{II} = 381$ Н·м*;*

е) расположение зубчатых колес относительно опор: шестерни – консольное, колеса - несимметричное;

ж) кратковременная перегрузка $K_П = T_{пик} / T_{\max} = 1{,}6$;

з) типовой режим нагружения –1 (тяжелый);

и) расчетный срок службы (ресурс работы) $L_h = 12 \cdot 10^3$ ч.

к) редуктор нестандартный привода цепного конвейера(рис. 1.1); привод нереверсивный.

Порядок расчета

Проектный расчет

1. Выбор варианта термической обработки зубчатых колес. Вариант термообработки (т.о.) выбираем, исходя из вращающего момента T_2 на колесе рассчитываемой быстроходной ступени в соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 2.1.

В нашем примере $T_2 = 381$ Н·м. Принимаем вариант т.о. *I* (см. табл. 1П.6 приложения 1П):

а) т.о. шестерни – улучшение, твердость поверхности 269…302 НВ;

б) т.о. колеса - улучшение, твердость поверхности 235…262 НВ;

в) марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 45; 40Х; 40ХН и др.

2. Предварительное определение допускаемого контактного напряжения при проектном расчёте на сопротивление контактной усталости. Предел контактной выносливости поверхностей зубьев $\sigma_{H\lim}$, соответствующий базовому числу циклов напряжений (см. табл. 1П.9 приложения 1П):

а) для шестерни (т.о. улучшение):

$$\sigma_{H\lim 1} = 2H_{HB1} + 70 = 2 \cdot 285{,}5 + 70 = 641 \text{ МПа},$$

где $H_{HB1} = \dfrac{269 + 302}{2} = 285{,}5\ HB$ - средняя твердость поверхности зубьев шестерни;

б) для колеса (т.о. улучшение):

$$\sigma_{H\lim 2} = 2H_{HB2} + 70 = 2 \cdot 248{,}5 + 70 = 567 \text{ МПа},$$

где $H_{HB2} = \dfrac{235 + 262}{2} = 248{,}5\ HB$ - средняя твердость поверхности зубьев колеса.

Базовое число циклов напряжений $N_{H\lim}$ [см. формулу (2.12)]:

$$N_{H\lim 1} = 30H_{HB1}^{2,4} = 30 \cdot 285{,}5^{2,4} = 23{,}5 \cdot 10^6 < 120 \cdot 10^6;$$
$$N_{H\lim 2} = 30H_{HB2}^{2,4} = 30 \cdot 248{,}5^{2,4} = 16{,}8 \cdot 10^6 < 120 \cdot 10^6.$$

Эквивалентное число циклов напряжений N_{HE} за расчетный срок службы привода $L_h = 12 \cdot 10^3\ ч$ при числе зацеплений зуба рассчитываемого зубчатого колеса за один его оборот $c_1 = c_2 = 1$ и коэффициенте $\mu_H = 0{,}5$ (см. табл. 1П.8 приложения 1П):

$$N_{HE1} = 60c_1 n_1 L_h \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 975 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0{,}5 = 351 \cdot 10^6;$$
$$N_{HE2} = 60c_2 n_2 L_h \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 308 \cdot 12 \cdot 10^3 \cdot 0{,}5 = 111 \cdot 10^6.$$

Определим для шестерни и колеса конической ступени коэффициенты долговечности Z_{N1} и Z_{N2}, используемые при расчете передачи на сопротивление контактной усталости.

Следует отметить, что для конической передачи коэффициент долговечности Z_N определяется аналогичным образом, как и для цилиндрической передачи по формулам (2.13) или (2.14) (см. п. 2.1) в зависимости от соотношения эквивалентного числа циклов напряжений N_{HE} и базового $N_{H\lim}$.

В нашем примере для конической ступени:

а) для шестерни – так как $N_{HE1} > N_{H\lim 1}$, то коэффициент долговечности Z_{N1} определяется по формуле (2.14):

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim 1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[20]{\frac{23{,}5 \cdot 10^6}{351 \cdot 10^6}} = 0{,}87 > 0{,}75;$$

б) для колеса – так как $N_{HE2} > N_{H\lim 2}$, то коэффициент долговечности Z_{N2} также определяется по формуле (2.14):

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{N_{H\lim 2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[20]{\frac{16{,}8 \cdot 10^6}{111 \cdot 10^6}} = 0{,}91 > 0{,}75.$$

Расчетный коэффициент запаса прочности S_H при расчете на сопротивление контактной усталости принимаем по табл. 1П.9 приложения 1П: для шестерни (т.о. улучшение) – $S_{H2} = 1{,}1$; для колеса (т.о. улучшение) – $S_{H2} = 1{,}1$.

Предварительная величина допускаемого контактного напряжения при расчете передачи на сопротивление контактной усталости по формуле (2.9):

$$[\sigma_H]_1 = 0{,}9\frac{\sigma_{H\lim 1} Z_{N1}}{S_{H1}} = 0{,}9\frac{641 \cdot 0{,}87}{1{,}1} = 456 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = 0{,}9\frac{\sigma_{H\lim 2} Z_{N2}}{S_{H2}} = 0{,}9\frac{567 \cdot 0{,}91}{1{,}1} = 422 \text{ МПа}.$$

В качестве расчетного допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H]$ для конической передачи при известных допускаемых контактных напряжениях шестерни $[\sigma_H]_1$ и колеса $[\sigma_H]_2$ принимают величину, определяемую в соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 2.1 [см. формулы (2.17) или (2.18)], в зависимости от вида зубьев.

Для конической передачи с прямыми зубьями по формуле (2.17) $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min} = [\sigma_H]_2 = 422$ МПа .

Для конической передачи с круговыми зубьями по формуле (2.18)

$$[\sigma_H] = 0{,}45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2) = 0{,}45(456 + 422) = 395 \text{ МПа}.$$

Так как получили $[\sigma_H] = 395$ МПа $< [\sigma_H]_{\min} = 422$ МПа ,то с целью выполнения условия (2.20) принимаем для конической передачи с круговыми зубьями $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min} = [\sigma_H]_2 = 422$ МПа .

3. Определение главного параметра конической передачи. В конической передаче коэффициент $\psi_{b\,\mathrm{Re}}$ ширины b зубчатого венца относительно внешнего конусного расстояния R_e рекомендуется: $\psi_{b\,\mathrm{Re}} = b/R_e \le 0{,}3$. Принимаем наиболее распространенное значение $\psi_{b\,\mathrm{Re}} = 0{,}285$.

С целью повышения жесткости опор конической передачи предполагаем использование конических роликоподшипников (шестерни конических передач при частоте вращения $n = 3000$ мин$^{-1}$ устанавливают с целью снижения потерь в опорах на шариковых радиально-упорных подшипниках).

Рассчитаем параметр γ:

$$\gamma = \frac{\psi_{b\,\mathrm{Re}} u}{2 - \psi_{b\,\mathrm{Re}}} = \frac{0{,}285 \cdot 3{,}17}{2 - 0{,}285} = 0{,}53.$$

Определим предварительно коэффициент $K_{H\beta}$, учитывающий распределение нагрузки по ширине венца. По табл. 1П.19 приложения 1П при твердости поверхности зубьев колеса H_2<350 НВ в зависимости от параметра $\gamma = 0{,}53$ по кривой *1р* принимаем: для передачи с прямыми зубьями $K_{H\beta} = 1{,}07$; для передачи с круговыми зубьями $K_{H\beta} = 1$.

Зададимся коэффициентом ϑ_H, учитывающим влияние вида зубьев конической передачи при расчете на контактную усталость.

Для передачи с прямыми зубьями для всех вариантов термообработки $\vartheta_H = 0{,}85$.

Для передачи с круговыми зубьями по табл. 1П.21 приложения 1П для варианта термообработки *I*:

$$\vartheta_H = 1{,}22 + 0{,}21u = 1{,}22 + 0{,}21 \cdot 3{,}17 = 1{,}89.$$

Тогда предварительно главный параметр конической передачи – внешний делительный диаметр колеса d'_{e2}:

для передачи с прямыми зубьями:

$$d'_{e2} \ge 1650 \sqrt[3]{\frac{T_2 u}{\vartheta_H [\sigma_H]^2} K_{H\beta}} = 1650 \sqrt[3]{\frac{381 \cdot 3{,}17}{0{,}85 \cdot 422^2} 1{,}07} = 337 \text{ мм};$$

для передачи с круговыми зубьями:

$$d'_{e2} \geq 1650 \sqrt[3]{\frac{T_2 u}{\vartheta_H [\sigma_H]^2} K_{H\beta}} = 1650 \sqrt[3]{\frac{381 \cdot 3.17}{1{,}89 \cdot 422^2} 1} = 253 \text{ мм}.$$

Параметры передачи, определяемые предварительно, принимаем со знаком штрих. В дальнейших расчетах эти параметры подлежат уточнению и соответственно будут указываться без знака штрих.

Примечание. До стандартного значения диаметр d'_{e2} не округляется.

4. Определение геометрических параметров, используемых при расчётах на прочность. *Предварительная величина внешнего делительного диаметра шестерни:*

а) для передачи с прямыми зубьями

$$d'_{e1} = \frac{d'_{e2}}{u} = \frac{337}{3{,}17} = 106 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$d'_{e1} = \frac{d'_{e2}}{u} = \frac{253}{3{,}17} = 80 \text{ мм}.$$

По графикам, приведенным в табл. 1П.20 приложения 1П, определяем число зубьев шестерни z_1^* в зависимости от d'_{e1} и u:

а) для передачи с прямыми зубьями $z_1^* = 20$;

б) для передачи с круговыми зубьями $z_1^* = 14$.

По значению z_1^* определяют число зубьев шестерни [3]:

$z_1 = 1{,}6\, z_1^*$ при $H_1 \leq 350$ НВ; $H_2 \leq 350$ НВ;

$z_1 = 1{,}3\, z_1^*$ при $H_1 \geq 45$ $HRC_Э$; $H_2 \leq 350$ НВ;

$z_1 = z_1^*$ при $H_1 \geq 45$ $HRC_Э$; $H_2 \geq 45$ $HRC_Э$.

В нашем случае $H_1 \leq 350$ НВ и $H_2 < 350$ НВ (*I* вариант термообработки), тогда *число зубьев шестерни* z_1:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$z_1 = 1{,}6 z_1^* = 1{,}6 \cdot 20 = 32;$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$z_1 = 1{,}6 z_1^* = 1{,}6 \cdot 14 = 22{,}4,$$

принимаем $z_1 = 22$.

Число зубьев колеса:

а) для передачи с прямыми зубьями

$z_2 = u\, z_1 = 3{,}17 \cdot 32 = 101{,}4$,

принимаем $z_2 = 101$;

б) для передачи с круговыми зубьями

$z_2 = u\, z_1 = 3{,}17 \cdot 22 = 69{,}7$,

принимаем $z_2 = 70$.

Фактическое передаточное число:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$u_Ф = \frac{z_2}{z_1} = \frac{101}{32} = 3{,}16;$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$u_Ф = \frac{z_2}{z_1} = \frac{70}{22} = 3{,}18.$$

Примечание. Отклонение $\Delta u = \left| \frac{u_ф - u}{u} \right| 100\% \leq [\Delta u] = 4\%$.

Окончательные величины углов делительных конусов шестерни δ_1 и колеса δ_2:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\delta_2 = arctg\, u_Ф = arctg 3{,}16 = 72{,}43974^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 72{,}43974^\circ = 17{,}56026^\circ;$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$\delta_2 = arctg\, u_Ф = arctg 3{,}18 = 72{,}54345^\circ;$$

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 90^\circ - 72{,}54345^\circ = 17{,}45655^\circ.$$

Далее определим модули зацепления. Следует отметить, что для конических прямозубых передач стандартизован внешний торцовый исходный контур. Для конических передач с круговыми зубьями стандартизован средний нормальный исходный контур.

При этом внешний окружной модуль m_e для прямозубых и средний нормальный модуль m_{nm} для передач с круговыми зубьями принимают из стандартного ряда.

Примечание. Допускается применение нестандартных модулей, если это не связано с применением специального инструмента.

Таким образом, при проектировании конической передачи возможны два подхода:

а) диаметр $d_{e2}^{/}$ не округляется до стандартного, а со стандартным рядом согласуется внешний окружной модуль m_e в прямозубой передаче и средний нормальный модуль m_{nm} в передаче с круговыми зубьями;

б) диаметр $d_{e2}^{/}$ согласуется со стандартным рядом $Ra40$, а модули m_e и m_{nm} принимают нестандартными.

При проектировании конической передачи в нашем случае будем придерживаться первого подхода.

Внешний окружной модуль:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$m_e^{/} = \frac{d_{e2}^{/}}{z_2} = \frac{337}{101} = 3{,}34 \text{ мм};$$

по табл. 1П.14 приложения 1П принимаем стандартное значение $m_e = 3{,}5$ мм; тогда окончательно $d_{e2} = m_e z_2 = 3{,}5 \cdot 101 = 353{,}500$ мм;

б) для передачи с круговыми зубьями

$$m_{te}^{/} = \frac{d_{e2}^{/}}{z_2} = \frac{253}{70} = 3{,}61 \text{ мм};$$

до стандартного значения модуль $m_{te}^{/}$ не округляют.

Внешний делительный диаметр шестерни d_{e1}*:*

а) для передачи с прямыми зубьями $d_{e1} = m_e \cdot z_1 = 3{,}5 \cdot 32 = 112{,}000$ мм;

б) для передачи с круговыми зубьями $d_{e1}^{/} = m_{te}^{/} \cdot z_1 = 3{,}61 \cdot 22 = 79{,}420$ мм.

Внешнее делительное конусное расстояние:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$R_e = \frac{d_{e1}}{2\sin\delta_1} = \frac{112{,}000}{2\sin 17{,}56026^\circ} = 185{,}61 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$R^{/}{}_e = \frac{d_{e1}^{/}}{2\sin\delta_1} = \frac{79{,}420}{2\sin 17{,}45655^\circ} = 132{,}37 \text{ мм}.$$

Ширина зубчатого венца шестерни и колеса конической зубчатой передачи выбирается как наименьшая величина из двух условий:

$$b \le 0{,}3R_e \; ; \qquad b \le 10m_{te}(m_e) \, .$$

Тогда в нашем примере:

а) для передачи с прямыми зубьями $b \le 0{,}3R_e = 0{,}3 \cdot 185{,}61 = 56$ мм ;

$b \le 10m_e = 10 \cdot 3{,}5 = 35$ мм ,

принимаем b=35мм;

б) для передачи с круговыми зубьями

$b \le 0{,}3R_e^{/} = 0{,}3 \cdot 132{,}27 = 40$ мм ;

$b \le 10m_{te}^{/} = 10 \cdot 3{,}61 = 36{,}1$ мм,

принимаем b=35 мм.

Среднее делительное конусное расстояние:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$R_m = R_e - \frac{b}{2} = 185{,}61 - \frac{35}{2} = 168{,}11 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$R_m^{/} = R_e^{/} - \frac{b}{2} = 132{,}37 - \frac{35}{2} = 114{,}87 \text{мм}.$$

Средний окружной модуль:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$m_m = m_e \frac{R_m}{R_e} = 3{,}5\frac{168{,}11}{185{,}61} = 3{,}17 \text{ мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$m_{tm}^{/} = m_{te}^{/} \frac{R_m^{/}}{R_e^{/}} = 3{,}61 \cdot \frac{114{,}87}{132{,}37} = 3{,}13 \text{ мм};$$

Примечание. До стандартных значений m_m и $m_{tm}^{/}$ не округляют.

Средний делительный диаметр шестерни (определяется только для передачи с прямыми зубьями):

$$d_{m1} = m_m z_1 = 3{,}17 \cdot 32 = 101{,}440 \text{ мм}.$$

Средний нормальный модуль (определяется только для передачи с круговыми зубьями):

$$m_{nm}^{/} = m_{tm}^{/} \cos\beta_m = 3{,}13 \cdot \cos 35^{\circ} = 2{,}56 \text{ мм},$$

где β_m – угол наклона кругового зуба в середине ширины зубчатого венца;

$\beta_m = 35^{o}$.

Округляем $m_{nm}^{/}$ до стандартного (см. табл. 1П.14 приложения 1П) и принимаем m_{nm}=2,5 мм.

После этого для передачи с круговыми зубьями уточняем параметры:

$$m_{tm} = \frac{m_{nm}}{\cos\beta_m} = \frac{2{,}5}{\cos 35^{\circ}} = 3{,}052 \text{мм};$$

$$d_{m1} = m_{tm} z_1 = 3{,}052 \cdot 22 = 67{,}144 \text{мм};$$

$$R_m = \frac{d_{m1}}{2\sin\partial_1} = \frac{67{,}144}{2\sin 17{,}45655^{\circ}} = 111{,}91 \text{мм};$$

$$R_e = R_m + 0{,}5b = 111{,}91 + 0{,}5 \cdot 35 = 129{,}41 \text{ мм};$$

$$m_{te} = m_{tm} \frac{R_e}{R_m} = 3{,}052 \cdot \frac{129{,}41}{111{,}91} = 3{,}529 \text{ мм};$$

$$d_{e1} = m_{te} z_1 = 3{,}529 \cdot 22 = 77{,}638 \text{ мм};$$

$$d_{e2} = m_{te} z_2 = 3{,}529 \cdot 70 = 247{,}030 \text{ мм}.$$

Средний делительный диаметр колеса:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$d_{m2} = m_m z_2 = 3{,}17 \cdot 101 = 320{,}170 \text{мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$d_{m2} = m_{tm} z_2 = 3{,}052 \cdot 70 = 213{,}640 \text{мм}.$$

Фактическая величина коэффициента $\psi_{b\mathrm{Re}}$*:*

а) для передачи с прямыми зубьями

$\psi_{b\mathrm{Re}} = b / R_e = 35/185{,}61 = 0{,}19 < 0{,}3$;

б) для передачи с круговыми зубьями

$\psi_{b\mathrm{Re}} = b / R_e = 35/129{,}41 = 0{,}27 < 0{,}3$.

5. Выбор коэффициентов смещения инструмента при нарезании зубчатых колес. В конических передачах с $u > 1$ с целью выравнивания удельных скольжений и, следовательно, для повышения сопротивления заеданию шестерню

выполняют с положительным радиальным смещением ($x_1 > 0$), а колесо с равным по абсолютному значению отрицательным радиальным смещением ($x_2 = -x_1$):

а) для передачи с прямыми зубьями

$$x_{e1} = 2\left(1 - \frac{1}{u_\Phi^2}\right)\sqrt{\frac{1}{z_1}} = 2\left(1 - \frac{1}{3{,}16^2}\right)\sqrt{\frac{1}{32}} = 0{,}32; \quad x_{e2} = -x_{e1} = -0{,}32;$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$x_{n1} = 2\left(1 - \frac{1}{u_\Phi^2}\right)\sqrt{\frac{\cos^3\beta_m}{z_1}} = 2\left(1 - \frac{1}{3{,}18^2}\right)\sqrt{\frac{\cos^3 35^\circ}{22}} = 0{,}28; \quad x_{n2} = -x_{n1} = -0{,}28.$$

Однако при разности средних твердостей поверхностей зубьев $H_{HB1} - H_{HB2} > 100$НВ рекомендуется принимать $x_{e1} = x_{e2} = 0$ ($x_{n1} = x_{n2} = 0$). Это относится, как правило, к вариантам т.о. II или IV.

В нашем примере $H_{HB1} - H_{HB2} = 285{,}5 - 248{,}5 = 37$ НВ, что меньше 100НВ и зубчатые колеса выполняем с радиальным смещением (высотная коррекция).

6. Предварительное определение внешнего диаметра вершин зубьев шестерни. Для определения диаметра заготовки конической шестерни (см. далее п. 7) необходимо знать внешний диаметр вершин зубьев d'_{ae1}, который предварительно может быть рассчитан по формуле:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$d'_{ae1} = d_{e1} + 2\left(1 + x_{e1}\right) m_e \cos\delta_1 = 112{,}000 + 2\left(1 + 0{,}32\right) 3{,}5 \cos 17{,}56026^\circ = 120{,}809\text{мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$d'_{ae1} = d_{e1} + 1{,}64\left(1 + x_{n1}\right) m_{te} \cos\delta_1 = 77{,}638 + 1{,}64\left(1 + 0{,}28\right) 3{,}529 \cos 17{,}45655^\circ = 84{,}226\text{мм}.$$

Проверочный расчет

7. Проверка пригодности заготовок и выбор материала зубчатых колёс. При выборе материала для изготовления шестерни и колеса следует иметь ввиду, что для варианта т.о. I марки сталей должны быть одинаковы для шестерни и колеса: 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ и др. (см. табл. 1П.6 приложения 1П).

Рассчитаем размеры заготовок для шестерни и колеса.

Диаметр заготовки $D_{заг}$ конической шестерни (рис.2.7, а):

а) для передачи с прямыми зубьями

$$D_{заг} = d'_{ae1} + 6 = 120{,}809 + 6 = 126{,}809\text{мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$D_{заг} = d'_{ae1} + 6 = 84{,}226 + 6 = 90{,}226\text{ мм}.$$

Размеры заготовки $S_{заг}$ и $C_{заг}$ конического колеса (рис. 2.7,б):

а) для передачи с прямыми зубьями

$$S_{заг} = 8\, m_e = 8 \cdot 3{,}5 = 28\text{мм};$$

$$C_{заг} = 0{,}5\, b = 0{,}5 \cdot 35 = 17{,}5\text{мм};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$S_{заг} = 8\, m_{te} = 8 \cdot 3{,}529 = 28{,}2\text{мм};$$

$$C_{заг} = 0{,}5\, b = 0{,}5 \cdot 35 = 17{,}5\text{мм}.$$

Диаметр заготовки $D_{заг}$ и наибольшую из величин $S_{заг}$ и $C_{заг}$ сравниваем с предельными соответственно $D_{пред}$ и $S_{пред}$ по табл. 1П.7 приложения 1П для приня-

того вида термообработки и выбираем материал для изготовления зубчатых колес:

для передачи с прямыми зубьями:

а) для шестерни при т.о. улучшение и твердости поверхности 269…302 НВ для стали 40ХН:

$$D_{заг} = 126{,}809 \text{ мм} < D_{пред} = 200 \text{ мм};$$

б) для колеса при т.о. улучшение и твердости *235…262* НВ для стали 40ХН:

$$S_{заг} = 28 \text{ мм} < S_{пред} = 200 \text{ мм}.$$

Таким образом, материал шестерни и колеса передачи с прямыми зубьями – сталь 40ХН;

для передачи с круговыми зубьями:

а) для шестерни при т.о. улучшение и твердости поверхности 269…30*2* НВ для стали 40Х:

$$D_{заг} = 90{,}226 \text{мм} < D_{пред} = 125 \text{мм};$$

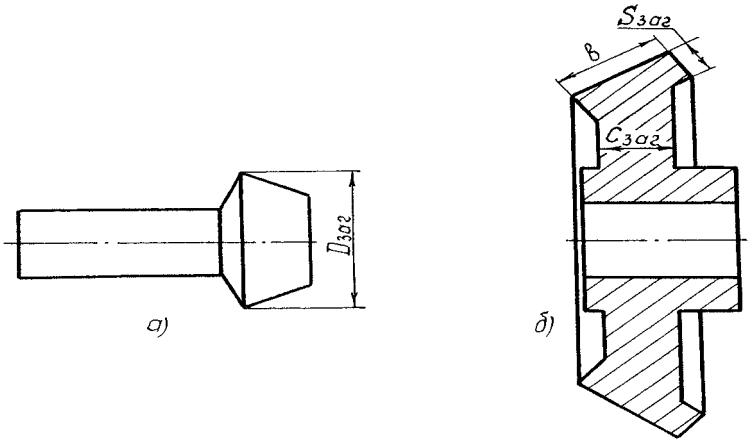


Рис. 2.7

б) для колеса при т.о. улучшение и твердости 235…262 НВ для стали 40Х:

$$S_{заг} = 28{,}2 \text{мм} < S_{пред} = 125 \text{мм}.$$

Материал шестерни и колеса передачи с круговыми зубьями – сталь 40Х.

8. Выбор степени точности передачи. Средняя окружная скорость зубчатых колес передачи:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\upsilon = \frac{\pi\, d_{m2}\, n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3{,}14 \cdot 320{,}170 \cdot 309}{60 \cdot 10^3} = 5{,}2 \text{ м/с},$$

где $n_2 = \frac{n_Э}{u_Ф} = \frac{975}{3{,}16} = 309 \text{ мин}^{-1}$;

б) для передачи с круговыми зубьями

$$\upsilon = \frac{\pi\, d_{m2}\, n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3{,}14 \cdot 213{,}640 \cdot 307}{60 \cdot 10^3} = 3{,}4 \text{ м/с},$$

где $n_2 = \frac{n_Э}{u_Ф} = \frac{975}{3{,}18} = 307 \text{ мин}^{-1}$.

По табл. 1П.15 приложения 1П выбираем для передачи с прямыми зубьями 7-ю степень точности, для передачи с круговыми зубьями – 8-ю степень точности.

9. Уточнение допускаемого контактного напряжения при проверочном расчёте на сопротивление контактной усталости. По рекомендации в п. 2.1:параметр шероховатости *Ra* профиля зубьев:

а) для передачи с прямыми зубьями $Ra = 0{,}8$ мкм;

б) для передачи с круговыми зубьями $Ra = 1{,}6$ мкм.

Коэффициент Z_R, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев:

а) для передачи с прямыми зубьями $Z_R = 1$;

б) для передачи с круговыми зубьями $Z_R = 0{,}95$.

Коэффициент Z_V, учитывающий влияние окружной скорости зубчатых колес:

а) для передачи с прямыми зубьями при $\upsilon > 5$ *м/с*

$$Z_V = 0{,}85\upsilon^{0{,}1} = 0{,}85 \cdot 5{,}2^{0{,}1} = 1{,}18;$$

б) для передачи с круговыми зубьями при $\upsilon < 5$ *м/с* $Z_V = 1$.

Тогда уточненная величина допускаемого контактного напряжения при проверочном расчете на сопротивление контактной усталости по формуле (2.10):

а) для передачи с прямыми зубьями:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\lim 1} Z_{N1}}{S_{H1}} Z_R Z_V = \frac{641 \cdot 0{,}87}{1{,}1} \cdot 1 \cdot 1{,}18 = 598 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H\lim 2} Z_{N21}}{S_{H2}} Z_R Z_V = \frac{567 \cdot 0{,}91}{1{,}1} \cdot 1 \cdot 1{,}18 = 553 \text{ МПа};$$

б) для передачи с круговыми зубьями:

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{H\lim 1} Z_{N1}}{S_{H1}} Z_R Z_V = \frac{641 \cdot 0{,}87}{1{,}1} \cdot 0{,}95 \cdot 1 = 482 \text{ МПа};$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{H lim 2} Z_{N21}}{S_{H2}} Z_R Z_V = \frac{567 \cdot 0{,}91}{1{,}1} \cdot 0{,}95 \cdot 1 = 446 \text{ МПа}.$$

В качестве расчетного допускаемого контактного напряжения принимаем (см. рекомендации в п. 2.1):

а) для передачи с прямыми зубьями

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min} = [\sigma_H]_2 = 553 \text{МПа};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$[\sigma_H] = 0{,}45([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2 = 0{,}45(482 + 446) = 418 \text{МПа}.$$

Так как получили $[\sigma_H] = 418$ МПа $< [\sigma_H]_{\min} = 446$ МПа, то для передачи с круговыми зубьями принимаем окончательно, с целью выполнения условия (2.20), $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min} = [\sigma_H]_2 = 446$ МПа;

10. Проверочный расчёт передачи на сопротивление контактной усталости. Коэффициент $K_{H\alpha}$, учитывающий распределение нагрузки между зубьями, принимается для передачи с прямыми и круговыми зубьями $K_{H\alpha} = 1$.

Уточним параметр γ для окончательного значения коэффициента $\Psi_{b\,\mathrm{Re}}$:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\gamma = \frac{\Psi_{b\,\mathrm{Re}} \cdot u_\Phi}{2 - \Psi_{b\,\mathrm{Re}}} = \frac{0{,}19 \cdot 3{,}16}{2 - 0{,}19} = 0{,}33;$$

б) для передачи с круговыми зубьями при твердости колеса $HB_2 \le 350$ и любой твердости шестерни параметр γ можно не рассчитывать.

По табл. 1П.19 приложения 1П уточняем коэффициент $K_{H\beta}$: для передачи с прямыми зубьями $K_{H\beta} = 1{,}03$; для передачи с круговыми зубьями $K_{H\beta} = 1$, так как $HB_2 \le 350$.

Коэффициент динамической нагрузки K_{HV} по табл. 1П.22 приложения 1П интерполяцией:

а) для передачи с прямыми зубьями $K_{HV} = 1{,}21$;

б) для передачи с круговыми зубьями $K_{HV} = 1{,}04$;

Коэффициент нагрузки K_H при расчете на сопротивление контактной усталости:

а) для передачи с прямыми зубьями $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} = 1 \cdot 1{,}03 \cdot 1{,}21 = 1{,}25$;

б) для передачи с круговыми зубьями $K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} = 1 \cdot 1 \cdot 1{,}04 = 1{,}04$.

Окружная сила в зацеплении:

а) для передачи с прямыми зубьями $F_t = \dfrac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{m2}} = \dfrac{2 \cdot 10^3 \cdot 381}{320{,}170} = 2380$ Н;

б) для передачи с круговыми зубьями $F_t = \dfrac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_{m2}} = \dfrac{2 \cdot 10^3 \cdot 381}{213{,}640} = 3567$ Н.

Уточним коэффициент ϑ_H, учитывающий влияние вида зубьев (см. п. 3). Для передачи с прямыми зубьями коэффициент ϑ_H остался прежним ($\vartheta_H = 0{,}85$). Для передачи с круговыми зубьями, учитывая новое значение $u_\Phi = 3{,}18$, имеем

$\vartheta_H = 1{,}22 + 0{,}21 u_\Phi = 1{,}22 + 0{,}21 \cdot 3{,}18 = 1{,}89$,

т.е. также остался прежним (см. п. 3).

Тогда условие сопротивления контактной усталости:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\sigma_н = 470 \sqrt{\frac{F_t K_H}{\vartheta_H d_{e2} b} \sqrt{u_\Phi^2 + 1}} = 470 \sqrt{\frac{2380 \cdot 1{,}25}{0{,}85 \cdot 353{,}500 \cdot 35} \sqrt{3{,}16^2 + 1}} = 455 \text{МПа} < [\sigma_H] = 553 \text{ МПа};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$\sigma_н = 470 \sqrt{\frac{F_t K_H}{\vartheta_H d_{e2} b} \sqrt{u_\Phi^2 + 1}} = 470 \sqrt{\frac{3567 \cdot 1{,}04}{1{,}89 \cdot 247{,}030 \cdot 35} \sqrt{3{,}18^2 + 1}} = 409 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 446 \text{ МПа}.$$

Условие сопротивления контактной усталости выполняется для передачи как с прямыми, так и круговыми зубьями.

Примечания: 1.При $\sigma_H > [\sigma_H]$ перегрузка должна быть не более *4%*, т.е. $\Delta\sigma_H = (\sigma_H - [\sigma_H])/[\sigma_H] \cdot 100\% \le [\Delta\sigma_н] = 4\%$. 2. Если σ_H превышает $[\sigma_H]$ более чем на 4%, то следует увеличить ширину зубчатого венца, приняв новое значение b' по формуле $b' = b\ (\sigma_H / [\sigma_H])^2$ и опять проверить условие сопротивления контактной усталости, уточнив при этом параметры, зависящие от нового значения b'. 3. Если увеличение ширины зубчатого венца не даёт должного результата, то надо либо увеличить диаметр d_{e2}, либо вы-

брать другой вариант термообработки, пересчитать допускаемые контактные напряжения и повторить весь расчёт передачи.

11. Определение допускаемого напряжения изгиба при расчёте зубьев на сопротивление усталости при изгибе. Предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, для передачи с прямыми и круговыми зубьями определяем по табл. 1П.9 приложения 1П:

а) для шестерни (т.о. улучшение) $\sigma_{F\lim 1} = 1{,}75\, H_{HB1} = 1{,}75 \cdot 285{,}5 = 500$ МПа;

б) для колеса (т.о. улучшение) $\sigma_{F\lim 2} = 1{,}75\, H_{HB2} = 1{,}75 \cdot 248{,}5 = 435$ МПа.

Так как базовое число напряжений для всех марок сталей $N_{F\lim} = 4 \cdot 10^6$, то для шестерни и колеса $N_{F\lim 1} = N_{F\lim 2} = 4 \cdot 10^6$.

Коэффициент долговечности Y_N при расчете на изгиб определяется для конической передачи как с прямыми, так и круговыми зубьями таким же образом, как и для цилиндрической передачи (см. п. 2.1). Для определения коэффициента Y_N используется формула (2.22). При этом, эквивалентное число циклов напряжений N_{FE}, используемое в формуле для расчета Y_N, рассчитывается по формуле (2.6). Аналогичным образом принимается показатель q_F и максимальная величина $Y_{N\max}$.

В нашем примере величины q_F и $Y_{N\max}$:

а)для шестерни (т.о. улучшение, твердость поверхности зубьев H_1<350 НВ)

$q_F = 6$; $Y_{N\max} = 4$;

б) для колеса (т.о. улучшение, твердость поверхности зубьев H_2<*350* НВ)

$q_F = 6$; $Y_{N\max} = 4$.

Определим эквивалентное число циклов напряжений:

$N_{FE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 975 \cdot 12 \cdot 10^{3\cdot} \cdot 0{,}3 = 210 \cdot 10^6$;

$N_{FE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_{F2} = 60 \cdot 1 \cdot 308 \cdot 12 \cdot 10^{3\cdot} \cdot 0{,}3 = 67 \cdot 10^6$,

где $\mu_{F1} = \mu_{F2} = 0{,}3$ для $q_F = 6$ (см. табл. 1П.8 приложения 1П).

Тогда коэффициент долговечности Y_N по формуле (2.22):

$Y_{N1} = \sqrt[q_F]{\dfrac{N_{F\lim 1}}{N_{FE1}}} = \sqrt[6]{\dfrac{4 \cdot 10^6}{210 \cdot 10^6}} = 0{,}52;$ так как получили Y_{N1}<1, принимаем Y_{N1}=1;

$Y_{N2} = \sqrt[q_F]{\dfrac{N_{F\lim 2}}{N_{FE2}}} = \sqrt[6]{\dfrac{4 \cdot 10^6}{67 \cdot 10^6}} = 0{,}63;$ так как получили Y_{N2}<1, принимаем Y_{N2}=1.

Коэффициент запаса прочности S_F (см. табл. 1П.9 приложения 1П) для шестерни и колеса (т.о. улучшение) $S_{F1} = S_{F2} = 1{,}7$.

Принимаем коэффициент реверсивности передачи $Y_A = 1$, так как передача нереверсивная (для реверсивных передач $Y_A = 0{,}7 \ldots 0{,}8$; большие значения - при *H*>350 НВ). Тогда допускаемое напряжение изгиба при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе:

$[\sigma_F]_1 = \dfrac{\sigma_{F\lim 1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_A = \dfrac{500}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 = 294$ МПа;

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim 2}}{S_{F2}} Y_{N2} Y_A = \frac{435}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 = 256 \text{ МПа}.$$

12. Проверочный расчёт зубьев на сопротивление усталости при изгибе. Эквивалентное число зубьев z_V **:**

а) для передачи с прямыми зубьями:

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1} = \frac{32}{\cos 17{,}56026^\circ} \cong 34;$$

$$z_{V2} = \frac{z_2}{cos\,\delta_2} = \frac{101}{cos\,72{,}43974^\circ} \cong 335;$$

б) для передачи с круговыми зубьями:

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos\delta_1 \cos^3\beta_m} = \frac{22}{\cos 17{,}45655^\circ \cdot \cos^3 35^\circ} \cong 42;$$

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos\delta_2 \cos^3\beta_m} = \frac{70}{\cos 72{,}54345^\circ \cdot \cos^3 35^\circ} \cong 425.$$

Коэффициент Y_{FS}, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, рекомендуется определять по формуле, предлагаемой Д. Н. Решетовым [4] для цилиндрической передачи, с увеличением результата на 20%:

$$Y_{FS} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{z_V} - 27{,}9\frac{x}{z_V} + 0{,}092\,x^2,$$

где коэффициент смещения x подставляется со своим знаком.

Тогда:

а) для передачи с прямыми зубьями:

шестерня ($z_{V1} = 34$; $x_{e1} = 0{,}32$)

$$Y_{FS1} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{z_{V1}} - 27{,}9\frac{x_{e1}}{z_{V1}} + 0{,}092\,x_{e1}^2 = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{34} - 27{,}9\frac{0{,}32}{34} + 0{,}092 \cdot 0{,}32^2 = 3{,}61;$$

колесо ($z_{V2} = 335$; $x_{e2} = -0{,}32$)

$$Y_{FS2} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{z_{V2}} - 27{,}9\frac{x_{e2}}{z_{V2}} + 0{,}092 x_{e2}^2 = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{335} - 27{,}9\frac{(-0{,}32)}{335} + 0{,}092 \cdot (-0{,}32)^2 = 3{,}56.$$

Полученные результаты увеличиваем на 20% и окончательно принимаем:

$Y_{FS1} = 1{,}2 \cdot 3{,}61 = 4{,}33$; $Y_{FS2} = 1{,}2 \cdot 3{,}56 = 4{,}27$;

б) для передачи с круговыми зубьями:

шестерня ($z_{V1} = 42$; $x_{n1} = 0{,}28$)

$$Y_{FS1} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{z_{V1}} - 27{,}9\frac{x_{n1}}{z_{V1}} + 0{,}092 x_{n1}^2 = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{42} - 27{,}9 \cdot \frac{0{,}28}{42} + 0{,}092 \cdot 0{,}28^2 = 3{,}60;$$

колесо ($z_{V2} = 425$; $x_{n2} = -0{,}28$)

$$Y_{FS2} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{z_{V2}} - 27{,}9\frac{x_{n2}}{z_{V2}} + 0{,}092 x_{n2}^2 = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{425} - 27{,}9 \cdot \frac{(-0{,}28)}{425} + 0{,}092 \cdot (-0{,}28)^2 = 3{,}54.$$

Полученные результаты увеличиваем на 20% и окончательно принимаем:

$Y_{FS1} = 1{,}2 \cdot 3{,}60 = 4{,}32$; $Y_{FS2} = 1{,}2 \cdot 3{,}54 = 4{,}25$.

Коэффициент нагрузки при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе

$$K_F = K_{F\alpha}\, K_{F\beta}\, K_{FV}.$$

Физический смысл коэффициентов, $K_{F\alpha}, K_{F\beta}$ и K_{FV} тот же, что и коэффициентов $K_{H\alpha}$, $K_{H\beta}$ и K_{HV} (здесь индекс *«F»* обозначает, что эти коэффициенты используются при расчете зубьев на изгиб).

Определим коэффициенты $K_{F\alpha}$, $K_{F\beta}$ и K_{FV}.

Коэффициент $K_{F\alpha}$ =1 - для передачи с прямыми и круговыми зубьями.

Коэффициент $K_{F\beta}$:

а) для передачи с прямыми зубьями $K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1)1{,}5 = 1 + (1{,}03 - 1)1{,}5 = 1{,}05;$

б) для передачи с круговыми зубьями $K_{F\beta} = 1 + (K_{H\beta} - 1)1{,}5 = 1 + (1 - 1)1{,}5 = 1.$

Коэффициент K_{FV} по табл. 1П.22 приложения 1П интерполяцией:

а) для передачи с прямыми зубьями K_{FV} = 1,5;

б) для передачи с круговыми зубьями K_{FV} = 1,12.

Тогда коэффициент нагрузки K_F:

а) для передачи с прямыми зубьями $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} = 1 \cdot 1{,}05 \cdot 1{,}5 = 1{,}58;$

б) для передачи с круговыми зубьями $K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} = 1 \cdot 1 \cdot 1{,}12 = 1{,}12.$

Коэффициент ϑ_F :

а) для передачи с прямыми зубьями $\vartheta_F \approx \vartheta_H = 0{,}85$;

б) для передачи с круговыми зубьями (см. табл. 1П.21 приложения 1П для варианта термообработки I) $\vartheta_F = 0{,}94 + 0{,}08\, u_\Phi = 0{,}94 + 0{,}08 \cdot 3{,}18 = 1{,}19.$

Окончательно условие сопротивления усталости зубьев при изгибе:

а) для передачи с прямыми зубьями:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{\vartheta_F\, b\, m_e} K_F Y_{FS2} = \frac{2380}{0{,}85 \cdot 35 \cdot 3{,}5} 1{,}58 \cdot 4{,}27 = 154 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 256 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} = 154 \frac{4{,}33}{4{,}27} = 156 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 294 \text{ МПа};$$

б) для передачи с круговыми зубьями:

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{\vartheta_F\, b\, m_{te}} K_F Y_{FS2} = \frac{3567}{1{,}19 \cdot 35 \cdot 3{,}529} 1{,}12 \cdot 4{,}25 = 116 \text{ МПа} < [\sigma_F]_2 = 256 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = \sigma_{F2} \frac{Y_{FS1}}{Y_{FS2}} = 116 \frac{4{,}32}{4{,}25} = 118 \text{ МПа} < [\sigma_F]_1 = 294 \text{ МПа}.$$

Условия сопротивления усталости зубьев при изгибе соблюдаются как для передачи с прямыми, так и для передачи с круговыми зубьями.

13. Проверочный расчёт передачи на контактную прочность при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета - проверка статической прочности зубьев при кратковременных перегрузках, не учтенных при расчете на сопротивление контактной усталости.

Предельно допускаемое контактное напряжение $[\sigma_{H\max}]$, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя обычно определяют для менее прочного зубчатого колеса. В нашем примере менее прочным является колесо, для которого по табл. 1П.9 приложения 1П $[\sigma_{H\max}]_2 = 2{,}8\sigma_T$, где σ_T - см. табл. 1П.7 приложения 1П.

Для передачи с прямыми зубьями (материал колеса - сталь 40ХН, $\sigma_T = 630$МПа) $[\sigma_{H\max}]_2 = 2{,}8 \cdot 630 = 1764$ МПа .

Для передачи с круговыми зубьями (материал колеса - сталь 40Х, $\sigma_T = 640$МПа) $[\sigma_{H\max}]_2 = 2{,}8 \cdot 640 = 1792$ МПа .

Тогда условие контактной прочности при действии пиковой нагрузки:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{пик}}{T_{\max}}} = 455\sqrt{1{,}6} = 576 \text{ МПа} < [\sigma_{н\max}]_2 = 1764 \text{ МПа};$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{пик}}{T_{\max}}} = 409\sqrt{1{,}6} = 517 \text{ МПа} < [\sigma_{н\max}]_2 = 1792 \text{ МПа},$$

где $\frac{T_{пик}}{T_{\max}} = 1{,}6$ - кратковременная перегрузка привода (см. исходные данные); σ_H - см. п. 10.

Условие контактной прочности выполняется.

14. Проверочный расчёт передачи при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке). Цель данного расчета - проверка статической прочности зубьев при кратковременных перегрузках, не учтенных при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе. При этом расчет проводят отдельно для шестерни и колеса.

Предельно допускаемое напряжение изгиба, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба, для принятого варианта термообработки по табл. 1П.9 приложения 1П $[\sigma_{F\max}] = 2{,}74\, H_{HB}$.

Для передачи с прямыми и круговыми зубьями:

$[\sigma_{F\max}]_1 = 2{,}74\, H_{HB1} = 2{,}74 \cdot 285{,}5 = 782$ МПа ;

$[\sigma_{F\max}]_2 = 2{,}74\, H_{HB2} = 2{,}74 \cdot 248{,}5 = 681$ МПа .

Тогда условие прочности передачи при изгибе пиковой нагрузкой:

а) для передачи с прямыми зубьями:

$$\sigma_{F\max 1} = \sigma_{F1} \frac{T_{пик}}{T_{\max}} = 156 \cdot 1{,}6 = 250 \text{ МПа} < [\sigma_{F\max}]_1 = 782 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\max 2} = \sigma_{F2} \frac{T_{пик}}{T_{max}} = 154 \cdot 1{,}6 = 246 \text{ МПа} < [\sigma_{F\max}]_2 = 681 \text{ МПа}.$$

б) для передачи с круговыми зубьями:

$$\sigma_{F\max 1} = \sigma_{F1} \frac{T_{пик}}{T_{max}} = 118 \cdot 1{,}6 = 189 \text{ МПа} < [\sigma_{F\max}]_1 = 782 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\max 2} = \sigma_{F2} \frac{T_{пик}}{T_{max}} = 116 \cdot 1{,}6 = 186 \text{ МПа} < [\sigma_{F\max}]_2 = 681 \text{ МПа},$$

где σ_{F1} и σ_{F2} - см. п. 12.

Таким образом, прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой обеспечивается.

15. Определение сил в зацеплении конической передачи. Равнодействующую сил нормального давления F_N обычно считают приложенной в среднем сечении зуба на диаметре d_m и раскладывают на три составляющие: окружную силу F_t, радиальную силу F_r и осевую силу F_a.

Однако, прежде чем определить силы F_t, F_r и F_a, установим направление вращения шестерни конической передачи. Это направление будет зависеть от того, в каком направлении должен вращаться приводной вал. Обычно приводные валы цепных и ленточных конвейеров нереверсивны, т.е. вращаются только в одном направлении. При этом направление вращения приводного вала выбирается таким образом, чтобы грузовая ведущая ветвь тягового элемента (цепи или ленты) набегала на приводную тяговую звездочку (у цепного конвейера) или барабан (у ленточного конвейера). Грузовой чаще всего является верхняя ветвь тягового элемента. В нашем примере редуктор устанавливается в приводе цепного конвейера (рис. 1.1), где направление вращения приводного вала указано на схеме привода (см. вид А). Для того, чтобы обеспечить указанное направление (против часовой стрелки) необходимо, чтобы шестерня конической передачи вращалась по часовой стрелке, если смотреть на нее с вершины делительного конуса.

Определим теперь величины сил F_t, F_r и F_a для конической передачи.

Передача с прямыми зубьями. Окружная сила на шестерне и колесе $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2380$ Н, где $F_t = 2380$ Н - см. п. 10.

Далее на основании табл. 1П.23 определим остальные силы в зацеплении.

Радиальная сила на шестерне $F_{r1} = F_{t1}\, tg\alpha \cos\delta_1 = 2380 \cdot tg20° \cdot \cos 17{,}56026° = 826$ Н.

Осевая сила на колесе $F_{a2} = F_{r1} = 826$ Н.

Осевая сила на шестерне $F_{a1} = F_{t1}\, tg\alpha \sin\delta_1 = 2380 \cdot tg20° \cdot \sin 17{,}56026° = 261$ Н.

Радиальная сила на колесе $F_{r2} = F_{a1} = 261$ Н.

Схема сил в зацеплении при вращении шестерни по часовой стрелке дана на рис. 3,*а* табл. 1П.23 приложения 1П.

Передача с круговыми зубьями. В отличие от передачи с прямыми зубьями, в которой осевая сила на шестерне F_{a1} всегда направлена от вершины делительного конуса к основанию, в передаче с круговыми зубьями такое наблюдается не всегда. В последней может быть случай, когда сила F_{a1} направлена от основания к вершине конуса.

Осевая сила на шестерне F_{a1} будет положительна, т.е. направлена от вершины конуса к основанию в том случае, если направление линии зуба шестерни совпадает с направлением её вращения (если смотреть на шестерню с вершины конуса). Например, направление линии зуба шестерни правое, направление её вращения – по часовой стрелке или направление линии зуба шестерни левое, направление её вращения – против часовой стрелки (см. рис. 4,*а,б* в табл. 1П.23 приложения 1П).

Осевая сила на шестерне F_{a1} направлена от основания к вершине конуса в том случае, если направление линии зуба шестерни не совпадает с направлением её вращения (см. рис. 5, *а*, *б* табл. 1П.23 приложения 1П). Следует отметить, что последний случай может наблюдаться в реверсивных передачах.

Рекомендации по определению сил в зацеплении конической передачи с круговыми зубьями приведены в табл. 1П.23 приложения 1П.

В нашем примере мы установили, что шестерня должна вращаться по часовой стрелке. Следовательно, для того, чтобы осевая сила на шестерни F_{a1} была направлена от вершины конуса к основанию, принимаем направление линии зуба шестерни - правое, колеса – левое.

Тогда окружная сила на шестерне и колесе $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 3567$ Н,

где $F_t = 3567$ Н - см. п. 10.

Для нахождения радиальной F_{r1} и осевой F_{a1} сил на шестерне определим предварительно коэффициенты радиальной γ_r и осевой γ_a сил для случая, когда направление линии зуба шестерни совпадает с направлением её вращения:

$$\gamma_r = 0{,}444\cos\delta_1 - 0{,}7\sin\delta_1 = 0{,}444\cos 17{,}45655^\circ - 0{,}7\sin 17{,}45655^\circ = 0{,}214;$$

$$\gamma_a = 0{,}444\sin\delta_1 + 0{,}7\cos\delta_1 = 0{,}444\sin 17{,}45655^\circ + 0{,}7\cos 17{,}45655^\circ = 0{,}801.$$

Тогда:

радиальная сила на шестерне $F_{r1} = F_{t1}\gamma_r = 3567 \cdot 0{,}214 = 763$ Н;

осевая сила на шестерне $F_{a1} = F_{t1}\gamma_a = 3567 \cdot 0{,}801 = 2857$ Н;

осевая сила на колесе $F_{a2} = F_{r1} = 763$ Н;

радиальная сила на колесе $F_{r2} = F_{a1} = 2857$ Н.

Схема сил для данного расчётного случая приведена на рис. 7,*а* (см. табл. 1П.23 приложения 1П). В этой же таблице на рис. 7,б дана схема сил для нашего примера, когда направление линии зуба шестерни не совпадает с направлением её вращения.

16. Выбор осевой формы зубьев конической передачи. В зависимости от того, как изменяются размеры сечений по длине зуба конические зубчатые колеса выполняют трех форм (ГОСТ 19326 - 73):

а) осевая форма I - пропорционально понижающиеся зубья (рис 2.8 и 2.9, *а*);

б) осевая форма II - понижающиеся зубья (рис 2.9, *б,в*);

в) осевая форма III - равновысокие зубья (рис. 2.9, *г*).

Осевая форма I. Размеры поперечных сечений зуба расчетного конического зубчатого колеса осевой формы I изменяются пропорционально расстоянию этих сечений от вершины конуса (рис. 2.8)**.** При этом все поперечные сечения зуба геометрически подобны. На практике с целью обеспечения постоянного радиального зазора по ширине зубчатого колеса принимают углы: $\theta_{a1} = \theta_{f2}$ и $\theta_{a2} = \theta_{f1}$. Поэтому в такой конической зубчатой передаче вершины конусов делительного и впадин соответствующего зубчатого колеса сходятся в одной точке, которая не совпадает с вершиной конуса вершин зубьев (см. рис. 2.9,*а*).

Осевая форма I является единственной для конических передач с прямыми зубьями. Для конических передач с круговыми зубьями осевую форму I используют при:

$$m_{nm} \geq 2 \text{ мм};\ R_m = 60...650 \text{ мм};\ \beta_m = 35^\circ;\ z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 20...100.$$

Для нарезания круговых зубьев осевой формы I используют односторонний способ, когда при данной настройке станка профилируется только одна сторона зуба. При этом используется как односторонняя зуборезная головка (рис. 2.10, *а, б*), так и двусторонняя (рис. 2.10, *в, г*). Для обработки противоположных сто-

рон зубьев производится переналадка станка. Такой способ нарезания используется в единичном и мелкосерийном производствах. В крупносерийном и массовом производствах для нарезания зубьев данной формы при обработке каждой стороны зуба используют отдельный станок и отдельную зуборезную головку или применяют осевую форму II.

Осевая форма II. При данной форме зубьев вершины конусов делительного и впадин не совпадают. Вершина конуса впадин располагается таким образом, что ширина дна впадины зубьев шестерни и колеса остается постоянной по длине зуба, т.е. обеспечивается параллельность (эквидистантность) линий, образующих дно впадины. В то же время толщина зуба на делительном конусе возрастает пропорционально расстоянию от его вершины.

Основное достоинство осевой формы II - возможность обработки зубьев по обеим сторонам одновременно одним и тем же инструментом. Для этой цели широко используются двусторонние зуборезные головки (рис. 2.10, *г*) с внут-

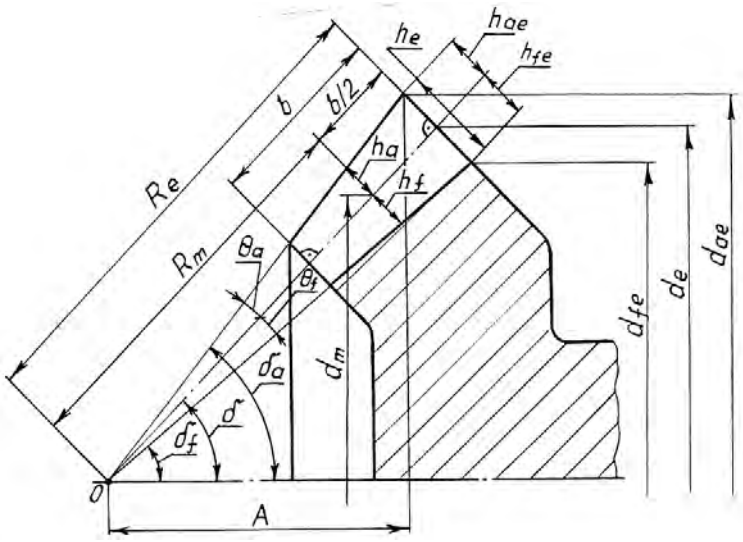


Рис. 2.8

ренними 2 и наружными 3 резцами, ширина развода которых и определяет постоянную ширину дна впадины зубьев.

Осевая форма II является основной для конических передач с круговыми зубьями, особенно в крупносерийном и массовом производствах, и применяется при: $m_{nm} = 0{,}4...25$мм; $R_m = 6...700$ мм; $\beta_m = 35°$; $z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = 24...100$.

Осевая форма III. При данной осевой форме образующие конусов делительного, впадин и вершин параллельны. Высота зуба постоянна по всей длине. Осевая форма зубьев III применяется для конических передач с круговыми зубьями при: $m_{nm} = 2....25$ мм; $R_m = 75....750$ мм; $\beta_m = 35°$; $z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} > 40$.

Осевая форма III находит ограниченное применение.

В нашем примере для конической передачи с прямыми зубьями принимаем осевую форму I.

Для выбора осевой формы зубьев конической передачи с круговыми зубьями определим предварительное число зубьев плоского колеса z_Σ :

$$z_\Sigma = \sqrt{z_1^2 + z_2^2} = \sqrt{22^2 + 70^2} = 73{,}3757.$$

Так как z_Σ находится в диапазоне 20..100, модуль $m_{nm} = 2{,}5$ мм, а $R_m = 111{,}91$ мм, то для передачи с круговыми зубьями принимаем осевую форму I.

17. Геометрический расчёт конической передачи. Геометрический расчет конической передачи предполагает определение:

а) внешней высоты зуба h_e;

б) углов головки Θ_a, ножки зуба Θ_f, конуса вершин δ_a и конуса впадины δ_f;

в) окружной толщины зуба S;

г) внешних диаметров вершин зубьев d_{ae} и впадин $d_{fe;}$

д) расчетного базового расстояния A;

е) номинального диаметра d_o зуборезной головки (для передачи с круговыми зубьями);

ж) коэффициента торцового перекрытия ε_α.

В качестве исходных данных используют величины, полученные при расчете передачи на прочность:

а) внешние делительные диаметры d_{e1} и d_{e2};

б) средние делительные диаметры d_{m1} и d_{m2};

в) внешнее R_e и среднее R_m конусные расстояния;

г) ширина венцов b;

д) числа зубьев z_1 и z_2;

е) средний угол наклона линии зуба β_m (для круговых зубьев);

ж) коэффициенты радиального смещения x_{e1}=-x_{e2} (для прямозубой передачи) и x_{n1} = - x_{n2} (для передачи с круговыми зубьями);

з) внешний окружной модуль m_e (для прямозубой передачи) и средний нормальный модуль m_{nm} (для передачи с круговыми зубьями).

При выполнении практических расчетов геометрических параметров конической передачи с прямыми зубьями согласно ГОСТ 16624 - 74 и круговыми зубьями согласно ГОСТ 19326 - 73 вычисления должны производиться со следующей точностью: линейные размеры - не ниже 0,0001 мм; угловые размеры - не ниже 1′; тригонометрические величины - не ниже 0,00001; отвлеченные величины - не ниже 0,0001, передаточные числа и коэффициенты смещения - не ниже 0,01.

В учебных проектах допустима точность вычисления геометрических параметров, приведенная ниже для рассматриваемого примера.

При выполнении геометрического расчета следует иметь ввиду, что для конической передачи с прямыми зубьями стандартизован исходный контур во внешнем торцовом сечении, для которого в соответствии с ГОСТ 13754-81: угол профиля исходного контура $\alpha = 20^o$; коэффициент высоты головки исходного контура $h_a^* = 1$; коэффициент радиального зазора $c^* = 0{,}2$. Для конической передачи с круговыми зубьями стандартизован средний нормальный исходный контур, параметры которого по ГОСТ 16202 - 81 равны: $\alpha_n = 20°$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0{,}25$..

По этой причине для конической передачи с прямыми зубьями высоту головки h_{ae} и ножки h_{fe} зуба определяют сразу во внешнем торцовом сечении. Для передачи с круговыми зубьями предварительно определяют высоту головки h_a

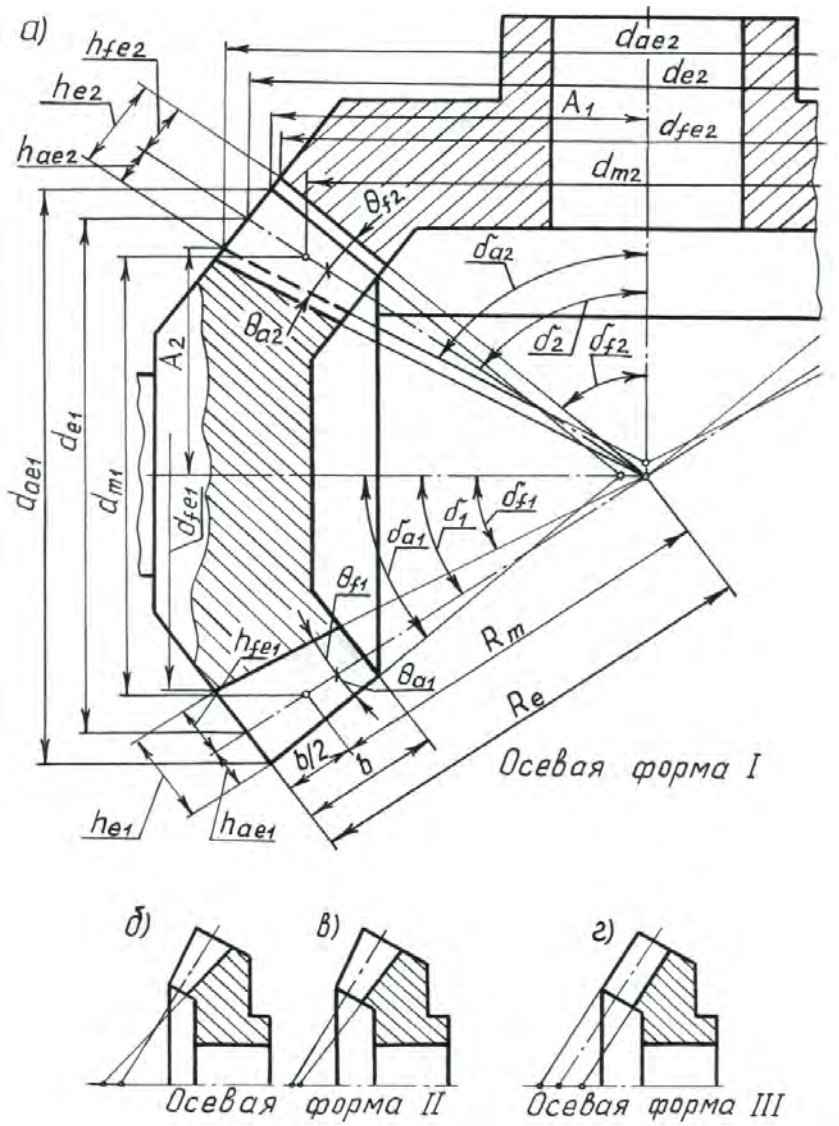


Рис. 2.9

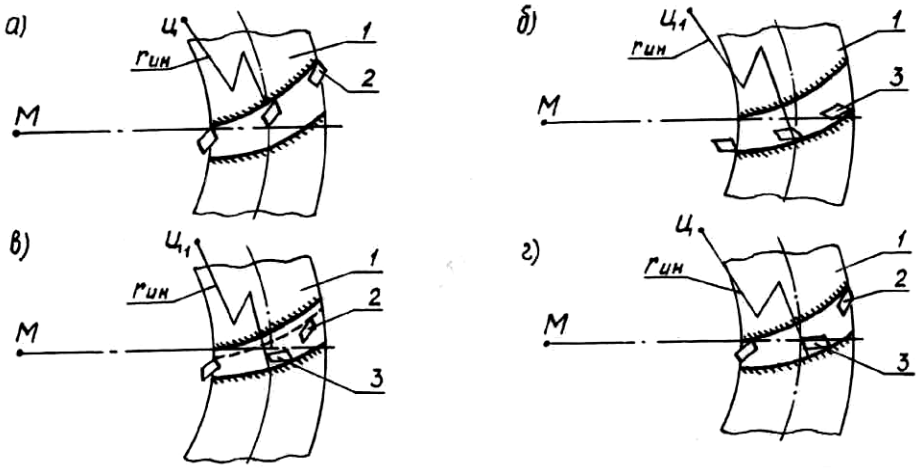


Рис. 2.10:

1-коническое зубчатое колесо; 2 – резцы внутренние; 3 – резцы наружные; М – центр станка; Ц и $Ц_1$ – центры зуборезной головки; $r_{ин}$ – радиус расположения инструмента (резцов)

и ножки h_f зуба в среднем торцевом сечении и только после этого рассчитывают размеры h_{ae} и h_{fe} во внешнем торцовом сечении.

В дальнейших расчетах в терминах среднее торцовое сечение и внешнее торцовое сечение слово «торцовое» опускаем. Параметры передачи во внешнем сечении для краткости будем называть внешними параметрами (например, внешняя высота зуба, внешний диаметр и т.д.).

Геометрический расчёт конической передачи с прямыми и круговыми зубьями осевой формы I. Таким образом, для нашего примера мы приняли, что рассчитываемая коническая передача как с прямыми, так и с круговыми зубьями имеет осевую форму I (см. п.16).

Геометрический расчет рекомендуется проводить в следующей последовательности.

Высота головки зуба:

а) внешняя для передачи с прямыми зубьями при $x_{e1} = 0{,}32$ и $x_{e2} = -0{,}32$

$h_{ae1} = (h_a^* + x_{e1})\, m_e = (1 + 0{,}32)3{,}5 = 4{,}62$ мм; $\quad h_{ae2} = (h_a^* + x_{e2})\, m_e = (1 - 0{,}32)3{,}5 = 2{,}38$ мм;

б) в среднем сечении для передачи с круговыми зубьями при $x_{n1} = 0{,}28$ и $x_{n2} = -0{,}28$

$h_{a1} = (h_a^* + x_{n1})\, m_{nm} = (1 + 0{,}28)2{,}5 = 3{,}20$ мм; $\quad h_{a2} = (h_a^* + x_{n2})\, m_{nm} = (1 - 0{,}28)2{,}5 = 1{,}80$ мм.

Высота ножки зуба:

а) внешняя для передачи с прямыми зубьями при $x_{e1} = 0{,}32$ и $x_{e2} = -0{,}32$

$h_{fe1} = (h_a^* + c^* - x_{e1})\, m_e = (1 + 0{,}2 - 0{,}32)3{,}5 = 3{,}08$ мм;

$h_{fe2} = (h_a^* + c^* - x_{e2})\, m_e = (1 + 0{,}2 + 0{,}32)3{,}5 = 5{,}32$ мм;

б) в среднем сечении для передачи с круговыми зубьями при $x_{n1} = 0{,}28$ и $x_{n2} = -0{,}28$

$h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_{n1})\, m_{nm} = (1 + 0{,}25 - 0{,}28) \cdot 2{,}5 = 2{,}43$ мм;

$h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_{n2})\, m_{nm} = (1 + 0{,}25 + 0{,}28) \cdot 2{,}5 = 3{,}83$ мм.

Угол ножки зуба:

а) для передачи с прямыми зубьями

$\Theta_{f1} = arctg \dfrac{h_{fe1}}{R_e} = arctg \dfrac{3{,}08}{185{,}61} = 0{,}95067°;$

$\Theta_{f2} = arctg \dfrac{h_{fe2}}{R_e} = arctg \dfrac{5{,}32}{185{,}61} = 1{,}64177°;$

б) для передачи с круговыми зубьями

$\Theta_{f1} = arctg \dfrac{h_{f1}}{R_m} = arctg \dfrac{2{,}43}{111{,}91} = 1{,}24391°;$

$\Theta_{f2} = arctg \dfrac{h_{f2}}{R_m} = arctg \dfrac{3{,}83}{111{,}91} = 1{,}96012°.$

Угол головки зуба:

а) для передачи с прямыми зубьями

$\Theta_{a1} = \Theta_{f2} = 1{,}64177°;$

$\Theta_{a2} = \Theta_{f1} = 0{,}95067°;$

б) для передачи с круговыми зубьями

$\Theta_{a1} = \Theta_{f2} = 1{,}96012°;$

$\Theta_{a2} = \Theta_{f1} = 1{,}24391°.$

Угол конуса вершин:

а) для передачи с прямыми зубьями

$\delta_{a1} = \delta_1 + \Theta_{a1} = 17{,}56026° + 1{,}64177° = 19{,}20203°;$

$\delta_{a2} = \delta_2 + \Theta_{a2} = 72{,}43974° + 0{,}95067° = 73{,}39041°;$

б) для передачи с круговыми зубьями

$\delta_{a1} = \delta_1 + \Theta_{a1} = 17{,}45655° + 1{,}96012° = 19{,}41667°;$

$\delta_{a2} = \delta_2 + \Theta_{a2} = 72{,}54345° + 1{,}24391° = 73{,}78736°.$

Угол конуса впадин:

а) для передачи с прямыми зубьями

$\delta_{f1} = \delta_1 - \Theta_{f1} = 17{,}56026° - 0{,}95067° = 16{,}60959°;$

$\delta_{f2} = \delta_2 - \Theta_{f2} = 72{,}43974° - 1{,}64177° = 70{,}79797°;$

б) для передачи с круговыми зубьями

$\delta_{f1} = \delta_1 - \Theta_{f1} = 17{,}45655° - 1{,}24391° = 16{,}21264°;$

$\delta_{f2} = \delta_2 - \Theta_{f2} = 72{,}54345° - 1{,}96012° = 70{,}58333°.$

Окружная толщина зуба:

а) по внешней делительной окружности для передачи с прямыми зубьями

$S_{e1} = (0{,}5\pi + 2x_{e1}tg\alpha + x_{\tau 1})m_e = (0{,}5 \cdot 3{,}14 + 2 \cdot 0{,}32 \cdot tg20° + 0)3{,}5 = 6{,}3103$ мм;

$S_{e2} = \pi\, m_e - S_{e1} = 3{,}14 \cdot 3{,}5 - 6{,}3103 = 4{,}6797$ мм;

б) в среднем нормальном сечении для передачи с круговыми зубьями

$S_{nm1} = (0{,}5 \cdot \pi + 2x_{n1}tg\alpha_n + x_{\tau 1})m_{nm} = (0{,}5 \cdot 3{,}14 + 2 \cdot 0{,}28 \cdot tg20° + 0) \cdot 2{,}5 = 4{,}4346$ мм;

$S_{nm2} = \pi\, m_{nm} - S_{nm1} = 3{,}14 \cdot 2{,}5 - 4{,}4346 = 3{,}4154$ мм.

Увеличение высоты головки зуба при переходе от среднего к внешнему сечению для передачи с круговыми зубьями

$\Delta h_{ae1} = 0{,}5\, b\, tg\Theta_{a1} = 0{,}5 \cdot 35 \cdot tg1{,}96012° = 0{,}599$ мм;

$\Delta h_{ae2} = 0{,}5\, b\, tg\Theta_{a2} = 0{,}5 \cdot 35 \cdot tg1{,}24391° = 0{,}380$ мм.

Внешняя высота головки зуба для передачи с круговыми зубьями

$h_{ae1} = h_{a1} + \Delta h_{ae1} = 3{,}20 + 0{,}599 = 3{,}80$ мм; $\quad h_{ae2} = h_{a2} + \Delta h_{ae2} = 1{,}80 + 0{,}380 = 2{,}18$ мм.

Увеличение высоты ножки зуба при переходе от среднего к внешнему сечению для передачи с круговыми зубьями

$\Delta h_{fe1} = \Delta h_{ae2} = 0{,}380$ мм; $\quad \Delta h_{fe2} = \Delta h_{ae1} = 0{,}599$мм.

Внешняя высота ножки зуба для передачи с круговыми зубьями

$h_{fe1} = h_{f1} + \Delta h_{fe1} = 2{,}43 + 0{,}380 = 2{,}81$ мм; $\quad h_{fe2} = h_{f2} + \Delta h_{fe2} = 3{,}83 + 0{,}599 = 4{,}43$ мм.

Внешняя высота зуба:

а) для передачи с прямыми зубьями

$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} = 4{,}62 + 3{,}08 = 7{,}70$ мм;

$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2} = 2{,}38 + 5{,}32 = 7{,}70$ мм;

б) для передачи с круговыми зубьями

$h_{e1} = h_{ae1} + h_{fe1} = 3{,}80 + 2{,}81 = 6{,}61$ мм;

$h_{e2} = h_{ae2} + h_{fe2} = 2{,}18 + 4{,}43 = 6{,}61$ мм.

Внешний диаметр вершин зубьев:

а) для передачи с прямыми зубьями

$d_{ae1} = d_{e1} + 2\, h_{ae1} \cos\delta_1 = 112{,}00 + 2 \cdot 4{,}62 \cdot \cos 17{,}56026° = 120{,}809$ мм;

$d_{ae2} = d_{e2} + 2\, h_{ae2} \cos\delta_2 = 353{,}500 + 2 \cdot 2{,}38 \cdot \cos 72{,}43974° = 354{,}936$ мм;

б) для передачи с круговыми зубьями

$d_{ae1} = d_{e1} + 2\, h_{ae1} \cos\delta_1 = 77{,}638 + 2 \cdot 3{,}80 \cdot \cos 17{,}45655° = 84{,}888$ мм;

$d_{ae2} = d_{e2} + 2\, h_{ae2} \cos\delta_2 = 247{,}030 + 2 \cdot 2{,}18 \cdot \cos 72{,}54345° = 248{,}338$ мм.

Внешний диаметр впадин зубьев:

а) для передачи с прямыми зубьями

$d_{fe1} = d_{e1} - 2\,h_{fe1}\cos\delta_1 = 112{,}00 - 2\cdot 3{,}08\cdot\cos 17{,}56026° = 106{,}127$ мм;

$d_{fe2} = d_{e2} - 2\,h_{fe2}\cos\delta_2 = 353{,}500 - 2\cdot 5{,}32\cdot\cos 72{,}43974° = 350{,}290$ мм;

б) для передачи с круговыми зубьями

$d_{fe1} = d_{e1} - 2\,h_{fe1}\cos\delta_1 = 77{,}638 - 2\cdot 2{,}81\cdot\cos 17{,}45655° = 72{,}277$ мм;

$d_{fe2} = d_{e2} - 2\,h_{fe2}\cos\delta_2 = 247{,}030 - 2\cdot 4{,}43\cdot\cos 72{,}54345° = 244{,}372$ мм.

Расчетное базовое расстояние (от вершины делительного конуса до плоскости, в которой расположена внешняя окружность вершин зубьев):

а) для передачи с прямыми зубьями

$A_1 = 0{,}5\,d_{e2} - h_{ae1}\sin\delta_1 = 0{,}5\cdot 353{,}500 - 4{,}62\sin 17{,}56026° = 175{,}356$ мм;

$A_2 = 0{,}5\,d_{e1} - h_{ae2}\sin\delta_2 = 0{,}5\cdot 112{,}000 - 2{,}38\sin 72{,}43974° = 53{,}731$ мм;

б) для передачи с круговыми зубьями

$A_1 = 0{,}5\,d_{e2} - h_{ae1}\sin\delta_1 = 0{,}5\cdot 247{,}030 - 3{,}80\sin 17{,}45655° = 122{,}375$ мм;

$A_2 = 0{,}5\,d_{e1} - h_{ae2}\sin\delta_2 = 0{,}5\cdot 77{,}638 - 2{,}18\sin 72{,}54345° = 36{,}739$ мм.

Для конической передачи с круговыми зубьями номинальный диаметр d_0 зуборезной головки:

R_m, мм	… 55…75	72…95	90…120	110…150	140…190	180…240	225…300
d_0, мм	…… 125	160	200	250	315	400	500

В нашем примере при $R_m = 111{,}91$ мм $\quad d_0 = 250$ мм.

Коэффициент торцового перекрытия:

а) для передачи с прямыми зубьями

$$\varepsilon_\alpha = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right) = 1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{32} + \frac{1}{101}\right) = 1{,}748;$$

б) для передачи с круговыми зубьями

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right]\cos\beta_m = \left[1{,}88 - 3{,}2\left(\frac{1}{22} + \frac{1}{70}\right)\right]\cos 35° = 1{,}383.$$

На этом заканчивают геометрический расчет конической передачи с осевой формой зубьев I. Геометрический расчёт конической передачи с круговыми зубьями осевой формы II см. ГОСТ 19326-73 или учебник [2].

ПРИМЕР 2.6. РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Исходные данные для расчета:

а) ступень быстроходная червячно-цилиндрического двухступенчатого нестандартного редуктора индивидуального привода (рис. 1.2 примера 1.2);

б) передаточное число $u_ц = 20$;

в) частота вращения червяка $n_1 = n_{\text{I}} = 1435$ мин$^{-1}$;

г) частота вращения червячного колеса $n_2 = n_{\text{II}} = 72$ мин$^{-1}$;

д) вращающий момент на валу червяка $T_1 = T_{\text{I}} = 19$ Н·м;

е) вращающий момент на валу червячного колеса $T_2 = T_{\text{II}} = 301$ Н·м;

ж) кратковременная перегрузка $K_П = T_{пик} / T_{\max} = 1{,}8$;

з) расчетный срок службы $L_h = 16 \cdot 10^3$ ч;

и) типовой режим нагружения – 2 (средний равновероятный);

к) привод реверсивный;

л) расположение червяка – нижнее горизонтальное (под червячным колесом).

Порядок расчета

1. Выбор материала червяка и венца червячного колеса. Наибольшей нагрузочной способностью обладают червячные передачи, у которых червяки выполнены из легированной стали и витки подвергнуты термообработке до твердости $H_1 \geq 45\,\text{HRC}_\text{Э}$ (закалка ТВЧ, цементация и пр.) с последующим их шлифованием и полированием.

В нашем примере принимаем материал червяка – сталь 40Х, закалка ТВЧ до твердости $H_1 = 45...50\text{HRC}_\text{Э}$ с последующим шлифованием и полированием витков. Тип червяка – эвольвентный $(\mathit{Z1})$.

Выбор материала венца червячного колеса связан со скоростью скольжения υ_S, которую рекомендуется предварительно определять по формуле (2.23)

$$\upsilon_S = 0{,}45 \cdot 10^{-3} n_1 \sqrt[3]{T_2} = 0{,}45 \cdot 10^{-3} \cdot 1435 \sqrt[3]{301} = 4{,}3 \text{ м/с}.$$

По табл. 1П.32 приложения 1П при $\upsilon_S < 5$ м/с в качестве венца червячного колеса принимаем безоловянную бронзу БрА9ЖЗЛ : способ отливки *П* – в песок; $\sigma_B = 425$ МПа; $\sigma_T = 195$ МПа;

2. Определение допускаемых контактных напряжений $[\sigma_H]$ при расчете передачи на сопротивление усталости активных поверхностей зубьев червячного колеса. По формуле (2.28) (см.п.2.1) для материала венца колеса – безоловянная бронза

$$[\sigma_H] = 300 - 25\upsilon_S = 300 - 25 \cdot 4{,}3 = 193 \text{ МПа}.$$

3. Определение основных параметров червячной передачи. Число витков (заходов) червяка зависит от передаточного числа червячной передачи $u_ч$:

$u_ч$	*св.* 8 *до* 14	*св.* 14 *до* 30	*св.* 30
z_1	4	2	1

При $u_ч = 20$ принимаем $z_1 = 2$.

Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 u_ч = 2 \cdot 20 = 40.$$

Из условия отсутствия подрезания зубьев рекомендуется $z_2 \geq 26$.

В нашем примере это условие выполняется.

Коэффициент диаметра червяка q рекомендуется принимать в диапазоне (для силовых передач):

$$q = (0{,}22...0{,}4) z_2 = (0{,}22...0{,}4) 40 = 8{,}8...16.$$

При этом, минимально допустимое значение q из условия жесткости червяка по данным [1,4] $q_{\min} = 0{,}212 z_2$.

По табл.1П.33 приложения 1П принимаем стандартное значение $q = 12{,}5$. Тогда $q / z_2 = 12{,}5 / 40 = 0{,}3125$.

Модуль упругости материалов червяка и колеса: $E_1 = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа - сталь; $E_2 = 0{,}9 \cdot 10^5$ МПа - бронза. Тогда приведенный модуль упругости $E_{пр}$:

$$E_{пр} = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2} = \frac{2 \cdot 2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 0{,}9 \cdot 10^5}{2{,}1 \cdot 10^5 + 0{,}9 \cdot 10^5} = 1{,}26 \cdot 10^5 \text{ МПа}.$$

При вращающем моменте на валу червячного колеса $T_2 = 301\ Н \cdot м = 301 \cdot 10^3$ Н·мм, $[\sigma_H] = 193$ МПа и $q / z_2 = 0{,}3125$ предварительная величина межосевого расстояния

$$a_w' = 0{,}625(q / z_2 + 1)\sqrt[3]{\frac{E_{пр}T_2}{[\sigma_н]^2 (q / z_2)}} = 0{,}625(0{,}3125 + 1)\sqrt[3]{\frac{1{,}26 \cdot 10^5 \cdot 301 \cdot 10^3}{193^2 \cdot 0{,}3125}} = 121{,}6 \text{ мм}.$$

По ряду *Ra*40 (см.табл. 1П.13 приложения 1П) принимаем ближайшее стандартное значение $a_w = 125$ мм.

Предварительная величина модуля зацепления $m' = \frac{2a_w}{q + z_2} = \frac{2 \cdot 125}{12{,}5 + 40} = 4{,}76$ мм.

По табл.1П.33 приложения 1П принимаем стандартное значение $m = 5$ мм. Данной величине m соответствует ранее принятое стандартное значение $q = 12{,}5$.

Коэффициент смещения

$$x = a_w / m - 0{,}5(q + z_2) = 125 / 5 - 0{,}5(12{,}5 + 40) = -1{,}25.$$

При этом необходимо выполнения условия $|x| \le 0{,}75$ (допускается $|x| < 1$).

В нашем случае это условие не выполняется. Изменим число зубьев колеса z_2. Примем $z_2 = 39$. Тогда новое значение x:

$$x = 125 / 5 - 0{,}5(12{,}5 + 39) = -0{,}75,$$

что допустимо.

Уточним передаточное число $u_ц$:

$$u_ц = z_2 / z_1 = 39 / 2 = 19{,}5.$$

Отклонение от ранее принятой величины $u_ц = 20$:

$$\Delta u = \frac{20 - 19{,}5}{20} \cdot 100 = 2{,}5\%.$$

При этом необходимо выполнение условия $|\Delta u_ц| \le 4\%$.

В нашем примере отклонение 2,5% допустимо.

Если в результате изменения числа зубьев z_2 отклонение Δu превышает 4%, то тогда следует изменить m, q или a_w.

В дальнейших расчетах используем фактическое значение $u_ц = 19{,}5$.

*Размеры нарезанной части червяка (*рис.4.30*,б):*

а) делительный диаметр

$$d_1 = qm = 12{,}5 \cdot 5 = 62{,}5 \text{ мм};$$

б) начальный диаметр

$$d_{и1} = d_1 + 2xm = 62{,}5 + 2(-0{,}75)5 = 55 \text{ мм; при } x = 0 \quad d_{и1} = d_1;$$

в) делительный угол подъема линии витков

$$tg\gamma = z_1 / q = 2/12{,}5 = 0{,}16;$$

$$\gamma = 9{,}09027°;$$

г) начальный угол подъема линии витков

$$tg\gamma_w = z_1 m / d_{и1} = 2 \cdot 5 / 55 = 0{,}1818181;$$

$$\gamma_w = 10{,}30484°; \text{ при } x = 0 \quad \gamma_w = \gamma;$$

д) высота головки витков

$$h_{a1} = h^*_{a1} m = 1 \cdot 5 = 5 \text{ мм},$$

где $h^*_{a1} = 1$ - коэффициент высоты головки (для всех видов червяков);

е) диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = 62{,}5 + 2 \cdot 5 = 72{,}5 \text{ мм};$$

ж) высота ножки витков

$$h_{f1} = h^*_{f1} m = 1{,}2 \cdot 5 = 6 \text{ мм},$$

где для эвольвентных червяков коэффициент высоты ножки

$$h^*_{f1} = 1 + 0{,}2\cos\gamma = 1 + 0{,}2\cos 9{,}09027° = 1{,}197 \approx 1{,}2;$$

для архимедовых, конволютных и нелинейчатых червяков $h^*_{f1} = 1{,}2$;

з) диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = 62{,}5 - 2 \cdot 6 = 50{,}5 \text{ мм}.$$

Длину нарезаемой части червяка b_1 определяем по уравнениям, приведенным в табл. 1П.34 приложения 1П. Согласно примечания 2 к данной таблице при $x = -0{,}75$ определяем предварительно b_1 при $x = -0{,}5$ и $x = -1{,}0$ (в данном диапазоне находится $x = -0{,}75$);

$$\text{при } x = -0{,}5 \quad b_1 \geq (8 + 0{,}06z_2) \cdot m = (8 + 0{,}06 \cdot 39) \cdot 5 = 51{,}7 \text{ мм},$$

$$\text{при } x = -1{,}0 \quad b_1 \geq (10{,}5 + z_1) \cdot m = (10{,}5 + 2) \cdot 5 = 62{,}5 \text{ мм}.$$

В качестве расчетной величины принимаем наибольшее значение $b_1 = 62{,}5$ мм. Согласно примечания 1 к табл. 1П.34 при $m < 10$ мм для шлифуемого червяка увеличиваем b_1 на 25 мм. Тогда $b_1 = 62{,}5 + 25 = 87{,}5$ мм.

Принимаем $b_1 = 88$ мм.

Размеры венца червячного колеса (рис. 2.11):

а) делительный диаметр

$$d_2 = mz_2 = 5 \cdot 39 = 195 \text{ мм};$$

б) начальный диаметр (для передачи без смещения и со смещением)

$$d_{w2} = d_2 = 195 \text{ мм};$$

в) высота головки зубьев

$$h_{a2} = h^*_{a2} m = 0{,}25 \cdot 5 = 1{,}25 \text{ мм},$$

где $h^*_{a2} = 1 + x = 1 + (-0{,}75) = 0{,}25$ - коэффициент высоты головки зубьев для передачи со смещением; для передачи без смещения $h^*_{a2} = 1$;

г) диаметр вершин зубьев колеса в среднем сечении

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = 195 + 2 \cdot 1{,}25 = 197{,}5 \text{ мм};$$

д) высота ножки зубьев

$$h_{f2} = h_{f2}^* m = 1{,}95 \cdot 5 = 9{,}75 \text{ мм},$$

где для эвольвентных червяков коэффициент высоты ножки

$$h_{f2}^* = 1 + 0{,}2\cos\gamma - x = 1 + 0{,}2\cos 9{,}09027° + 0{,}75 = 1{,}95;$$

для архимедовых, конволютных и нелинейчатых червяков $h_{f2}^* = 1{,}2 - x$; для передачи без смещения h_{f2}^* определяют при $x = 0$;

е) диаметр впадин зубьев колеса в среднем сечении

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = 195 - 2 \cdot 9{,}75 = 175{,}5 \text{ мм};$$

ж) наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{aM2} \le d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 197{,}5 + \frac{6 \cdot 5}{2 + 2} = 205 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_{aM2} = 205$ мм. Ширину венца b_2 червячного колеса определяют по различным формулам в зависимости от z_1: при $z_1 = 1;2$ $b_2 \le 0{,}75 d_{a1}$; при $z_1 = 4$ $b_2 \le 0{,}67 d_{a1}$.

В нашем примере при $z_1 = 2$

$$b_2 \le 0{,}75 d_{a1} = 0{,}75 \cdot 72{,}5 = 54{,}38 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_2 = 54$ мм.

Условный угол обхвата 2δ червяка венцом колеса:

$$\sin\delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0{,}5m} = \frac{54}{72{,}5 - 0{,}5 \cdot 5} = 0{,}7714285;$$

$$\delta = 50{,}482°; \quad 2\delta = 100{,}964°,$$

что находится в рекомендуемых пределах $2\delta = 90...120°$.

Примечание. На рис. 2.11 показана червячная передача без смещения и с положительным смещением червяка $+xm$. При таком смещении у червячного колеса увеличивается высота головки зубьев h_{a2} и уменьшается высота ножки зубьев h_{f2} в сравнении с передачей без смещения. При отрицательном смещении $-xm$ всё происходит наоборот: уменьшается размер h_{a2} и увеличивается h_{f2} (см. данный пример). У червячного колеса без смещения и нарезанного со смещением инструмента $d_{w2} = d_2$. Параметры червяка в передаче без смещения и со смещением остаются неизменными, за исключением начального диаметра d_{w1}, начального угла подъёма линии витков γ_w и длины нарезаемой части b_1.

4. Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев червячного колеса. Уточним скорость скольжения υ_S. Для этого определим окружную скорость червяка υ_1:

$$\upsilon_1 = \frac{\pi d_1 n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3{,}14 \cdot 62{,}5 \cdot 1435}{60 \cdot 10^3} = 4{,}7 \text{ м/с}.$$

Тогда скорость скольжения υ_S

$$\upsilon_S = \upsilon_1 / \cos\gamma = 4{,}7 / \cos 9{,}09027° = 4{,}8 \text{ м/с},$$

что незначительно отличается от предварительно рассчитанной $\upsilon_S = 4{,}3$ м/с. Оставляем без изменения ранее принятый материал венца червячного колеса – безоловянную бронзу.

Уточним $[\sigma_H]$: $[\sigma_H] = 300 - 25\upsilon_S = 300 - 25 \cdot 4{,}8 = 180$ МПа.

Приведенный угол трения φ между стальным червяком и колесом из бронзы

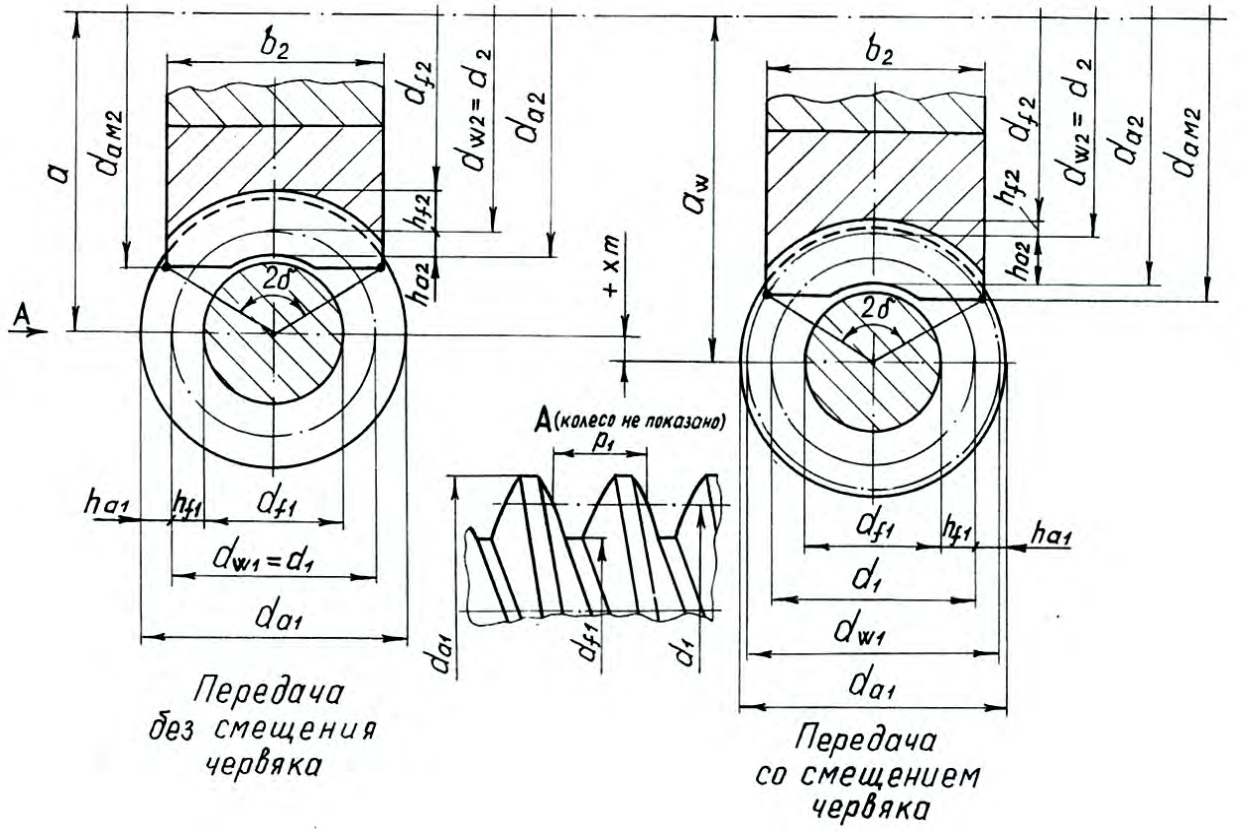


Рис. 2.11

принимают в зависимости от υ_S и материала венца:

υ_S, м/с …	2,0	2,5	3	4	7	10	15
φ (бронза оловянная)	2°00′	1°40′	1°30′	1°20′	1°00′	0°55′	0°50′
φ (бронза безоловянная)	2°30′	2°20′	2°00′	1°40′	1°30′	1°20′	1°10′

В нашем примере линейным интерполированием при $\upsilon_S = 4{,}8$ м/с

$$\varphi = 1°37' = 1{,}6167°.$$

Тогда КПД червячной передачи

$$\eta_ч = \frac{tg\gamma}{tg(\gamma + \varphi)} = \frac{tg9{,}09027°}{tg(9{,}09027° + 1{,}6167°)} = 0{,}85.$$

Уточним вращающий момент на валу червячного колеса

$$T_2 = T_1 u_ч \eta_ч = 19 \cdot 19{,}5 \cdot 0{,}85 = 315 \text{Н} \cdot \text{м} = 315 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

Коэффициент динамической нагрузки K_V при расчете червячной передачи: $K_V = 1$ при $\upsilon_S \le 3$ м/с; $K_V = 1...1{,}3$ при $\upsilon_S > 3$ м/с. В нашем случае $\upsilon_S > 3$ м/с и $K_V = 1{,}1$.

Коэффициент концентрации нагрузки K_β : при постоянной нагрузке (для типового режима нагружения 0) $K_\beta = 1$; при переменной нагрузке (для типовых режимов нагружения 1…5) $K_\beta = 1{,}05...1{,}2$. Принимаем $K_\beta = 1{,}1$.

Коэффициент расчетной нагрузки K_H при расчете передачи на сопротивление контактной усталости:

$$K_H = K_V K_\beta = 1{,}1 \cdot 1{,}1 = 1{,}21.$$

Торцовый коэффициент перекрытия в средней плоскости червячного колеса

$$\varepsilon_\alpha = \left(\sqrt{0{,}03 z_2^2 + z_2 + 1} - 0{,}17 z_2 + 2{,}9\right) / 2{,}95 = \left(\sqrt{0{,}03 \cdot 39^2 + 39 + 1} - 0{,}17 \cdot 39 + 2{,}9\right) / 2{,}95 = 1{,}87.$$

Расчетное контактное напряжение

$$\sigma_H = 1{,}82 \sqrt{\frac{E_{np} T_2 K_H \cos^2 \gamma}{d_2^2 d_1 \varepsilon_\alpha}} = 1{,}82 \sqrt{\frac{1{,}26 \cdot 10^5 \cdot 315 \cdot 10^3 \cdot 1{,}21 \cos^2 9{,}09027^\circ}{195^2 \cdot 62{,}5 \cdot 1{,}87}} = 187 \text{ МПа}.$$

Условие сопротивления контактной усталости:

$$\sigma_H < [\sigma_H].$$

В нашем примере это условие не выполняется, так как $\sigma_H = 187$ МПа $> [\sigma_H] = 180$ МПа. В данном случае наблюдается перегрузка передачи. Нормальная работа червячной передачи обеспечивается при перегрузке не более 5%. Перегрузка передачи в нашем примере :

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100 = \frac{187 - 180}{180} \cdot 100 = 3{,}9\%, \text{ что меньше 5\%.}$$

5. Определение допускаемых напряжений изгиба $[\sigma_F]$ при расчете зубьев колеса на сопротивление усталости при изгибе. По формуле (2.30) в п.2.1 для реверсивной передачи $[\sigma_F] = 0{,}16 \sigma_B Y_N$.

Определим коэффициент долговечности Y_N.

Суммарное число циклов перемены напряжений

$$N_\Sigma = 60 n_2 L_h = 60 \cdot 74 \cdot 16 \cdot 10^3 = 71{,}04 \cdot 10^6,$$

где $n_2 = n_1 / u_ч = 1435 / 19{,}5 = 74$ мин$^{-1}$.

Для заданного типового режима нагружения 2 коэффициент эквивалентности $K_{FE} = 0{,}1$ [см. формулу (2.32) в п.2.1].

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса за весь срок службы L_h :

$$N_{FE} = K_{FE} N_\Sigma = 0{,}1 \cdot 71{,}04 \cdot 10^6 = 7{,}1 \cdot 10^6.$$

Тогда коэффициент долговечности при расчете зубьев на сопротивление усталости при изгибе согласно формулы (2.31) в п. 2.1:

$$Y_N = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{7{,}1\cdot 10^6}} = 0{,}8.$$

При этом должно выполняться условие

$$0{,}54 \le Y_N \le 1.$$

Данное условие выполняется и окончательно $Y_N = 0{,}8$.

Тогда при $\sigma_B = 425$ МПа для бронзы БрА9ЖЗЛ:

$$[\sigma_F] = 0{,}16\sigma_B Y_N = 0{,}16\cdot 425\cdot 0{,}8 = 54 \text{ МПа}.$$

6. Проверочный расчет зубьев червячного колеса на сопротивление усталости при изгибе. Окружная сила на червячном колесе

$$F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2\cdot 315\cdot 10^3}{195} = 3231 \text{ Н}.$$

Эквивалентное число зубьев колеса

$$z_V = z_2/\cos^3\gamma = 39/\cos^3 9{,}09027^\circ \cong 41.$$

Коэффициент формы зуба червячного колеса Y_F принимают в зависимости от z_V:

z_V …..	20	24	26	28	30	32	35	37
Y_F …..	1,98	1,88	1,85	1,80	1,76	1,71	1,64	1,61
z_V …..	40	45	50	60	80	100	150	300
Y_F …..	1,55	1,48	1,45	1,40	1,34	1,30	1,27	1,24

В нашем примере для $z_V = 41$ линейным интерполированием $Y_F = 1{,}54$.

Коэффициент расчетной нагрузки K_F при расчете зубьев колеса на сопротивление усталости при изгибе $K_F = K_H = 1{,}21$.

Нормальный модуль

$$m_n = m\cos\gamma = 5\cos 9{,}09027^\circ = 4{,}937 \text{ мм}.$$

Напряжения изгиба зубьев колеса

$$\sigma_F = 0{,}7\frac{F_{t2}K_F}{b_2 m_n}Y_F = 0{,}7\frac{3231\cdot 1{,}21}{54\cdot 4{,}937}1{,}54 = 16 \text{ МПа},$$

что меньше $[\sigma_F] = 54$ МПа.

7. Проверочный расчет передачи на контактную прочность при кратковременной перегрузке. По формуле (2.34) в п.2.1 предельно допускаемые контактные напряжения для безоловянной бронзы

$$[\sigma_{H\max}] = 2\sigma_T = 2\cdot 195 = 390 \text{ МПа}.$$

Максимальные контактные напряжения при кратковременной перегрузке

$$\sigma_{H\max} = \sigma_H\sqrt{K_П} = 187\sqrt{1{,}8} = 251 \text{ МПа},$$

где $K_П = T_{пик}/T_{\max} = 1{,}8$ - кратковременная перегрузка (см. исходные данные).

Контактная прочность зубьев червячного колеса при кратковременной перегрузке обеспечена , так как $\sigma_{H\max} = 251$ МПа $< [\sigma_{H\max}] = 390$ МПа.

8. Проверочный расчет передачи на изгибную прочность при кратковременной перегрузке. Как и ранее, расчет проводим только для зубьев червячного колеса, так как витки червяка по форме и материалу значительно прочнее зубьев колеса.

По формуле (2.35) в п.2.1 предельно допускаемые напряжения изгиба

$$[\sigma_{F\max}] = 0{,}8\sigma_T = 0{,}8 \cdot 195 = 156 \text{ МПа}.$$

Максимальные напряжения изгиба при кратковременной перегрузке

$$\sigma_{F\max} = \sigma_F K_П = 16 \cdot 1{,}8 = 29 \text{ МПа}.$$

Изгибная прочность зубьев червячного колеса при кратковременной перегрузке обеспечивается , так как

$$\sigma_{F\max} = 29 \text{ МПа} < [\sigma_{F\max}] = 156 \text{ МПа}.$$

9. Тепловой расчет червячной передачи. Данный расчет сводится к определению температуры масла t в картере редуктора по формуле

$$t = \frac{(1-\eta_ч)P_1}{K_T A(1+\psi)} + 20°,$$

где $t - °C$; $P_1 -$ мощность на валу червяка, Вт; $K_T -$коэффициент теплоотдачи, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot °\text{C})$; для корпусов при естественном охлаждении $K_T \approx 16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot °\text{C})$; $A -$площадь поверхности охлаждения корпуса за исключением поверхности дна, которой корпус прилегает к раме или плите, м^2 (определяется по чертежу редуктора); $\psi = 0{,}3 -$ коэффициент , учитывающий отвод теплоты от корпуса редуктора в раму или плиту.

Нормальная работа червячной передачи обеспечивается при выполнении условия $t \le [t]$, где $[t] = 80...90°C -$для редукторных смазочных материалов и $[t] = 100...120°C -$ для авиационных.

При $t > [t]$ наблюдается ухудшение свойств смазочного материала, повышается коэффициент трения между витками червяка и зубьями колеса и , как следствие, понижается КПД червячной передачи. При этом увеличивается тепловыделение и возникает опасность заедания в червячном зацеплении. Для понижения температуры t в конструкции корпуса предусматривают ребра (см. табл. 3П.5 приложения 3П). При определении поверхности охлаждения A корпуса с ребрами учитывают только 50% поверхности ребер. Снижение температуры t возможно также за счет установки на валу червяка вентилятора. В зависимости от частоты вращения вентилятора n_B коэффициент теплоотдачи $K_{T.B}$принимают:

n_B, мин^{-1}	750	1000	1500	3000
$K_{T.B}$, $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot °\text{C})$	24	29	35	50

Обычно $n_B = n_1$, где $n_1 -$ частота вращения вала червяка.

Глава 3
РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА

3.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

К открытым передачам механических приводов, разрабатываемых в курсовом проекте, относятся ременная и цепная, а также зубчатая цилиндрическая и коническая передачи. Ременная передача устанавливается обычно между двигателем и редуктором, цепная и открытые зубчатые – между редуктором и приводным валом. В качестве ременной передачи механических приводов конвейеров и элеваторов, а также индивидуальных приводов чаще всего используется клиноременная передача, расчет которой рассматривается в примере 3.1. В примере 3.2 изложена методика расчета цепной передачи посредством приводной роликовой цепи. В качестве открытых зубчатых передач приводов используют главным образом прямозубые цилиндрические и конические передачи. Методика расчета этих передач аналогична методике расчета закрытых зубчатых передач данного типа, изложенных в примерах главы 2.

3.2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

ПРИМЕР 3.1. РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать клиноременную передачу, установленную в приводе цепного конвейера (рис.3.1) по следующим исходным данным:

а) электродвигатель привода – 4А132S4У3 $\left(P_{ном} = 7{,}5\text{кВт};\ n_{ном} = 1455\text{мин}^{-1}\right)$;

б) передаточное число клиноременной передачи $u = 2$;

в) натяжение ремня – периодическое;

г) работа в две смены.

Расчет выполнить для клиновых ремней нормального и узкого сечений и сравнить габариты передачи.

Порядок расчета

1. Выбор сечения ремня. В качестве расчетной мощности P_1, передаваемой ведущим шкивом, принимается мощность, равная номинальной мощности двигателя $P_{ном}$. Аналогично, частота вращения n_1 ведущего шкива равна номинальной частоте вращения двигателя $n_{ном}$. Таким образом:

$$P_1 = P_{ном} = 7{,}5 \ \text{кВт};$$

$$n_1 = n_{ном} = 1455 \ \text{мин}^{-1}.$$

По номограммам, приведенным в табл. 1П.35 приложения 1П, в зависимости от мощности P_1 и частоты вращения n_1 выбираем клиновые ремни: нормального сечения B и узкого сечения SPZ.

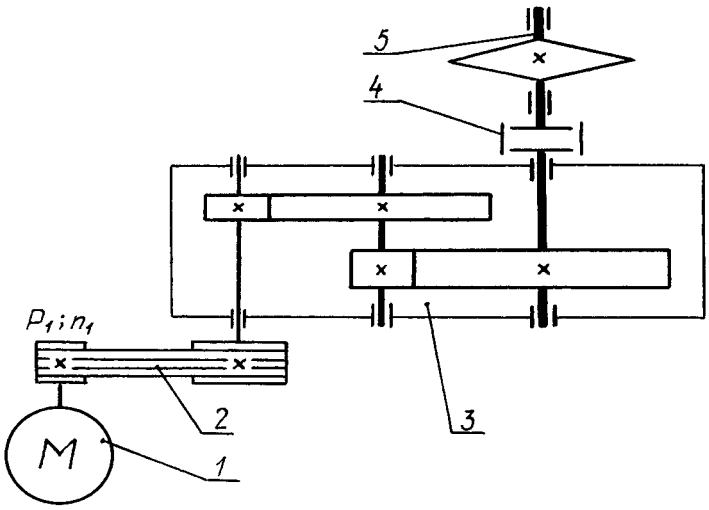


Рис 3.1:
1-электродвигатель; 2- клиноременная передача; 3 – редуктор; 4 – муфта соединительная компенсирующая; 5 – приводной вал цепного конвейера

2. Определение диаметров шкивов. По табл. 1П.36 приложения 1П минимально допустимый расчетный диаметр ведущего (малого) шкива: для ремня $B - d_{p1\min} = 125$ мм; для ремня $SPZ - d_{p1\min} = 63$ мм. В целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять ведущие шкивы с диаметром d_{p1} больше $d_{p1\min}$ на 1...2 размера из стандартного ряда (см. табл. 1П.37 приложения 1П). Учитывая данную рекомендацию, принимаем: для сечения ремня B $d_{p1} = 140$ мм; для сечения SPZ $d_{p1} = 71$ мм.

При коэффициенте скольжения $\varepsilon = 0{,}01...0{,}02$ (расчетное значение $\varepsilon = 0{,}015$) диаметр d_{p2} ведущего шкива:

$$d_{p2} = d_{p1} u(1-\varepsilon).$$

Для сечения ремня B

$$d_{p2} = 140 \cdot 2(1-0{,}015) = 275{,}8 \text{ мм}.$$

Для сечения ремня SPZ

$$d_{p2} = 71 \cdot 2(1-0{,}015) = 139{,}87 \text{ мм}.$$

По табл. 1П.37 приложения 1П принимаем стандартные значения d_{p2}: для сечения ремня B $d_{p2} = 280$ мм; для сечения ремня SPZ $d_{p2} = 140$ мм.

Определяем фактическое передаточное число u_ϕ и проверяем его отклонение Δu от заданного u:

$$u_\phi = \frac{d_{p2}}{d_{p1}(1-\varepsilon)}; \quad \Delta u = \frac{|u_\Phi - u|}{u} \cdot 100\% \le 4\%.$$

Тогда для сечения ремня B:

$$u_\Phi = \frac{280}{140(1-0{,}015)} = 2{,}03; \quad \Delta u = \frac{2{,}03-2}{2} \cdot 100 = 1{,}5\% < 4\%.$$

Для сечения ремня SPZ:

$$u_{\Phi} = \frac{140}{71(1-0{,}015)} = 2; \qquad \Delta u = 0.$$

3. Определение межосевого расстояния *a* и расчетной длины ремня *l*.

Предварительная величина межосевого расстояния $a' \approx d_{p2}$. Тогда для сечения ремня B $a' \approx 280$ мм, для сечения ремня SPZ $a' \approx 140$ мм.

Расчетная длина ремня l' (предварительно):

$$l' = 2a' + 0{,}5\pi(d_{p2} + d_{p1}) + \frac{(d_{p2} - d_{p1})^2}{4a'}.$$

Для сечения ремня B:

$$l' = 2 \cdot 280 + 0{,}5\pi(280 + 140) + \frac{(280 - 140)^2}{4 \cdot 280} = 1236{,}9 \text{ мм}.$$

Для сечения ремня SPZ:

$$l' = 2 \cdot 140 + 0{,}5\pi(140 + 71) + \frac{(140 - 71)^2}{4 \cdot 140} = 619{,}8 \text{ мм}.$$

Исходя из l' по табл. 1П.36 приложения 1П принимаем стандартное значение l: для сечения ремня B $l = 1250$ мм, для сечения ремня SPZ $l = 630$ мм.

Уточняем значение межосевого расстояния a по стандартной длине l:

$$a = \left[2l - \pi(d_{p2} + d_{p1}) + \sqrt{[2l - \pi(d_{p2} + d_{p1})]^2 - 8(d_2 - d_1)^2}\right]/8.$$

Для сечения ремня B:

$$a = \left[2 \cdot 1250 - \pi(280 + 140) + \sqrt{[2 \cdot 1250 - \pi(280 + 140)]^2 - 8(280 - 140)^2}\right]/8 = 287 \text{ мм}.$$

Для сечения ремня SPZ:

$$a = \left[2 \cdot 630 - \pi(140 + 71) + \sqrt{[2 \cdot 630 - \pi(140 + 71)]^2 - 8(140 - 71)^2}\right]/8 = 145 \text{ мм}.$$

После уточнения a в обязательном порядке проводится проверка:

$$0{,}55(d_{p1} + d_{p2}) + T \le a \le 2(d_{p1} + d_{p2}),$$

где T – высота поперечного сечения ремня по табл. 1П.36 приложения 1П.

Для сечения ремня B $(T = 11$ мм$)$:

$$0{,}55(140 + 280) + 11 = 242 \text{ мм};$$
$$2(140 + 280) = 840 \text{ мм};$$
$$242 \text{ мм} < a = 287 \text{ мм} < 840 \text{ мм}.$$

Для сечения ремня SPZ $(T = 8$ мм$)$:

$$0{,}55(71 + 140) + 8 = 124 \text{ мм};$$
$$2(71 + 140) = 422 \text{ мм};$$
$$124 \text{ мм} < a = 145 \text{ мм} < 422 \text{ мм}.$$

Выше записанное условие выполняется как для сечения ремня B, так и для сечения ремня SPZ.

4. Определение угла обхвата ремнем ведущего шкива α_1. Угол обхвата α_1 (град) определяют по формуле

$$\alpha_1 = 180° - 57°\frac{d_{p2} - d_{p1}}{a} \geq 120°(90°).$$

Для сечения ремня B:

$$\alpha_1 = 180° - 57°\frac{280 - 140}{287} = 152° > 120°.$$

Для сечения ремня SPZ:

$$\alpha_1 = 180° - 57°\frac{140 - 71}{145} = 153° > 120°.$$

5. Определение допускаемой мощности $[P]$, передаваемой одним клиновым ремнем в условиях эксплуатации рассчитываемой передачи. Скорость ремня υ (м/с):

$$\upsilon = \frac{\pi d_{p1} n_1}{60 \cdot 10^3}.$$

Для сечения ремня B:

$$\upsilon = \frac{\pi \cdot 140 \cdot 1455}{60 \cdot 10^3} = 10{,}7 \text{ м/с}.$$

Для сечения ремня SPZ

$$\upsilon = \frac{\pi \cdot 71 \cdot 1455}{60 \cdot 10^3} = 5{,}4 \text{ м/с}.$$

По табл. 1П.38 приложения 1П в зависимости от полученной величины υ линейным интерполированием определяем приведенную мощность $[P_O]$, передаваемую одним клиновым ремнем.

Для сечения ремня B при $d_{p1} = 140$ мм по табл. 1П.43 имеем : $\upsilon = 10$ м/с $[P_O] = 2{,}70$ кВт; $\upsilon = 15$ м/с $[P_O] = 3{,}45$ кВт. Тогда при $\upsilon = 10{,}7$ м/с:

$$[P_O] = 2{,}70 + \frac{3{,}45 - 2{,}70}{15 - 10}(10{,}7 - 10) = 2{,}81 \text{ кВт}.$$

Для сечения ремня SPZ при $d_{p1} = 71$ мм по табл. 1П.43 имеем: $\upsilon = 5$ м/с $[P_O] = 1{,}18$ кВт; $\upsilon = 10$ м/с $[P_O] = 1{,}95$ кВт. Тогда при $\upsilon = 5{,}4$ м/с:

$$[P_O] = 1{,}18 + \frac{1{,}95 - 1{,}18}{10 - 5}(5{,}4 - 5) = 1{,}24 \text{ кВт}.$$

По табл. 1П.39 приложения 1П коэффициент угла обхвата α_1 на ведущем (меньшем) шкиве интерполированием: для сечения ремня B $(\alpha_1 = 152°)$ $C_\alpha = 0{,}91$; для сечения ремня SPZ $(\alpha_1 = 153°)$ $C_\alpha = 0{,}91$.

По табл. 1П.40 приложения 1П для передаточного числа u_Φ коэффициент C_U интерполированием: для сечения ремня B $(u_\Phi = 2{,}03)$ $C_U = 1{,}13$; для сечения ремня SPZ $(u_\Phi = 2)$ $C_U = 1{,}13$.

Коэффициент длины ремня согласно Д.Н. Решетова [4] $C_l = \sqrt[6]{l / l_O}$, где l – стандартная длина ремня, l_O – базовая длина ремня по табл. 1П.38 приложения 1П для соответствующего сечения ремня.

Для сечения ремня B $(l = 1250$ мм; $l_0 = 2240$ мм);

$$C_l = \sqrt[6]{1250/2240} = 0{,}91.$$

Для сечения ремня SPZ $(l = 630$ мм; $l_0 = 1600$ мм$)$:

$$C_L = \sqrt[6]{630/1600} = 0{,}86.$$

По табл.1П.41 приложения 1П при умеренных колебаниях (конвейер цепной) и двухсменной работе коэффициент режима нагрузки $C_P = 1{,}2$ (двигатель переменного тока общепромышленного применения).

Тогда допускаемая мощность, передаваемая одним клиновым ремнем в условиях эксплуатации рассчитываемой передачи:

$$[P] = [P_O] C_\alpha C_U C_l / C_P.$$

Для сечения ремня B

$$[P] = 2{,}81 \cdot 0{,}91 \cdot 1{,}13 \cdot 0{,}91/1{,}2 = 2{,}19 \text{ кВт}.$$

Для сечения ремня SPZ

$$[P] = 1{,}24 \cdot 0{,}91 \cdot 1{,}13 \cdot 0{,}86/1{,}2 = 0{,}91 \text{ кВт}.$$

6. Необходимое число ремней определяется по формуле

$$z = \frac{P_1}{[P] C_Z} < 6(8),$$

где C_Z – коэффициент числа ремней:

z	1	2...3	4...6	> 6
C_Z	1	0,95	0,9	0,85

При мощности на ведущем (меньшем) шкиве $P_1 = P_{ном} = 7{,}5$ кВт, задаваясь коэффициентом C_Z, имеем:

а) для сечения ремня B $\quad z = \dfrac{7{,}5}{2{,}19 \cdot 0{,}9} = 3{,}8;$

принимаем $z = 4;$

б) для сечения ремня SPZ

$$z = \frac{7{,}5}{0{,}91 \cdot 0{,}85} = 8{,}8,$$

что превышает максимально рекомендуемое число ремней. Поэтому при использовании узких клиновых ремней следует принять сечение SPA. При этом необходимо учитывать вращающий момент T_1 на ведущем шкиве, приведенный в табл. 1П.36 приложения 1П для данного сечения ремня.

Используя выше приведенную методику, для сечения ремня SPA получили: $d_{P1} = 100$ мм, $d_{P2} = 200$ мм, $l = 900$ мм, $a = 208$ мм, $\alpha_1 = 153°$, $\upsilon = 7{,}6$ м/с, $[P_O] = 2{,}55$ кВт. Тогда при $C_\alpha = 0{,}91$; $C_U = 1{,}13$; $C_l = 0{,}84$ (при $l = 900$ мм и $l_O = 2500$ *мм*); $C_P = 1{,}2$ имеем $[P] = 1{,}84$ кВт. Число ремней сечения SPA

$$z = \frac{7{,}5}{1{,}84 \cdot 0{,}9} = 4{,}5.$$

Принимаем $z = 5.$

Дальнейший расчет проводим для ремней сечений B и SPA.

7. Определение силы предварительного натяжения F_O(Н)одного клинового ремня

$$F_O = \frac{850 P_1 C_l C_P}{z \upsilon C_\alpha C_U} + q\upsilon^2,$$

где q – масса 1 м длины ремня; по табл. 1П.36 приложения 1П для ремня сечения B $q = 0{,}18$ кг/м, для ремня сечения SPA $q = 0{,}12$ кг/м.

Тогда для сечения ремня B:

$$F_O = \frac{850 \cdot 7{,}5 \cdot 0{,}91 \cdot 1{,}2}{4 \cdot 10{,}7 \cdot 0{,}91 \cdot 1{,}13} + 0{,}18 \cdot 10{,}7^2 = 179 \text{ Н}.$$

Для сечения ремня SPA

$$F_O = \frac{850 \cdot 7{,}5 \cdot 0{,}84 \cdot 1{,}2}{5 \cdot 7{,}6 \cdot 0{,}91 \cdot 1{,}13} + 0{,}12 \cdot 7{,}6^2 = 171 \text{ Н}.$$

8. Определение консольной нагрузки на вал F(Н) ременной передачи

$$F = 2F_O z \sin(\alpha_1 / 2).$$

Для сечения ремня B

$$F = 2 \cdot 179 \cdot 4 \sin(152° / 2) = 1389 \text{ Н}.$$

Для сечения ремня SPA

$$F = 2 \cdot 171 \cdot 5 \sin(153° / 2) = 1663 \text{ Н}.$$

9. Определение частоты пробегов ремня U (с^{-1})

$$U = 10^3 (\upsilon / l).$$

Для сечения ремня B

$$U = 10^3 (10{,}7 / 1250) = 8{,}6 \text{ с}^{-1}.$$

Для сечения ремня SPA

$$U = 10^3 (7{,}6 / 900) = 8{,}4 \text{ с}^{-1}.$$

Условие $U \le [U] = 20 \text{ с}^{-1}$ гарантирует срок службы ремня 2000…3000 ч.

10. Вывод: при одной и той же передаваемой мощности применение клиновых ремней узкого сечения позволяет уменьшить габариты передачи (для сечения ремня B $a = 287$ мм, $d_{P1} = 140$ мм, $d_{P2} = 280$ мм, $z = 4$; для сечения ремня SPA $a = 208$ мм, $d_{P1} = 100$ мм, $d_{P2} = 200$ мм, $z = 5$).

ПРИМЕР 3.2. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Рассчитать цепную передач, установленную в приводе цепного конвейера (рис.1.1 примера 1.1) по следующим исходным данным:

а) мощность на валу ведущей звездочки $P_I = P_{III} = 11{,}9$ кВт;

б) частота вращения ведущей звездочки $n_I = n_{III} = 80$ мин$^{-1}$;

в) передаточное число $u_ц = 2$;

г) условия эксплуатации (работа без пыли; передача открытая; расположение - горизонтальное; работа в одну смену; смазка - удовлетворительная; натяжение цепи не предусматривается).

Порядок расчета

1. Выбор типа приводной цепи. В цепных передачах применяют приводные роликовые, втулочные и зубчатые цепи.

Роликовые цепи нормальной серии ПР (ГОСТ 13568-75) получили наибольшее распространение в различных механических приводах. Их изготовляют одно- (ПР), двух-(2ПР), трех-(3ПР) и четырехрядными (4ПР). Предпочтение следует отдавать однорядным цепям. Четырехрядные цепи без особых требований не рекомендуется применять ввиду необходимости использования звездочек повышенной точности и усложнения монтажа.

Втулочные цепи ПВ (ГОСТ 13568-75) аналогичны роликовым, но у них отсутствуют ролики. Их применяют в основном в мотоциклах и автомобилях.

Зубчатые цепи с шарнирами качения по ГОСТ 13522-81 отличаются повышенной надежностью, скоростью и кинематической точностью. Однако они более тяжелые и дорогостоящие и поэтому имеют ограниченное применение. Их используют обычно при высоких скоростях – до 35 м/с.

Рассчитываемая цепная передача является последней ступенью привода. Поэтому при небольшой скорости движения она будет испытывать значительные нагрузки. Выбираем приводную роликовую цепь.

2. Выбор чисел зубьев звёздочек. В нашем примере меньшая звездочка является ведущей, а большая - ведомой.

Число зубьев меньшей (ведущей) звездочки роликовой цепи согласно [4]

$z_1 = 29 - 2u_ц \geq 13$.

При $u_ц = 2$ $z_1 = 29 - 2 \cdot 2 = 25 > 13$.

Полученная величина $z_1 = 25$ примерно соответствует и рекомендациям М.Н. Иванова [3] (см. табл.1П.27 приложения 1П).

Число зубьев большей (ведомой) звездочки $z_2 = u_ц z_1 = 2 \cdot 25 = 50$.

Д.Н. Решетов [4] считает, что предпочтительно выбирать нечетное число зубьев звездочек (особенно малой), что в сочетании с четным числом звеньев цепи способствует более равномерному износу зубьев и шарниров. С учетом этих рекомендаций принимаем окончательно $z_1 = 25$ и $z_2 = 51$.

Для того, чтобы роликовая цепь в процессе изнашивания не соскакивала с большей звездочки, необходимо выполнение условия $z_2 = 51 < z_{2max} = 120$.

Тогда фактическое передаточное число

$$u_{ц.ф} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{51}{25} = 2{,}04 .$$

Отклонение $u_{ц.ф}$ от $u_ц$:

$\Delta u_ц = \frac{u_{ц.ф} - u_ц}{u_ц} 100 = \frac{2{,}04 - 2}{2} 100 = 2\% < [\Delta u_ц] = 3\%$, что допустимо.

3. Предварительное определение межосевого расстояния. По соображениям долговечности цепи предварительно величину межосевого расстояния будем принимать в диапазоне $a = (30\ldots50)\, p_ц$, где $p_ц$ - шаг цепи, мм.

4. Определение коэффициента эксплуатации $k_э$. По таблице 1П.29 приложения 1П:

а) коэффициент динамической нагрузки $k_Д = 1{,}3$ (нагрузка переменная);

б) коэффициент межосевого расстояния $k_a = 1$ [для $a = (30…50)p_ц$];

в) коэффициент наклона передачи к горизонту $k_H = 1$ (передача горизонтальная);

г) коэффициент способа регулировки натяжения цепи $k_{РЕГ} = 1{,}25$ (натяжение цепи не регулируется);

д) коэффициент смазки и загрязнения передачи $k_C = 1$ [производство без пыли, качество смазки - II (удовлетворительная: густая внутришарнирная при $\upsilon <$ 4 м/с, см. таблицу 1П. 28 приложения 1П)];

е) коэффициент режима или продолжительности работы передачи в течении суток $k_{РЕЖ}$=1 (работа в одну смену).

Тогда коэффициент эксплуатации

$$k_э = k_Д \; k_a \; k_H \; k_{РЕГ} \; k_C \; k_{РЕЖ} = 1{,}3 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1{,}25 \cdot 1 \cdot 1 = 1{,}63.$$

5. Определение коэффициентов k_z и k_n. Число зубьев малой звездочки типовой передачи принимается только $z_{01} = 25$ (см. таблицу 1П. 30 приложения 1П). Число зубьев малой звездочки проектируемой передачи $z_1 = 25$. Тогда коэффициент числа зубьев

$$k_Z = \frac{z_{01}}{z_1} = \frac{25}{25} = 1.$$

Частота вращения малой звездочки проектируемой передачи $n_1 = 80$ мин$^{-1}$. Ближайшая частота вращения малой звездочки типовой передачи $n_{01} = 50$ мин$^{-1}$ (см. таблицу 1П.30 приложения 1П). Тогда коэффициент частоты вращения

$$k_n = \frac{n_{01}}{n_1} = \frac{50}{80} = 0{,}625.$$

6. Выбор цепи. Первоначально ориентируемся на однорядную цепь. Тогда расчетная мощность, передаваемая однорядной цепью для проектируемой передачи

$P_P = P_1 \; k_Э \; k_z \; k_n = 11{,}9 \cdot 1{,}63 \cdot 1 \cdot 0{,}625 = 12{,}12$ кВт.

где $P_1 = 11{,}9$ кВт - мощность на валу малой (ведущей) звездочки.

Ближайшей большей допускаемой расчетной мощностью $[P_P]$ по табл. 1П.30 приложения 1П при $z_{01} = 25$ и $n_{01} = 50$ мин$^{-1}$ является $[P_P] = 14{,}7$ кВт для однорядной цепи ПР-44,45-172400 с шагом $p_ц = 44{,}45$ мм.

Для того, чтобы решить вопрос о том, подходит нам однорядная цепь с таким шагом или нет, определим, какие же при этом получаются делительные диаметры звездочек:

$$d_{д1} = \frac{p_ц}{\sin\frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{44{,}45}{\sin\frac{180^\circ}{25}} = 354{,}66 \text{ мм}; \qquad d_{д2} = \frac{p_ц}{\sin\frac{180^\circ}{z_2}} = \frac{44{,}45}{\sin\frac{180^\circ}{51}} = 722{,}05 \text{ мм}.$$

Так как ведомая звездочка диаметром $d_{д2}$ устанавливается на приводном валу, на котором в свою очередь находится ведущая тяговая звездочка (шаг $t = 125$ мм, число зубьев $z = 12$), определим делительный диаметр $d_д$ тяговой звездочки и сравним их размеры:

$$d_{\partial} = \frac{t}{\sin\frac{180^{\circ}}{z}} = \frac{125}{\sin\frac{180^{\circ}}{12}} = 482{,}96 \text{ мм.}$$

Мы видим, что $d_{\partial 2}$ значительно превышает d_{∂}, что приводит к нарушению соразмерности конструкции.

Принимаем решение о переходе с однорядной цепи на двухрядную. При этом вводим коэффициент числа рядов $k_{РЯД}$, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по рядам цепи:

Число рядов……	1	2	3	4
$k_{РЯД}$ ……..	1	1,7	2,5	3

Для двухрядной цепи $k_{РЯД} = 1{,}7$.

Тогда расчетная мощность, передаваемая одним рядом двухрядной цепи

$$P_P^{/} = \frac{P_P}{k_{РЯД}} = \frac{12{,}12}{1{,}7} = 7{,}13 \text{ кВт.}$$

На основании данных табл. 1П. 30 приложения 1П видим, что при $z_{01} = 25$ и $n_{01} = 50$ мин$^{-1}$ ближайшей большей к $P_P^{/} = 7{,}13$ кВт является величина $[P_P] = 10{,}5$ кВт для одного ряда цепи шагом $p_ц = 38{,}1$ мм. Учитывая, что двухрядная обозначается 2ПР, а трехрядная 3ПР, принятая в нашем случае цепь будет иметь обозначение 2ПР. Так как на разрыв работают два ряда цепи, в качестве разрушающей нагрузки для всей цепи принимается не величина, указанная в обозначении однорядной цепи ПР в табл. 1П. 30, а нагрузка для цепи 2ПР с шагом

$p_ц = 38{,}1$ мм, приведенная в табл. 1П. 31, которая составляет 254 кН или 254000 Н.

Обозначение цепи: Цепь 2ПР-38,1-254 000 ГОСТ 13568-75.

Для ограничения вредного влияния ударов цепи о зубья ведущей звездочки, что может привести к разрушению шарниров цепи и зубьев проверяем, не превышает ли шаг $p_ц$ максимально допустимый $[p_ц]_{max}$. По табл. 1П. 32 приложения 1П видим, что при частоте вращения ведущей звездочки $n_1 = 300$ мин$^{-1}$ допускается для роликовой цепи $[p_ц]_{max} = 50{,}80$ мм. В нашем примере $n_1 = 80$мин$^{-1}$ и, следовательно, цепь допускает еще большую величину $[p_ц]_{max}$.

Таким образом, для выбранной цепи с $p_ц = 38{,}1$ мм выполняется условие

$$p_ц < [p_ц]_{max.}$$

Уточняем делительные диаметры звездочек:

$$d_{\partial 1} = \frac{p_ц}{sin\frac{180^{o}}{z_1}} = \frac{38{,}1}{sin\frac{180^{o}}{25}} = 303{,}99 \text{ мм;}$$

$$d_{\partial 2} = \frac{p_ц}{sin\frac{180^{o}}{z_2}} = \frac{38{,}1}{sin\frac{180^{o}}{51}} = 618{,}90 \text{ мм.}$$

Для того, чтобы еще уменьшить размеры $d_{д1}$ и $d_{д2}$, можно принять трехрядную цепь 3ПР, один ряд которой составляет цепь ПР с шагом $p_ц$ = 31,75 мм (см. табл. 1П. 30 приложения 1П), а разрушающая нагрузка всей цепи 3ПР по табл. 1П. 31 равна 265,5 кН. При этом

$$P_P' = \frac{P_P}{k_{РЯД}} = \frac{12{,}12}{2{,}5} = 4{,}85 \text{ кВт} < [P_P] = 5{,}83 \text{ кВт}.$$

Тогда для $p_ц$ = 31,75 мм $d_{д1}$ = 253,33 мм и $d_{д2}$ = 515,75 мм. Таким образом, трехрядная цепь 3ПР–31,75–265500 дает наилучшее соотношение конструктивных размеров привода и студенту предлагается самому спроектировать такой привод.

Мы же для дальнейшей разработки принимаем вариант привода с двухрядной роликовой цепью 2ПР–38,1–254000.

Скорость цепи

$$\upsilon = \frac{\pi d_{д1} n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3{,}14 \cdot 303{,}99 \cdot 80}{60 \cdot 10^3} = 1{,}3 \ \text{м/с}.$$

По табл. 1П. 28 приложения 1П при $\upsilon = 1{,}3$ м/с назначаем для цепи густую внутришарнирную смазку (качество смазки II).

7. Определение межосевого расстояния и длины цепи. Ранее (см. п. 3) из соображений долговечности цепи мы приняли, что предварительная величина межосевого расстояния a будет находится в диапазоне

$$a = (30\ldots50)\ p_ц.$$

Так как меньшее значение рекомендуется [3] для $u_ц$ = 1…2, а большее для $u_ц$ = 6…7, при $u_ц$ = 2 принимаем $a = 35\ p_ц = 35 \cdot 38{,}1 = 1334$ мм.

Длина цепи в шагах или число звеньев цепи

$$L_p = \frac{2a}{p_ц} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi}\right)^2 \frac{p_ц}{a} = \frac{2 \cdot 1334}{38{,}1} + \frac{25 + 51}{2} + \left(\frac{51 - 25}{2 \cdot 3{,}14}\right)^2 \cdot \frac{38{,}1}{1334} = 108{,}5.$$

Округляем L_P до целого четного числа, для того, чтобы не применять специальных соединительных звеньев. Тогда L_P = 108.

Для принятого значения L_P = 108 уточняем a:

$$a = \frac{p_ц}{4}\left[L_p - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_p - \frac{z_1 + z_2}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi}\right)^2}\right] =$$

$$= \frac{38{,}1}{4}\left[108 - \frac{25 + 51}{2} + \sqrt{\left(108 - \frac{25 + 51}{2}\right)^2 - 8\left(\frac{51 - 25}{2 \cdot 3{,}14}\right)^2}\right] = 1324 \text{ мм}.$$

Так как цепная передача работает лучше при небольшом провисании холостой ветви цепи, расчетное межосевое расстояние a уменьшают на величину $\Delta a = (0{,}002...0{,}004)\, a$. Тогда $\Delta a = (0{,}002...0{,}004)1324 = 3...5$ мм. Принимаем Δa = 4 мм и тогда окончательная величина межосевого расстояния a=1324–4=1320 мм.

8. Силы в цепной передаче и требования монтажа. Окружная сила

$$F_t = \frac{10^3 \ P_1}{\upsilon} = \frac{10^3 \cdot 11{,}9}{1{,}3} = 9154 \text{ Н}.$$

По табл. 1П.33 приложения 1П коэффициент провисания цепи при горизонтальном ее расположении $k_f = 6$.

По табл. 1П. 31 приложения 1П масса 1 м цепи 2ПР с шагом $p_ц = 38{,}1$ мм составляет 11 кг, т.е. погонная масса $q = 11$ кг/м.

Натяжение цепи от силы тяжести провисающей ведомой ветви

$F_q = k_f \ a \ q \ g = 6 \cdot 1{,}32 \cdot 11 \cdot 9{,}81 = 855$ Н,

где $a = 1{,}32$ м; $g = 9{,}81$м/с^2 – ускорение свободного падения.

Натяжение цепи от центробежных сил

$F_\upsilon = q\upsilon^2 = 11 \cdot 1{,}3^2 = 19$ Н.

Разрушающая нагрузка цепи 2ПР с шагом $p_ц = 38{,}1$ мм по табл. 1П.31 $F_P = 254$ кН = 254000 Н. Уточним расчетный коэффициент запаса прочности цепи

$$S = \frac{F_P}{F_t \ k_Д + F_q + F_\upsilon} = \frac{254000}{9154 \cdot 1{,}3 + 855 + 19} = 19{,}9,$$

где $k_Д = 1{,}3$ – коэффициент динамической нагрузки (см. п.4).

Допускаемый коэффициент запаса прочности цепи по табл. 1П.34 приложения 1П линейным интерполированием $[S] = 7{,}8$.

Цепь 2ПР – 38,1 – 254000 подходит, так как $S = 19{,}9 > [S] = 7{,}8$.

Нагрузка на валы цепной передачи

$$F_ц = k_M \ F_t = 1{,}15 \cdot 9154 = 10527 \text{ Н},$$

где $k_M = 1{,}15$ – при горизонтальной передаче и угле наклона передачи $\le 40°$; $k_M = 1{,}05$ – при угле наклона передачи более 40° и при вертикальной передаче. Сила $F_ц$ направлена по линии, соединяющей центры звездочек.

При монтаже цепной передачи предельное отклонение ΔS (мм) звездочек от одной плоскости и предельные углы их смещения δ, перекоса валов γ и их скрещивания β (град) (рис. 3.2) определяют по формуле:

$\Delta S = (1{,}2 \ldots 1{,}4)\sqrt{a} = (1{,}2 \ldots 1{,}4)\sqrt{1{,}32} = 1{,}38 \ldots 1{,}61$ мм;

$\delta = (0{,}07 \ldots 0{,}15)/\sqrt{a} = (0{,}07 \ldots 0{,}15)/\sqrt{1{,}32} = 0{,}06 \ldots 0{,}13°$;

$\gamma = (0{,}1 \ldots 0{,}2)/\sqrt{a} = (0{,}1 \ldots 0{,}2)/\sqrt{1{,}32} = 0{,}09 \ldots 0{,}17°$;

$\beta = (0{,}05 \ldots 0{,}1)/\sqrt{a} = (0{,}05 \ldots 0{,}1)/\sqrt{1{,}32} = 0{,}04 \ldots 0{,}09°$.

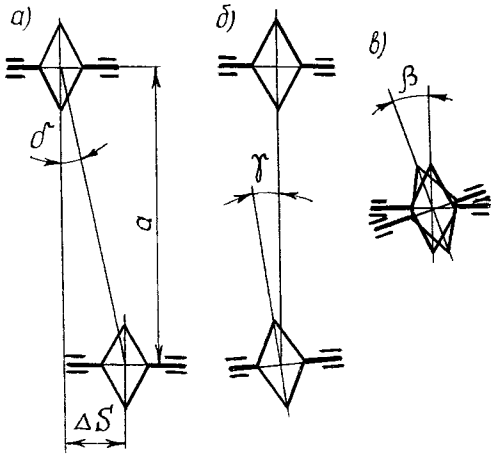


Рис.3.2

Глава 4

ВЫБОР ТИПОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И СХЕМ ИХ УСТАНОВКИ. ПРИМЕРЫ КОНСТРУКЦИЙ УЗЛОВ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

4.*1. ВЫБОР ТИПОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ*

На выбор типа подшипника качения влияют следующие факторы:

а) нагрузка (ее величина и направление);

б) способ осевого фиксирования вала;

в) расположение подшипников в одном или разных корпусах;

г) упрощение конструкции и унификация опор.

Рассмотрим выбор типа подшипника, устанавливаемого в одном корпусе (редуктор, коробка скоростей и т.д.).

Для прямозубых передач, когда на опоры действует только радиальная нагрузка F_r, а также для косозубых передач, у которых совместно с силой F_r действует небольшая осевая нагрузка F_a (при этом $F_a < 0{,}3\ F_r$), ориентируются на радиальные шариковые однорядные подшипники.

Для косозубых передач при $F_a > 0{,}3\ F_r$, а также для конических передач рекомендуется использование в опорах радиально-упорных подшипников: конических роликовых при частоте вращения вала $n < 3000$ мин $^{-1}$ или шариковых при $n \approx 3000$ мин $^{-1}$.

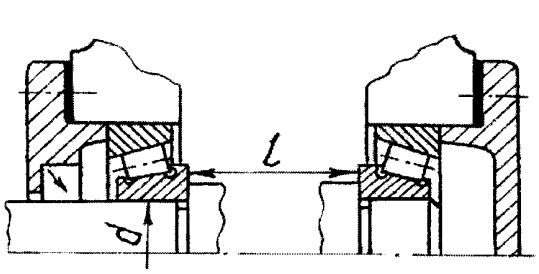
В опорах плавающего вала шевронной передачи, а также сдвоенной косозубой передачи (образующей шеврон) применяют радиальные подшипники: с короткими цилиндрическими роликами, шариковые однорядные или двухрядные сферические. Выбор типа радиального подшипника в данном случае определяется конструктивной схемой установки плавающего вала.

Следует, однако, отметить, что с целью унификации подшипников в редукторе иногда устанавливают однотипные подшипники во всех опорах, даже если условия нагрузки ряда опор и не требуют этого. Например, в коническо-цилиндрическом редукторе с прямозубой тихоходной ступенью для опор тихоходного вала, как и для опор быстроходного и промежуточного валов, с целью унификации также используют конические роликоподшипники, хотя по характеру нагрузки здесь могут применяться радиальные однорядные шарикоподшипники.

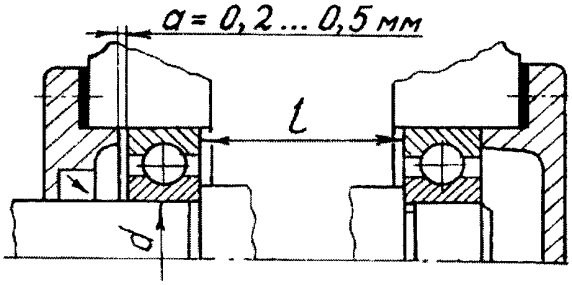
Для опор приводных валов конвейеров, размещаемых в разных корпусах, используют только сферические подшипники качения. Это связано с неизбежным перекосом и смещением осей посадочных отверстий корпусов подшипников относительно друг друга в результате сборки приводного вала и деформации металлоконструкции при работе конвейера.

Из всех серий выпускаемых подшипников наибольшее распространение получили легкая и средняя серии. Подшипники этих серий рекомендуется применять при курсовом проектировании.

Схема 1 («враспор»)

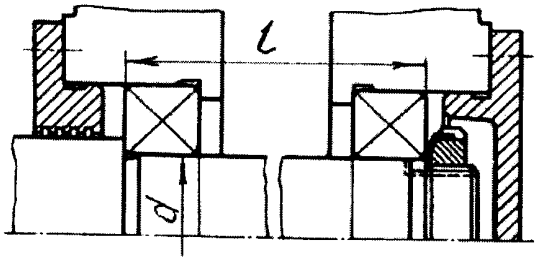


Вариант 1.1

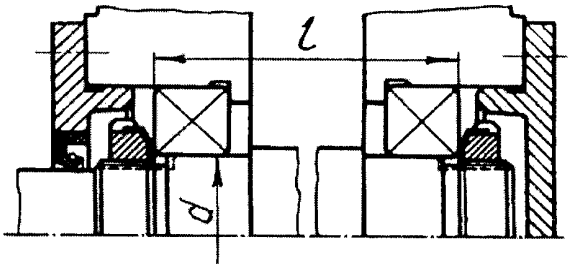


Вариант1.2

Схема 2 («врастяжку»)

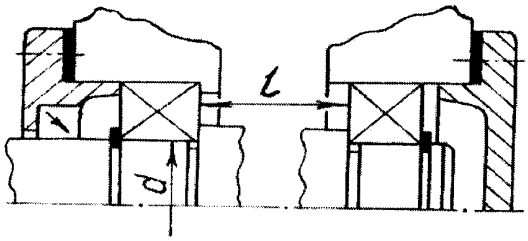


Вариант 2.1

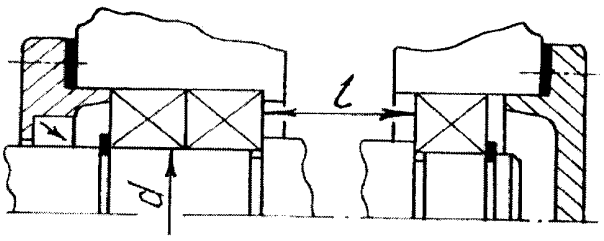


Вариант2.2

Схема 3 (одна опора фиксирующая, вторая плавающая)

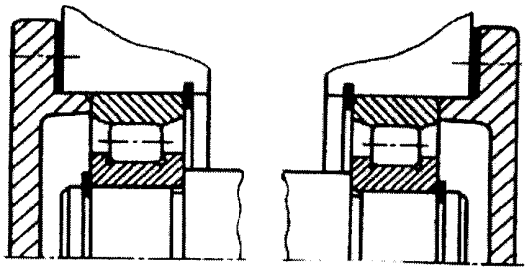


Вариант 3.1

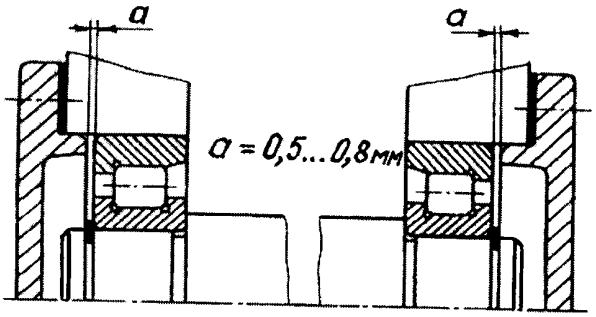


Вариант 3.2

Схема 4 (плавающий вал)



Вариант 4.1



Вариант 4.2

Рис. 4.1

4.2. СХЕМЫ УСТАНОВКИ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Что касается схем установки подшипников, то следует отметить, что в конструкциях различных узлов можно выделить две группы валов:

1-я группа - фиксированные в осевом направлении (рис. 4.1, схемы 1...3);

2-я группа - самоустанавливающиеся в осевом направлении (рис. 4.1, схема 4).

В свою очередь каждая из четырех схем установки подшипников имеет определенные конструктивные варианты. Например, при установке подшипников по схеме 1, называемой схемой “враспор”, в опорах могут быть установлены радиально-упорные подшипники (вариант 1.1) или радиальные подшипники (вариант 1.2). Аналогично для схемы 2, называемой схемой “врастяжку”, варианты конструктивного исполнения обозначим 2.1 и 2.2.

Рассмотрим подробнее каждую из четырех схем установки подшипников и их конструктивные варианты.

4.2.1. СХЕМА 1 (“ВРАСПОР”)

Схема 1 установки подшипников “враспор” получила широкое распространение в различных конструкциях узлов. В данной схеме на каждой опоре размещают по одному подшипнику. Типы применяемых в одной опоре подшипников показаны на рис. 4.2. Другую опору выполняют аналогично с соблюдением принципа зеркальной симметрии. При этом, каждый подшипник фиксирует вал только в одном осевом направлении. Внутренние кольца подшипников упирают в буртики вала (в ряде конструкций в ступицы деталей или втулки) и дополнительно к валу не крепят. Осевое перемещение наружных колец подшипников ограничено привертными (рис. 4.3, *а*) или закладными (рис. 4.3, *б*, *в*) крышками. Для того, чтобы исключить защемление вала в опорах вследствие тепловой деформации подшипников и вала, при сборке предусматривают осевой зазор “*a*”, называемый в ряде литературных источников осевой игрой.

Следует отметить, что точность осевого фиксирования вала зависит от зазоров в подшипниках и зазоров между кольцами подшипника и фиксирующими элементами. В радиальных и радиально-упорных шариковых однорядных подшипниках, а также в радиальных сферических (шариковых и роликовых) зазоры между телами качения и кольцами имеются в готовых подшипниках. В конических роликоподшипниках зазоры образуются при сборке подшипникового узла. Зазоры в подшипниках обеспечивают легкость вращения вала, но ухудшают распределение нагрузки между телами качения, что приводит к снижению долговечности опор. Отсутствие зазоров в подшипниках увеличивает сопротивление вращению, но повышает точность вращения вала, жесткость опор, улучшает распределение нагрузки между телами качения, что в свою очередь увеличивает долговечность опор. По этой причине при конструировании опор валов в обязательном порядке следует предусмотреть способы создания в подшипниках зазоров оптимальной величины. Следует также отметить, что

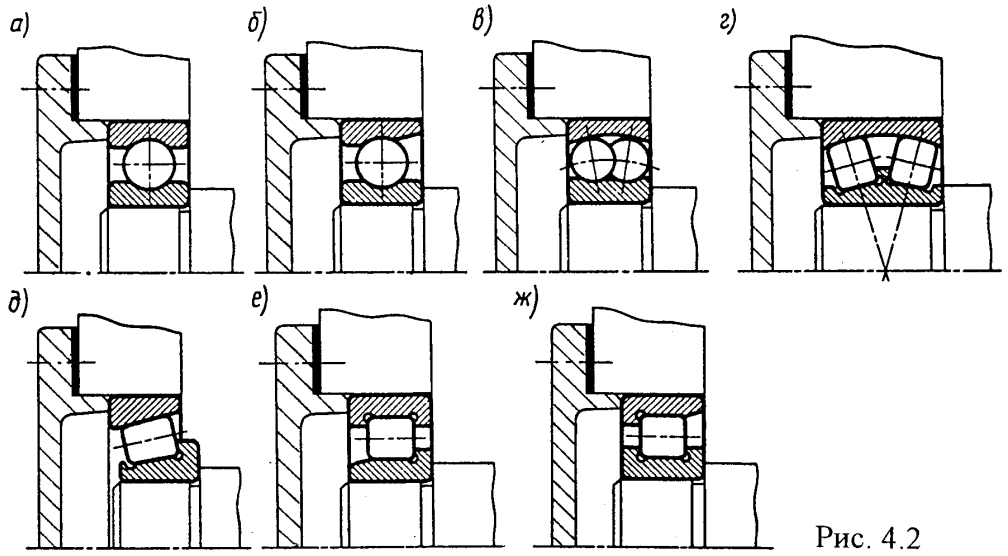


Рис. 4.2

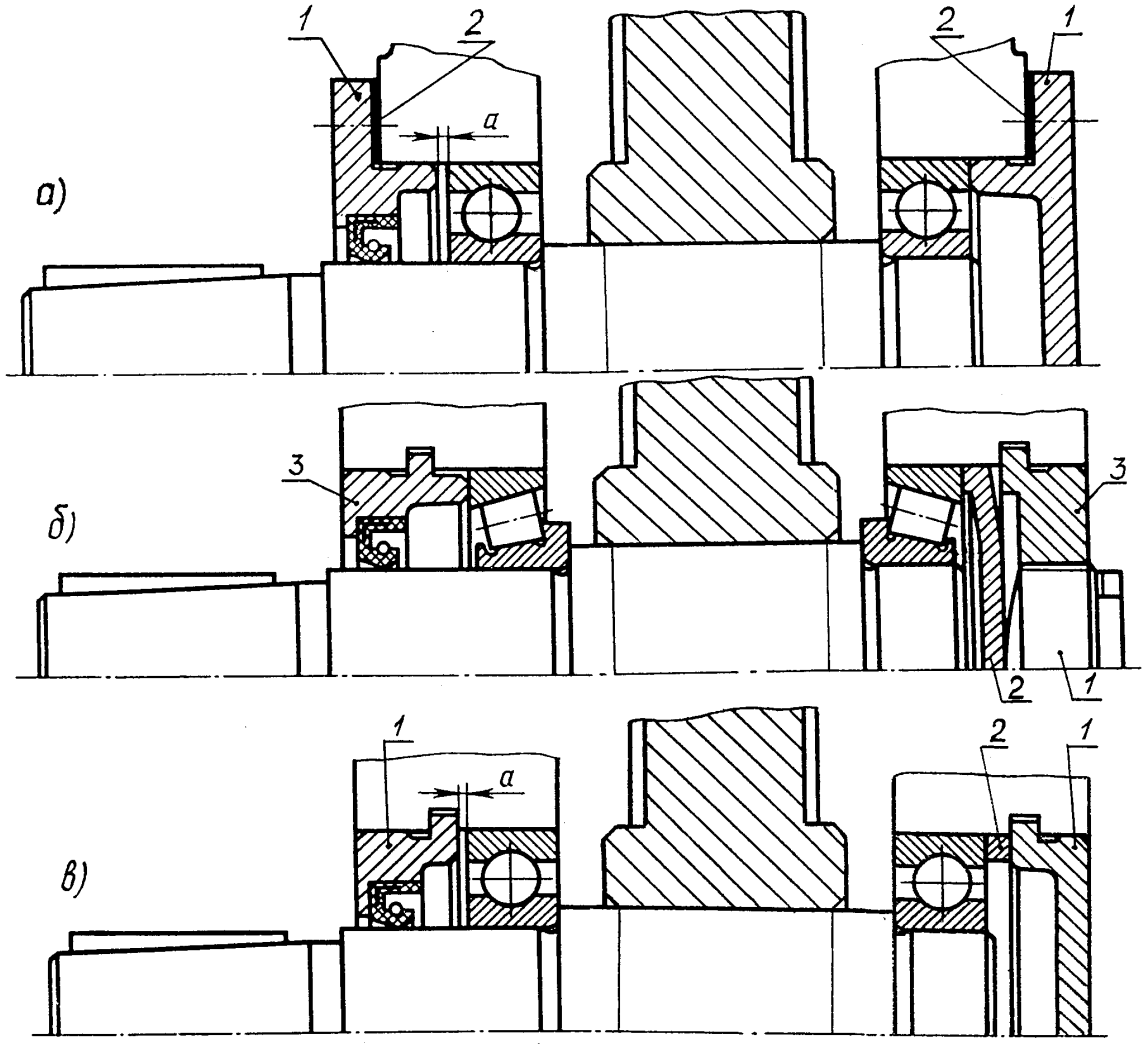


Рис. 4.3

в ряде конструкций, например, шпиндели металлорежущих станков, с целью обеспечения высокой точности вращения зазоры в подшипниках исключают полностью, создавая при этом предварительный натяг.

В любой конструкции подшипника существует радиальный и осевой зазоры. Изменяя зазор в осевом направлении, изменяется в свою очередь и зазор в радиальном направлении. Зазоры в подшипниках создают и изменяют при сборке подшипникового узла путем осевого смещения одного из колец. Этот прием называют регулированием подшипников.

Рассмотрим регулирование подшипников для схемы 1 “враспор”.

Если в качестве опор вала, устанавливаемого по схеме 1 вариант 1.1, используют радиально-упорные подшипники (шариковые или конические роликовые), то регулирование их производят осевым смещением наружных колец. При использовании в конструкции подшипникового узла привертных крышек 1 (рис.4.3, *а*) регулирование подшипников производят с помощью набора тонких металлических прокладок 2 общей толщиной 1…2 мм. В комплект входят прокладки толщиной 0,05; 0,1; 0,2; 0,4; и 0,8 мм, что дает возможность выполнить регулировку подшипников с высокой степенью точности. Набор прокладок устанавливается под фланцы привертных крышек.

Иногда в ряде конструкций (например, в конических и червячных передачах), кроме регулирования подшипников, требуется регулирование осевого положения валов колес. Тогда прокладки под крышками переставляют с одной стороны корпуса на другую. При этом суммарная толщина прокладок с целью сохранения оптимального осевого зазора «*а*» в подшипниках должна оставаться неизменной.

При использовании в конструкции подшипникового узла с радиально-упорными подшипниками закладных крышек 3 (рис. 4.3, *б*) регулирование данных подшипников производят посредством регулировочного винта 1, вворачиваемого в одну из закладных крышек. При наличии глухой и сквозной закладных крышек (быстроходный и тихоходный валы цилиндрического редуктора) винт вворачивают в глухую крышку. Для промежуточных валов с двумя глухими закладными крышками винт вворачивают в любую из них. При этом винт 1 воздействует на самоустанавливающуюся шайбу 2, контактируемую с торцом наружного кольца подшипника. Самоустановку шайбы 2 обеспечивает сферическая поверхность на торце винта 1. Следует иметь ввиду, что надежность данной конструкции можно обеспечить только при достаточно жесткой регулировочной шайбе 2 и большом диаметре регулировочного винта 1. С целью повышения точности регулирования подшипников применяют резьбы с мелким шагом. Для регулирования осевого положения вала регулировочные винты предусматривают с двух сторон вала.

Необходимая величина осевого зазора “*а*” для радиально-упорных подшипников принимается по табл. 4.1 (для шариковых радиально-упорных) и по табл. 4.2 (для конических роликоподшипников). В этих таблицах приведены также максимально допустимые расстояния *l* между подшипниками для схемы 1 вариант1.1 (см. рис. 4.1). Если фактическое расстояние *l* превышает максимально допустимое по табл. 4.1 или 4.2 , то подшипники устанавливают по схеме 3.

Таблица 4.1

Допускаемые пределы осевых зазоров (мкм) для радиально-упорных шарикоподшипников при нормальных условиях эксплуатации (предварительный натяг отсутствует)

Внутренний диаметр *d* подшипника, мм		Угол контакта $\alpha = 12, 15^0$				$\alpha = 25, 26, 36, 40^0$		Расстояние между подшипниками *l* (не более) (рис.4.1) (l_{max})
		Ряд 1		Ряд 2		Ряд 1		
свыше	до	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	
10	30	20	40	30	50	10	20	8d
30	50	30	50	40	70	15	30	6d
50	80	40	70	50	100	20	40	4d
80	120	50	100	60	150	30	50	3d

Таблица 4.2

Допускаемые пределы осевых зазоров (мкм) для конических роликоподшипников при нормальных условиях эксплуатации (предварительный натяг отсутствует)

Внутренний диаметр *d* подшипника, мм		Угол контакта $\alpha = 11\ldots16^0$				$\alpha = 25$ и 29^0		Расстояние между подшипниками *l* (не более) (рис.4.1) (l_{max})
		Ряд 1		Ряд 2		Ряд 1		
свыше	до	наим.	наиб.	наим.	наиб.	наим.	наиб.	
10	30	20	40	40	70	-	-	12*d*
30	50	40	70	50	100	20	40	8*d*
50	80	50	100	80	150	30	50	7*d*
80	120	80	150	120	120	40	70	6*d*

Примечания к табл.4.1 и 4.2:

1. Допускаемые пределы осевых зазоров ряда 1 распространяются на подшипники, установленные непосредственно один около другого (расстояние между ними не превышают 2*d*), ряда 2 – на подшипники, установленные по одному в каждой опоре.
2. Радиально – упорные шарикоподшипники с углом контакта $\alpha = 25, 26, 36$ и 40^0, а также роликоподшипники с $\alpha = 25$ и 29^0 устанавливать по одному в опоре «враспор» (схема 1, вариант 1.1) не рекомендуется.

Если в опорах подшипникового узла схемы 1 “враспор” (вариант 1.2) используют радиальные подшипники, то регулирование зазора непосредственно в подшипниках не проводят. При сборке подшипникового узла в данном случае устанавливают осевой зазор a = 0,2…0,5 мм между наружным кольцом подшипника и фиксирующим элементом. При использовании привертных крышек (рис. 4.3, *а*) такой зазор предусматривают между торцами крышки и наружного кольца подшипника с помощью набора тонких металлических прокладок 2. В случае применения закладных крышек 1 (рис. 4.3, *в*) осевой зазор a = 0,2…0,5 мм устанавливают с помощью компенсаторного кольца 2, закладываемого между торцами наружного кольца подшипника и закладной крышки. С целью удобства сборки компенсаторное кольцо рекомендуется устанавливать со стороны глухой крышки, а не сквозной. Взамен компенсаторного кольца возможно использование наборов прокладок или колец. Для схемы 1 вариант 1.2 расстояние l между подшипниками не должно быть более 10d.

4.2.2. СХЕМА 2 (“ВРАСТЯЖКУ”)

Схема 2 установки подшипников “врастяжку” исключает их защемление вследствие температурных деформаций даже при значительной длине вала. Это связано с тем, что с увеличением длины вала осевой зазор в подшипниках увеличивается в результате роста теплового удлинения вала.

При данной схеме установки подшипников обе опоры вала имеют одинаковую конструкцию (примеры конструкций одной опоры приведены на рис. 4.4). Осевое фиксирование вала обеспечивается упором торцов наружных колец подшипников в заплечики, выполняемые по одному из вариантов, представленных на рис. 4.5. Наиболее технологичной является конструкция на рис. 4.4, *д*.

Регулирование подшипников при схеме 2 “врастяжку” для варианта 2.1 (рис. 4.1) производят смещением внутреннего кольца одного подшипника с помощью круглой шлицевой гайки 1 (рис. 4.4, *а*). Гайка 1 от самопроизвольного отвинчивания стопорится многолапчатой шайбой 2, имеющей один внутренний выступ и шесть наружных выступов-лапок. Внутренний выступ шайбы заходит в специально выполненный паз на валу, а одна из ее наружных лапок отгибается в шлиц гайки, обеспечивая тем самым ее стопорение. Конструктивное оформление круглой шлицевой гайки, многолапчатой стопорной шайбы и паза на валу показано на рис. 4.36, *а*.

Следует отметить, что при данном способе регулирования подшипников посадку под смещаемым внутренним кольцом подшипника не ослабляют, однако посадочная поверхность на валу в обязательном порядке должна быть закалена. Если, кроме регулирования подшипников, требуется регулирование осевого положения вала, то предусматривают установку круглой шлицевой гайки с многолапчатой стопорной шайбой у каждой опоры (вариант 2.2 на рис. 4.1). На практике схема 2 “врастяжку” получила наибольшее распространение при установке консольно расположенных конических шестерен на коротких валах

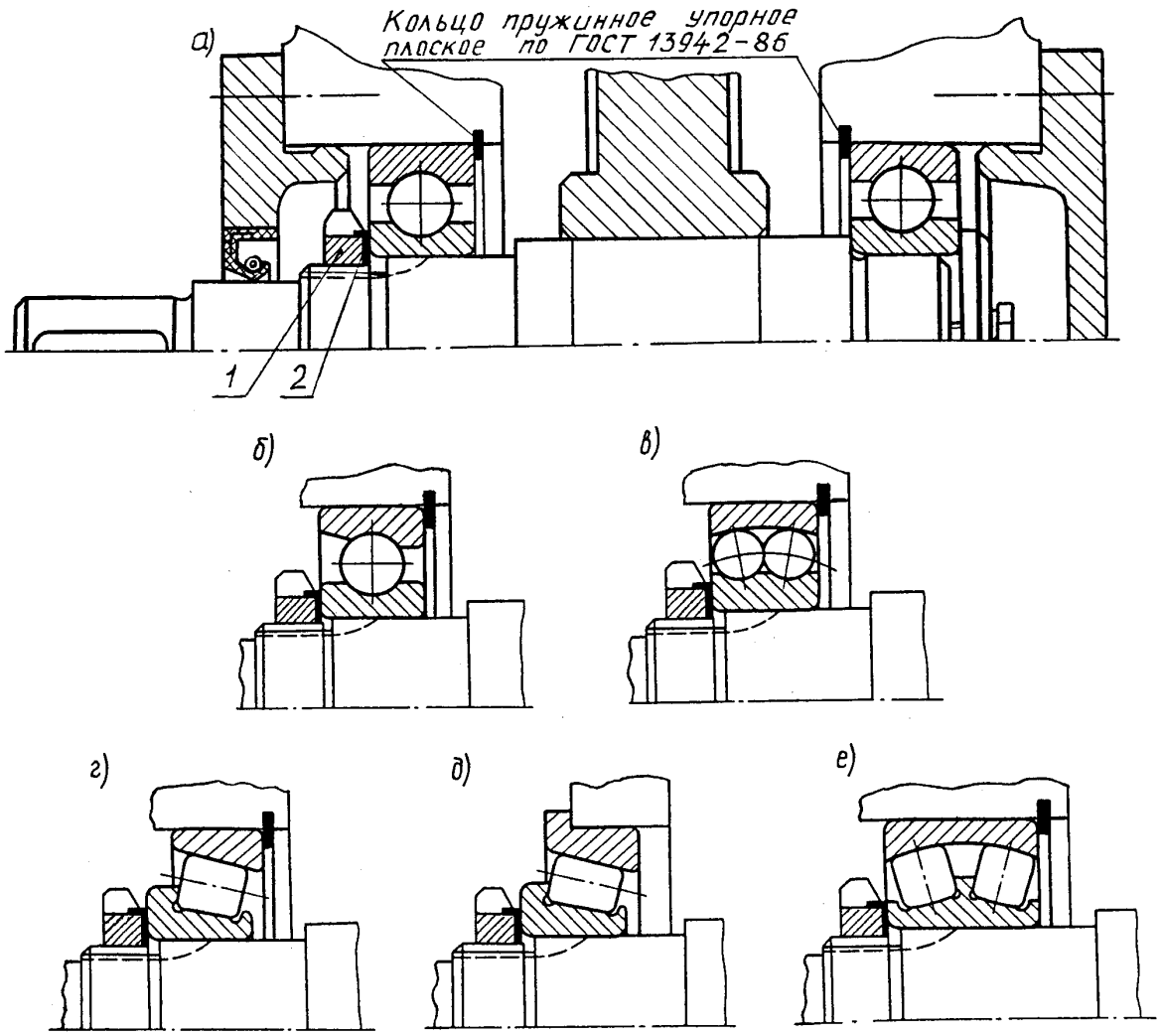

а)
Кольцо пружинное упорное плоское по ГОСТ 13942-86
1
2
б)
в)
г)
д)
е)

Рис. 4.4

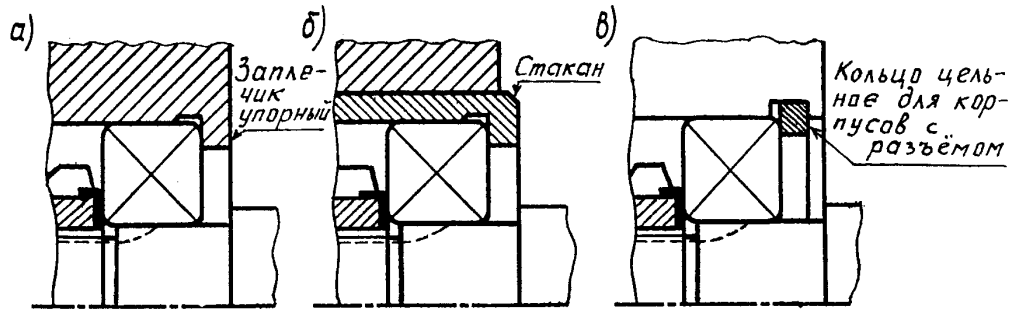

а)
Заплечик упорный
б)
Стакан
в)
Кольцо цельное для корпусов с разъёмом

Рис. 4.5

(рис. 4.23). Это связано с тем, что при одном и том же расстоянии a_2 между серединами подшипников, устанавливаемых “враспор” и “врастяжку”, в последнем случае увеличивается расстояние между точками А и В приложения радиальных реакций (иначе это расстояние называют установочной базой подшипников). Тем самым обеспечивается меньшая величина реакций и большая жесткость конструкции вала.

Осевой зазор при регулировании подшипников, установленных по схеме 2 “врастяжку”, может быть принят по табл. 4.1 или 4.2 в зависимости от типа подшипника, а расстояние l между опорами (см. рис. 4.1) может быть увеличено на 25% в сравнении с величинами l, указанными в данных таблицах.

4.2.3. СХЕМА 3 (ОДНА ОПОРА ФИКСИРУЮЩАЯ, ВТОРАЯ ПЛАВАЮЩАЯ)

В схеме 3 (рис. 4.1) вал фиксируется от осевого перемещения только в одной опоре:

а) одним подшипником (вариант 3.1);

б) двумя подшипниками (вариант 3.2).

При этом вторая опора выполняется плавающей (для вариантов 3.1 и 3.2 плавающей выполнена правая опора).

Таким образом, фиксирующая опора (одинарная или сдвоенная) ограничивает осевое перемещение вала в обоих направлениях, а плавающая опора обеспечивает осевое перемещение вала в любом осевом направлении.

Конструктивное исполнение фиксирующей опоры с одним подшипником представлено на рис. 4.6 ... 4.7, с двумя подшипниками - на рис. 4.8 и плавающей опоры - на рис. 4.9. При данной схеме установки вала фиксирующая опора воспринимает радиальную и в любом направлении осевую нагрузки. В то же время плавающая опора воспринимает только радиальную нагрузку. Схему 3 применяют при любом расстоянии l между опорами (коробки передач, приводные валы конвейеров и др.).

При выборе фиксирующей и плавающей опор можно придерживаться следующих рекомендаций [1]. Если вал нагружен радиальными и осевыми нагрузками, то в качестве плавающей выбирают опору, нагруженную большей радиальной силой, что обеспечит более равномерную нагрузку подшипников обеих опор. Если вал нагружен только радиальными нагрузками, то в качестве плавающей выбирают опору с меньшей нагрузкой, что обеспечит меньший износ поверхности отверстия корпуса в результате перемещений подшипника в осевом направлении. Что касается зазора в плавающей опоре между торцами крышки и наружного кольца подшипника, то для опор на рис. 4.9, *а ... в* можно принимать $b \geq 0{,}01\ l$, где l (мм) - расстояние между торцами колец подшипников, указанное для вариантов 3.1 и 3.2 на рис. 4.1. Для опоры на рис. 4.9, *д* – $b = 0{,}5$ ... $0{,}8$ мм. Регулирование радиальных и радиально-упорных подшипников фиксирующей опоры по варианту 3.2 может производится пере-

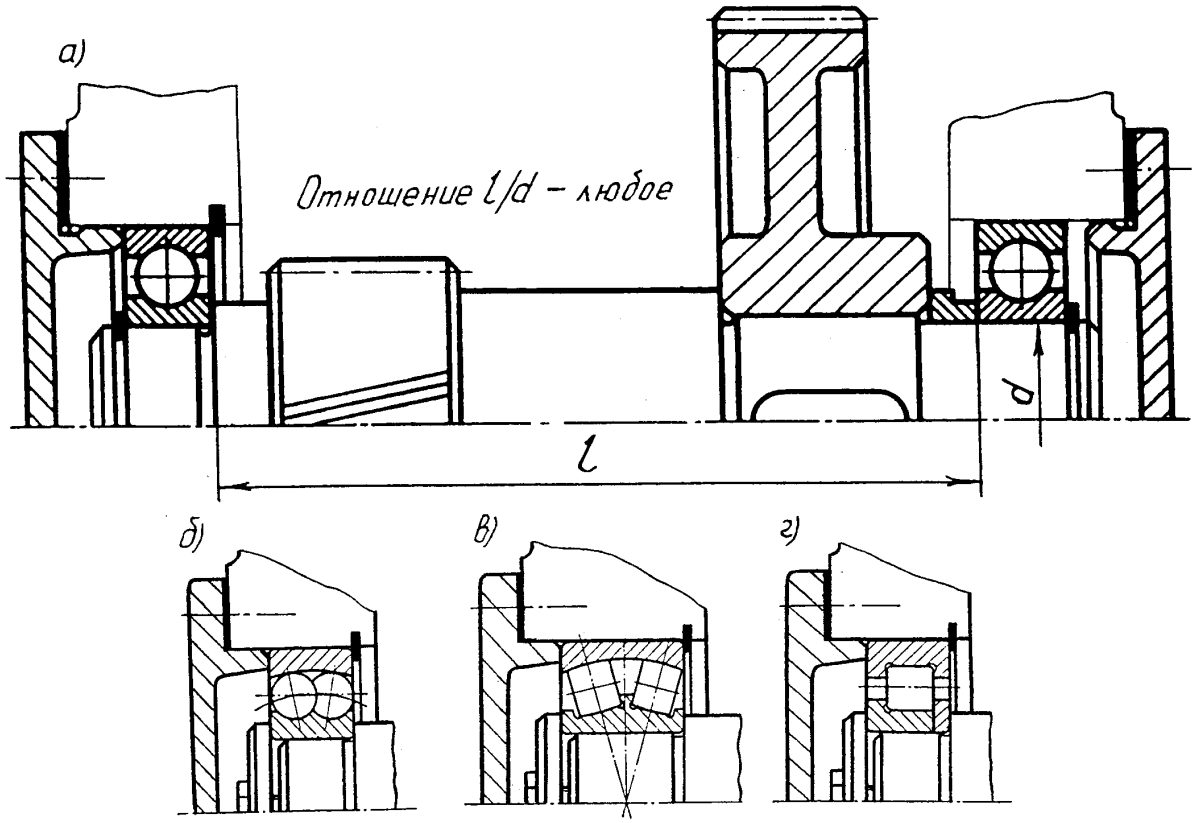


Рис. 4.6

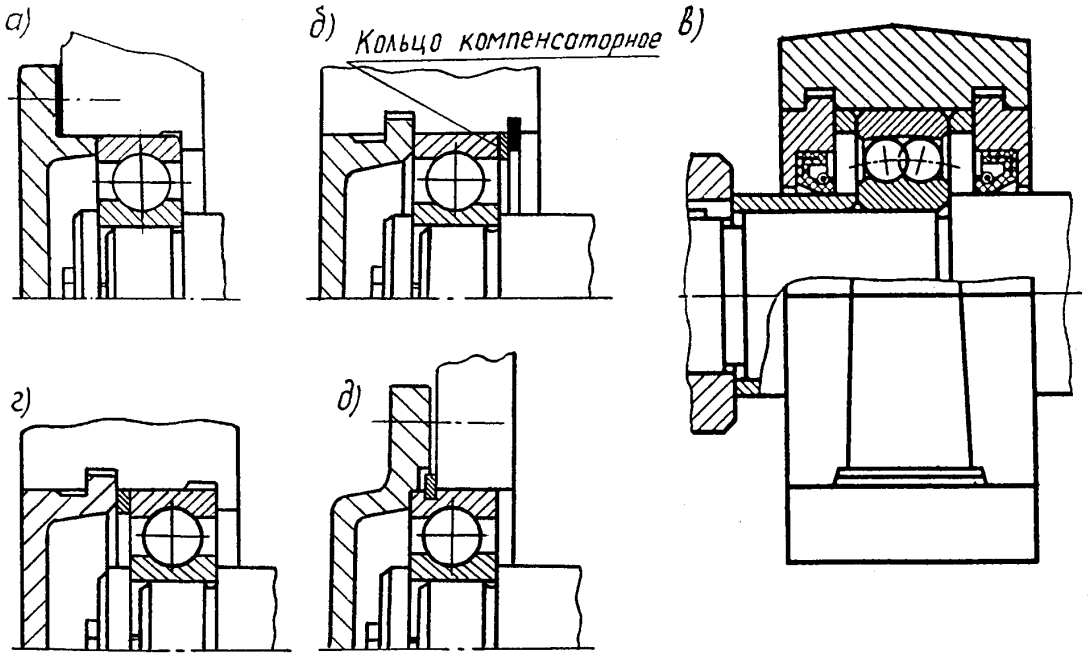


Рис. 4.7

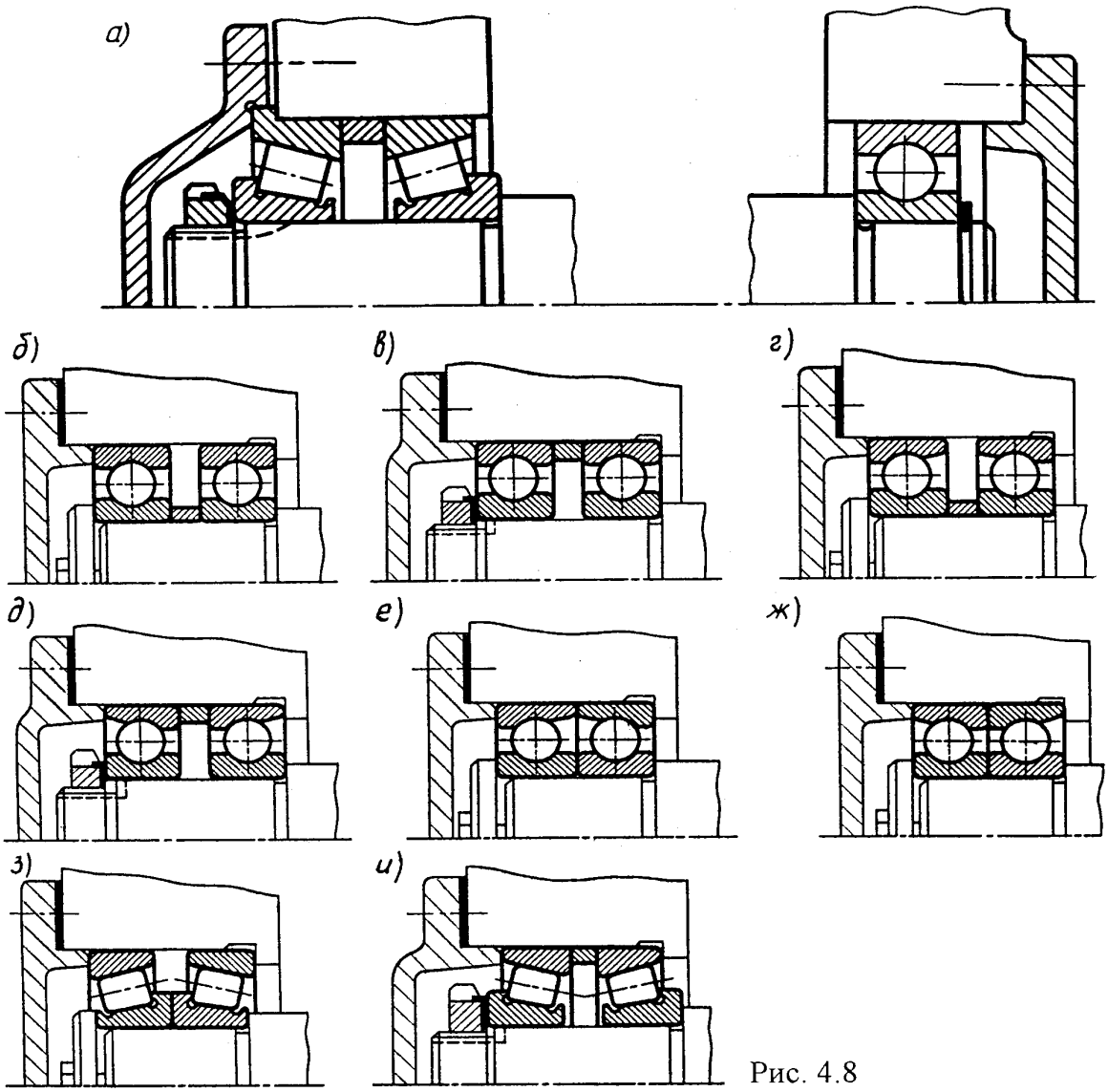


Рис. 4.8

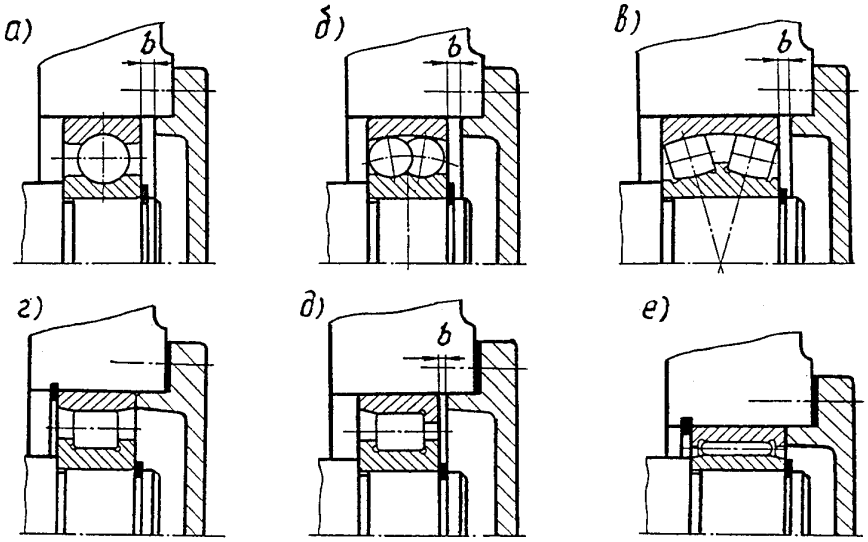


Рис.4.9

мещением наружных (рис. 4.8, *б, г, е ... з*) или внутренних (рис. 4.8 *в, д, и*) колец.

При регулировании радиальных шарикоподшипников (рис. 4.8, *б*) между торцом крышки и торцом наружного кольца левого подшипника оставляют зазор для компенсации тепловых деформаций $a = 0{,}2 \ldots 0{,}5$ мм (на рисунке не показан). Такой же зазор предусматривают и при регулировании гайкой (рис. 4.8, *в*). При регулировании радиально-упорных шарикоподшипников (рис. 4.8, *г ...ж*) величину осевого зазора принимают по табл. 4.1 для ряда 1. При регулировании конических роликоподшипников (рис. 4.8, *з, и*) осевой зазор принимают по табл.4.2 для ряда 1.

4.2.4. СХЕМА 4 (ПЛАВАЮЩИЙ ВАЛ)

Данная схема определяет конструкцию опор плавающих валов. Схема 4 обеспечивает самоустановку одного из валов шевронной или сдвоенной косозубой передачи относительно другого вала, зафиксированного от осевых перемещений. При этом ограничение осевого перемещения плавающего вала осуществляется не в опорах, а зубьями шевронной или сдвоенной косозубой передачи. Рассмотрим варианты конструктивного исполнения схемы 4.

Вариант 4.1. В качестве опор при варианте 4.1 применяют роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами типа 2000 (ГОСТ 8328 - 75) без бортов на наружном кольце. С помощью пружинных колец внутренние кольца подшипников закрепляют на валу, а наружные - в корпусе. Отсутствие бортов на наружном кольце подшипника обеспечивает осевое плавание вала вместе с внутренними кольцами и комплектами роликов относительно неподвижных наружных колец.

Вариант 4.2. В качестве опор для варианта 4.2 применяет радиальные шариковые однорядные, шариковые или роликовые двухрядные сферические подшипники, а также роликовые радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами типа 12000 (ГОСТ 8328 - 75) с одним бортом на наружном кольце. При этом наружные кольца подшипников имеют свободу осевого перемещения на величину осевого зазора $a = 0{,}5 \ldots 0{,}8$ мм. Внутренние кольца на валу необходимо закреплять.

4.3. ПРИМЕРЫ КОНСТРУКЦИЙ УЗЛОВ ЗУБЧАТЫХ И ЧЕРВЯЧНЫХ ПЕРЕДАЧ

Проектирование редуктора или коробки скоростей проводят при большом разнообразии типов подшипников, схем их установки и способов регулирования, конструкций зубчатых колес, червяков и червячных колес, крышек подшипников и стаканов, а также уплотнений. Для облегчения решения данной задачи ниже рассматриваются типовые конструкции различных узлов, сборка которых проводится, как правило, вне корпуса редуктора и коробки скоростей.

Однако рассматриваемые варианты конструкций нельзя принимать как единственно возможные. Приведенные разработки являются лишь одним из вариантов конструктивного оформления этих узлов.

На рис. 4.10 показана конструкция входного (быстроходного), промежуточного и выходного (тихоходного) валов цилиндрического двухступенчатого редуктора типа 5Ц2. В качестве опор валов используются конические роликоподшипники, установленные по схеме 1 “враспор” (вариант 1.1). Необходимый осевой зазор в подшипниках вала обеспечивается с помощью набора колец, установленных между торцами закладной крышки и наружного кольца роликоподшипника. Для удобства сборки, кольца установлены со стороны глухой крышки. Вместо набора колец возможно использование одного компенсаторного кольца.

Для осевого фиксирования деталей, устанавливаемых на конце тихоходного вала, предусмотрено упорное кольцо.

Конструкция тихоходного вала для других схем сборки редуктора показана на рис. 4.11, *а*.

На рис. 4.11, *б* приведена конструкция выходного (тихоходного) вала редуктора 5Ц2, конец которого выполнен в виде венца зубчатой муфты. Такая конструкция нашла широкое применение в механизмах подъема груза (см. рис. 4.42), где вторая половина муфты крепится к барабану. В расточке выходного вала редуктора устанавливается один из подшипников оси барабана. Второй подшипник оси установлен в отдельном корпусе на раме машины. Такое соединение конца тихоходного вала редуктора с барабаном обеспечивает компактность конструкции механизма подъема, однако создает дополнительную консольную нагрузку для опор выходного вала редуктора.

На рис.14.12 ... 14.15 приведены варианты конструктивного оформления входных (быстроходных), промежуточных и выходных (тихоходных) валов цилиндрических редукторов, предлагаемые П.Ф. Дунаевым и О.П. Леликовым [1]. Все валы установлены на подшипниках по схеме 1 “враспор”.

На рис. 14.15, *а* ... *в* для передачи вращающего момента с колеса на выходной вал применено соединение с гарантированным натягом, на рис. 14.15, *г* - шпоночное соединение.

Для установки колеса на промежуточном валу (рис. 4.14) можно также использовать соединение с натягом.

Приведенные на рис. 4.10 ... 4.15 конструкции валов с подшипниковыми узлами могут быть использованы при курсовом проектировании не только горизонтальных, но и вертикальных редукторов. Кроме этого, конструкции выходных валов, показанные на рис. 4.15, можно принять в качестве прототипов при проектировании коническо-цилиндрических и червячно-цилиндрических редукторов.

Цилиндрический редуктор, представленный на рис. 4.10, называют редуктором, выполненным по развернутой схеме. В отличии от него в соосном цилиндрическом редукторе оси входного и выходного валов совпадают. При этом ме-

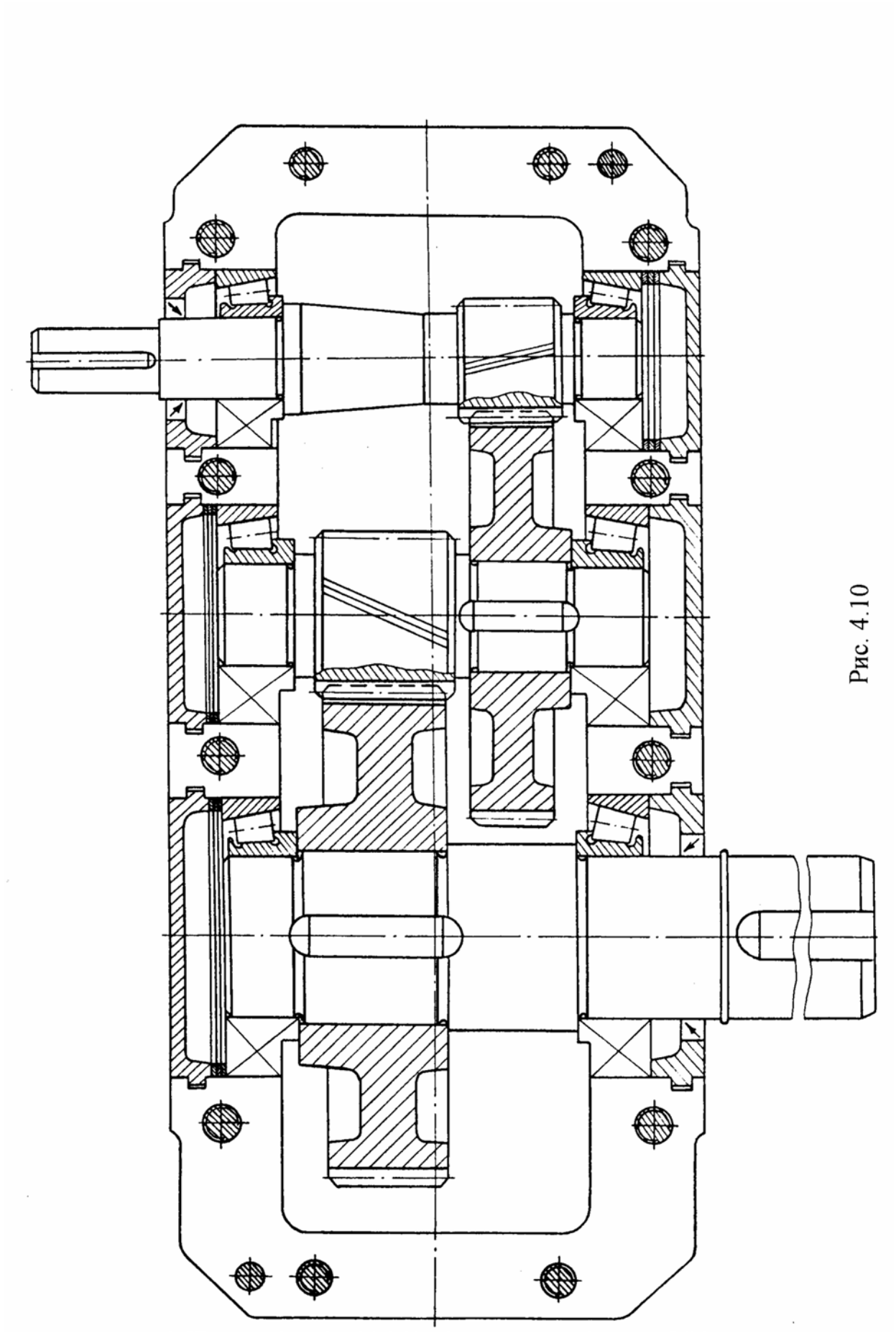


Рис. 4.10

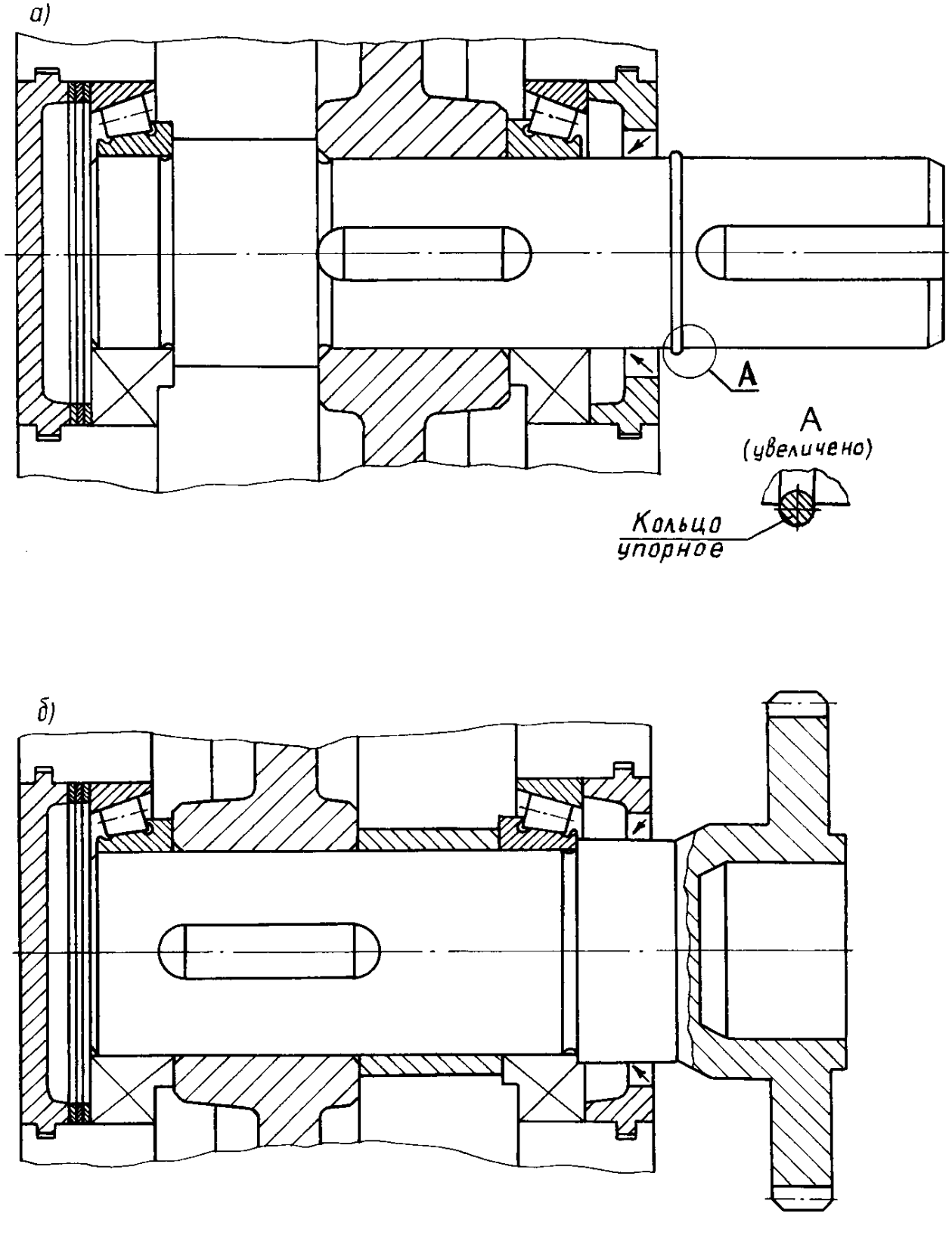


Рис.4.11

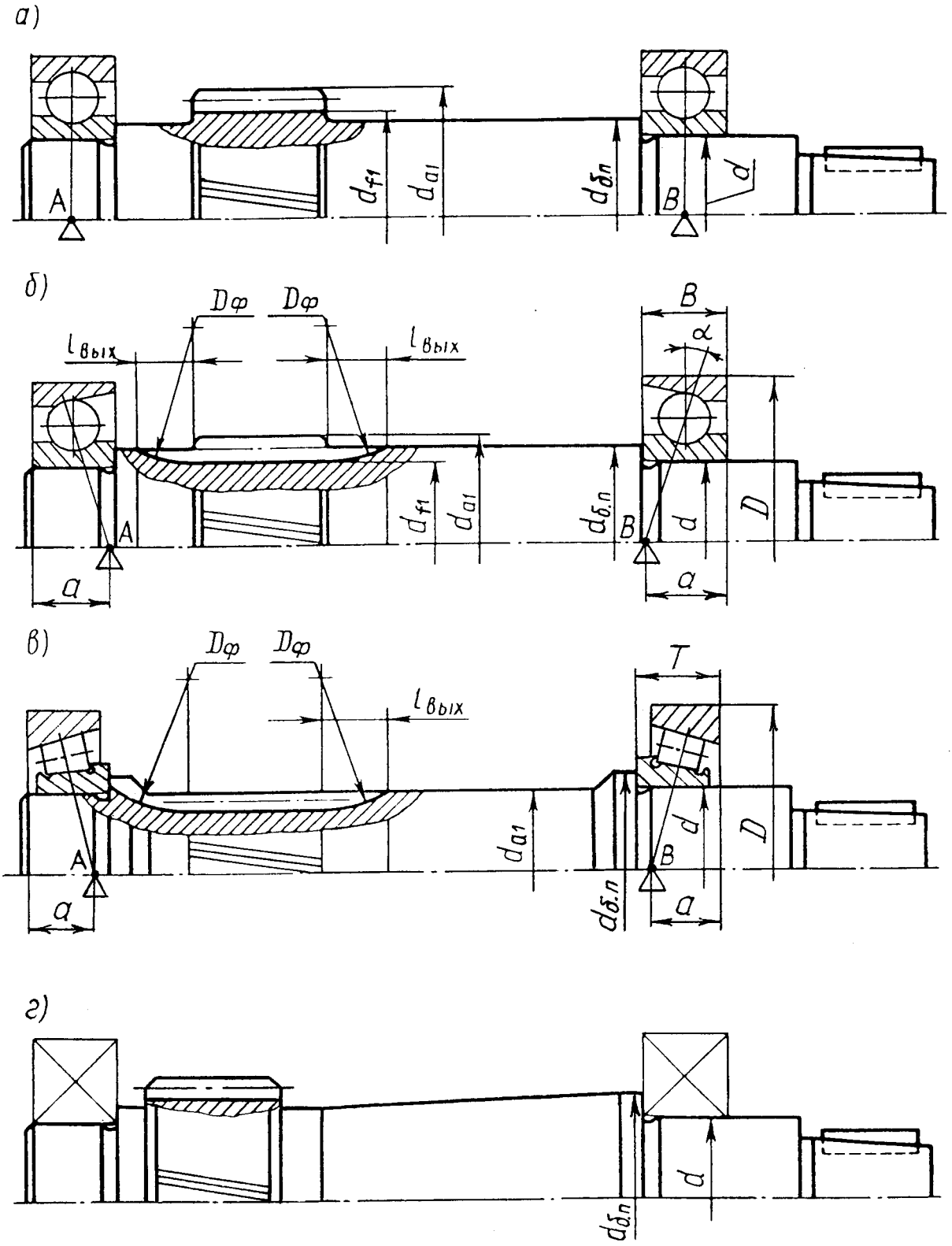

а)
A
d_{f1}
d_{a1}
$d_{б.п}$
B
d
б)
Dф
Dф
$l_{вых}$
$l_{вых}$
B
α
A
d_{f1}
d_{a1}
$d_{б.п}$
B
d
D
a
a
в)
Dф
Dф
$l_{вых}$
T
A
d_{a1}
B
d
D
a
$d_{б.п}$
a
г)
$d_{б.п}$
d

Рис. 4.12

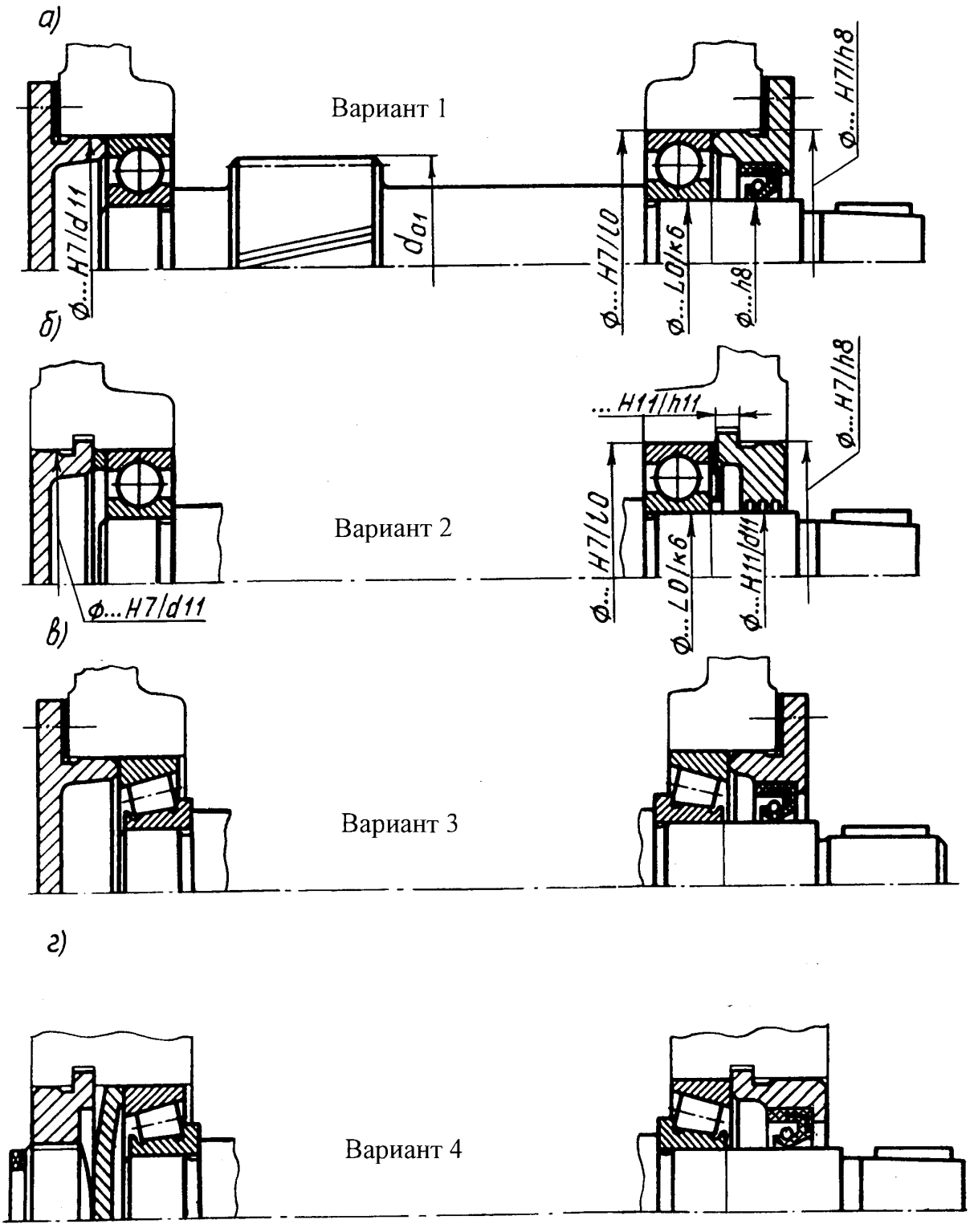

а)
Вариант 1
Ø...H7/d11
d_{a1}
Ø...H7/l0
Ø...l0/k6
Ø...h8
Ø...H7/h8
б)
Вариант 2
Ø...H7/d11
...H11/h11
Ø...H7/l0
Ø...l0/k6
Ø...H11/d11
Ø...H7/h8
в)
Вариант 3
г)
Вариант 4

Рис. 4.13

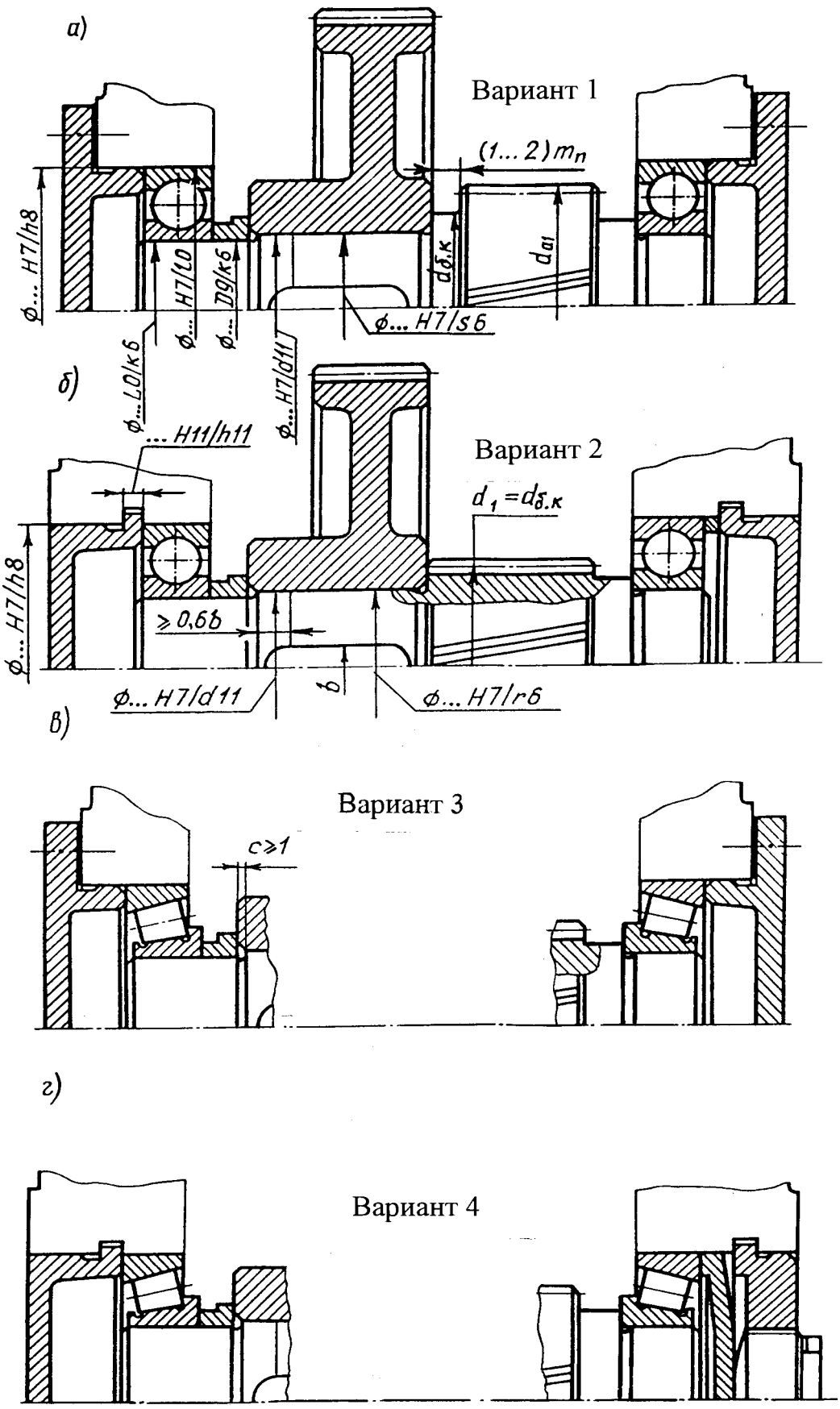

а)
Вариант 1
(1... 2) m_n
ϕ... H7/h8
ϕ... H7/D
ϕ... D9/k6
$d_{\delta.к}$
d_{a1}
ϕ... H7/s6
ϕ... L0/k6
б)
... H11/h11
ϕ... H7/d11
Вариант 2
$d_1 = d_{\delta.к}$
ϕ... H7/h8
≥ 0,6b
b
ϕ... H7/d11
ϕ... H7/r6
в)
Вариант 3
c≥1
г)
Вариант 4

Рис. 4.14

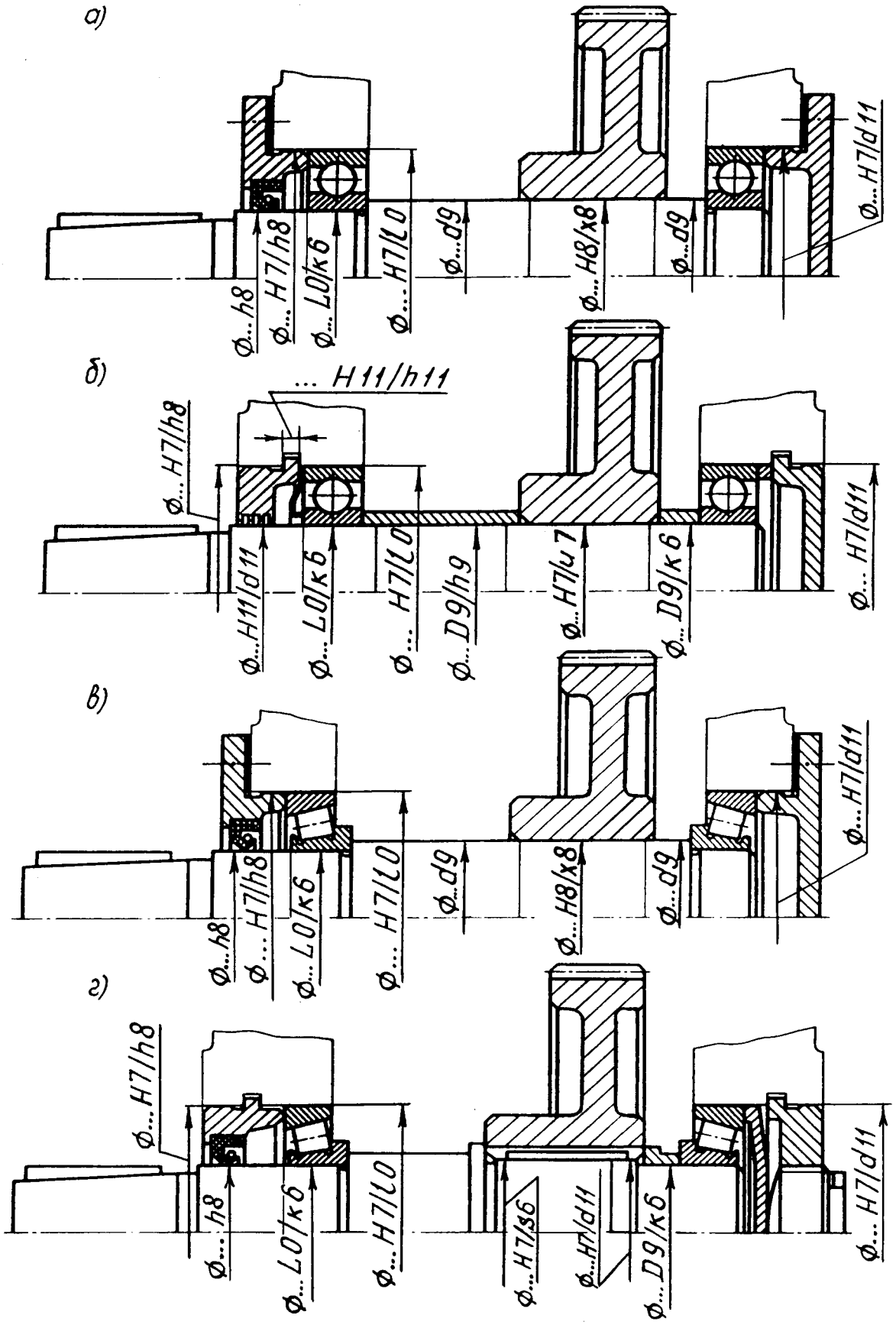

а)
Ø...h8
Ø... H7/h8
Ø... L0/к6
Ø.... H7/L0
Ø...d9
Ø... H8/x8
Ø...d9
Ø... H7/d11
б)
... H11/h11
Ø... H7/h8
Ø...H11/d11
Ø... L0/к6
Ø.... H7/L0
Ø... D9/h9
Ø... H7/u7
Ø... D9/к6
Ø... H7/d11
в)
Ø...h8
Ø.... H7/h8
Ø... L0/к6
Ø.... H7/L0
Ø...d9
Ø... H8/x8
Ø...d9
Ø.... H7/d11
г)
Ø.... H7/h8
Ø.... h8
Ø... L0/к6
Ø.... H7/L0
Ø... H7/s6
Ø... H7/d11
Ø... D9/к6
Ø... H7/d11

Рис. 4.15

жду торцовыми поверхностями шестерни быстроходной ступени и колеса тихоходной ступени расположены два подшипника. Поэтому внутри нижней части корпуса соосного редуктора предусмотрена дополнительная стенка, предназначенная для размещения этих подшипников, или так называемая промежуточная или средняя опора.

Конструкции входного, промежуточного и выходного валов соосного редуктора с внутренней стенкой в корпусе редуктора показаны на рис. 4.16 ... 4.18.

На рис. 4.16 приведены конструкции входных валов соосного редуктора, установленных на радиальных шарикоподшипниках по схеме 1 “враспор” (вариант 1.2). Необходимый осевой зазор a = 0,2...0,5 мм обеспечивают при сборке установкой набора тонких металлических прокладок под фланец привертной крышки (рис. 4.16, *а*) или установкой компенсаторного кольца 1 в случае применения закладной крышки (рис. 4.16, *б*). Шестерню устанавливают обычно симметрично относительно опор вала. Подшипники соосных валов (входного и выходного), устанавливаемые в промежуточной опоре, имеют разные габариты, так как один из них является опорой быстроходного вала, а другой – тихоходного вала. На рис. 4.16 показаны два наиболее распространенные конструктивные варианты выполнения промежуточной опоры. На рис. 4.16, *а* отверстия под подшипники выполняют непосредственно во внутренней стенке корпуса редуктора, проводя обработку отверстий с двух сторон. При этом буртики (заплечики) для подшипников образуют в обоих отверстиях, что обеспечивает наиболее высокую точность установки подшипников.

Во втором конструктивном варианте (рис.4.16, *б*) отверстие в промежуточной опоре растачивают одного диаметра, равного наружному диаметру большего подшипника, что значительно упрощает обработку. Однако подшипник с меньшим наружным диаметром можно установить только в дополнительном кольце 2. Для фиксирования кольца 2 относительно внутренней стенки корпуса редуктора на наружной поверхности кольца предусмотрен кольцевой выступ, устанавливаемый по посадке H11/h11 в канавку, выполняемую во внутренней стенке корпуса. Так как при сборке входного и выходного валов подшипники доводят до упора в торцовые поверхности кольца 2, точность изготовления последнего должна быть достаточно высокой.

Подшипники промежуточной опоры закрывают отдельной съемной крышкой во внутренней стенке корпуса редуктора.

Конструкция промежуточного вала цилиндрического соосного редуктора показана на рис. 4.17. Обе опоры промежуточного вала установлены на внешних боковых стенках редуктора, что увеличивает расстояние l, так как внутри корпуса расположена промежуточная опора для входного и выходного валов.

Подшипники промежуточного вала соосного редуктора обычно устанавливают “враспор”. Однако, если в качестве опор используют радиально-упорные подшипники (шариковые или роликовые), то установка этих подшипников “враспор” допустима в случае выполнения условия $l \leqslant l_{max}$, где l_{max} - максимально допустимое расстояние между подшипниками, принимаемое по табл.4.1

или 4.2. При $l > l_{max}$ промежуточный вал устанавливают по схеме 3 (вариант 3.1).

На рис. 4.18 приведены конструкции выходных валов соосного редуктора. На рис. 4.18, *а* для передачи вращающего момента с колеса на вал применено шпоночное соединение и вал имеет ступенчатую форму с цилиндрическим концевым участком. На рис. 4.18, *б* колесо установлено на гладкий вал по посадке с гарантированным натягом, конец вала имеет коническую форму. В сравнении со ступенчатой формой для гладкого вала достигается сокращение расхода металла при его изготовлении и повышается усталостная прочность. Однако установку колеса на гладкий вал следует выполнять в сборочном приспособлении, определяющем осевое положение колеса. При установке колеса на вал с буртом (рис. 4.18, *а*) такое приспособление не требуется.

На рис. 4.19 показана конструкция полого выходного вала редуктора с эвольвентными шлицами. За номинальный диаметр шлицевого соединения принимают его наружный диаметр *D*, в зависимости от которого по таблицам ГОСТ 6033 - 80 и назначают размеры соединений. Центрирование в эвольвентном шлицевом соединении выполняют по боковым поверхностям *S* и по наружному диаметру *D*.

Конструкция полого тихоходного вала, приведенная на рис. 4.19, может быть принята в качестве прототипа при разработке полого выходного вала как соосного цилиндрического, так и других типов редукторов.

На рис. 4.20 показан двухступенчатый цилиндрический соосный редуктор без внутренней стенки в корпусе, что позволило уменьшить его ширину и упростить конструкцию. Оба подшипника входного (быстроходного) вала установлены в специальном литом стакане конической формы с фланцем, который одновременно предназначен для установки одного из подшипников выходного (тихоходного) вала. Стакан имеет вырез с целью обеспечения свободного вращения колеса быстроходной ступени. Толстостенная конструкция стакана с ребрами обеспечивает его высокую жесткость. Колесо быстроходной ступени установлено на промежуточном валу по посадке с гарантированным натягом, колесо тихоходной ступени выполнено за одно целое с валом.

На рис. 4.21 приведено конструктивное оформление подшипниковых узлов плавающих валов сдвоенной косозубой передачи (раздвоенный шеврон). Особенности конструкции для вариантов 4.1 и 4.2 подробно были рассмотрены раннее при описании схемы 4 установки подшипников таких валов. При этом следует обратить особое внимание на то, что вал, сопряженный с плавающим, в обязательном порядке фиксируют относительно корпуса. Решая вопрос о том, какой вал редуктора принимать плавающим, следует учитывать, что на этот вал не должны действовать неуравновешенные осевые нагрузки от смежных пар, так как иначе нарушается равновесие осевых сил на раздвоенных зубчатых колесах, а следовательно, мощность между ними будет распределяться неравномерно. При плавающих входных (рис. 4.21, *а*...*в*) или выходных (рис. 4.21, *г*) валах должна быть подобрана муфта с хорошей осевой компенсацией.

При использовании в опорах радиального подшипника с короткими цилиндрическими роликами типа 2000 без бортов на наружном кольце (рис. 4.21, *а, г*) в обязательном порядке это кольцо поджимают к опорному кольцу 1. Если кор-

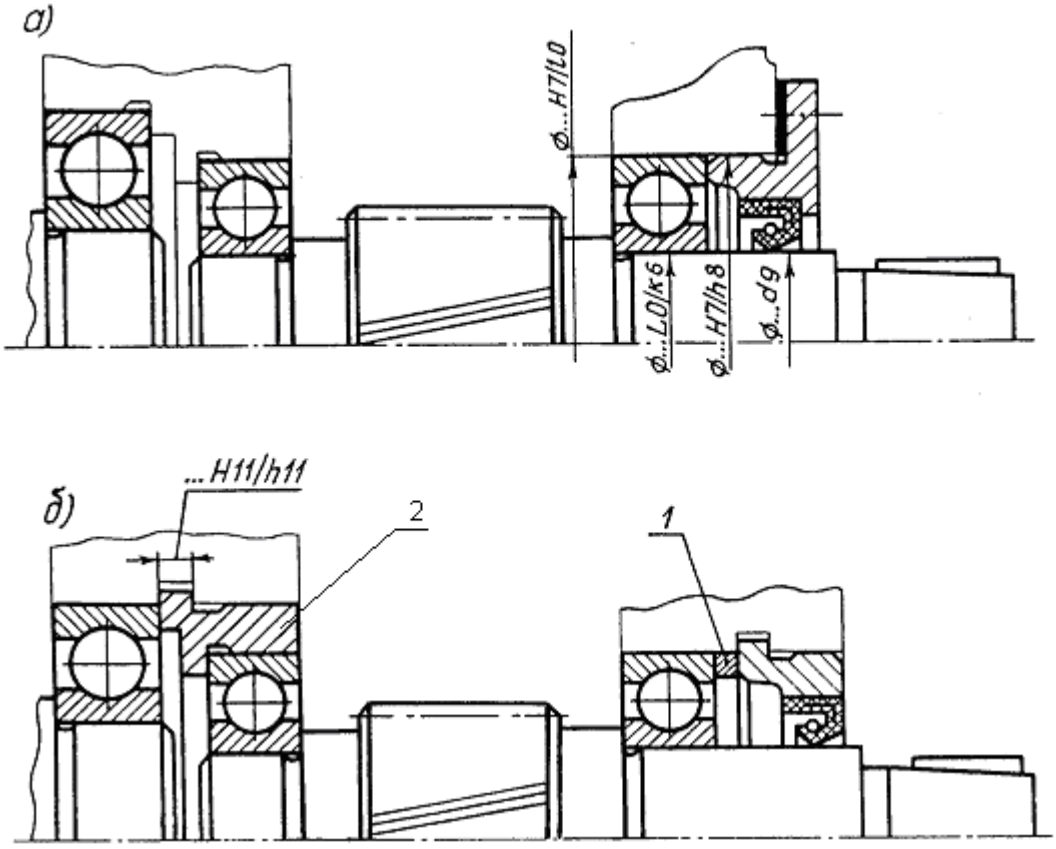


Рис. 4.16

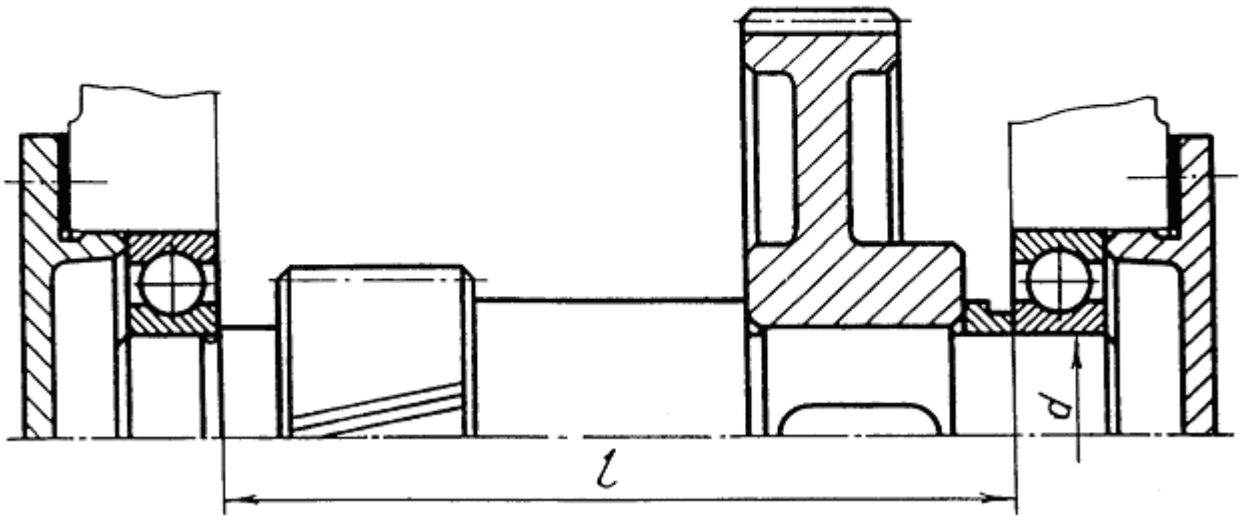


Рис.4.17

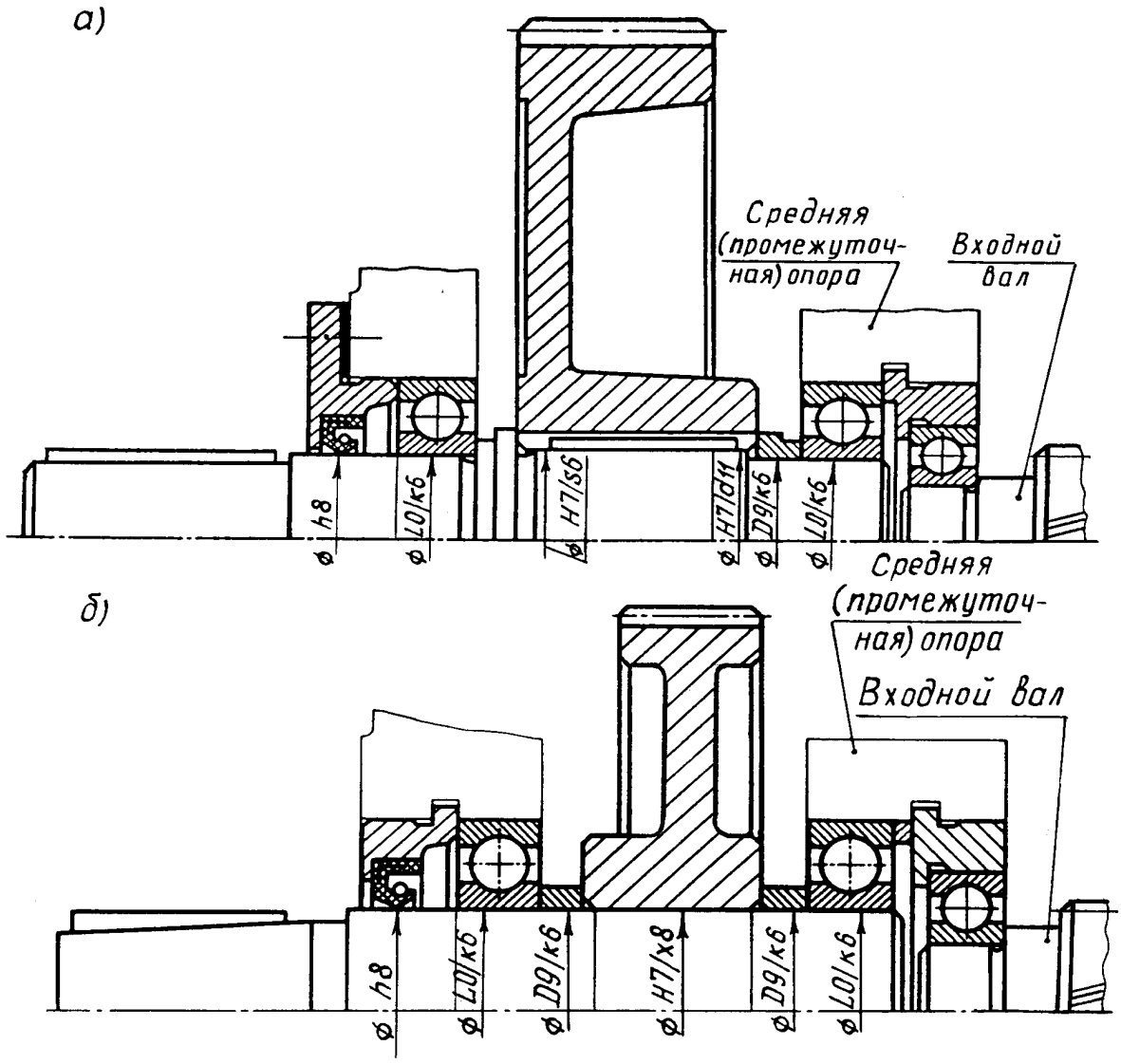


Рис. 4.18

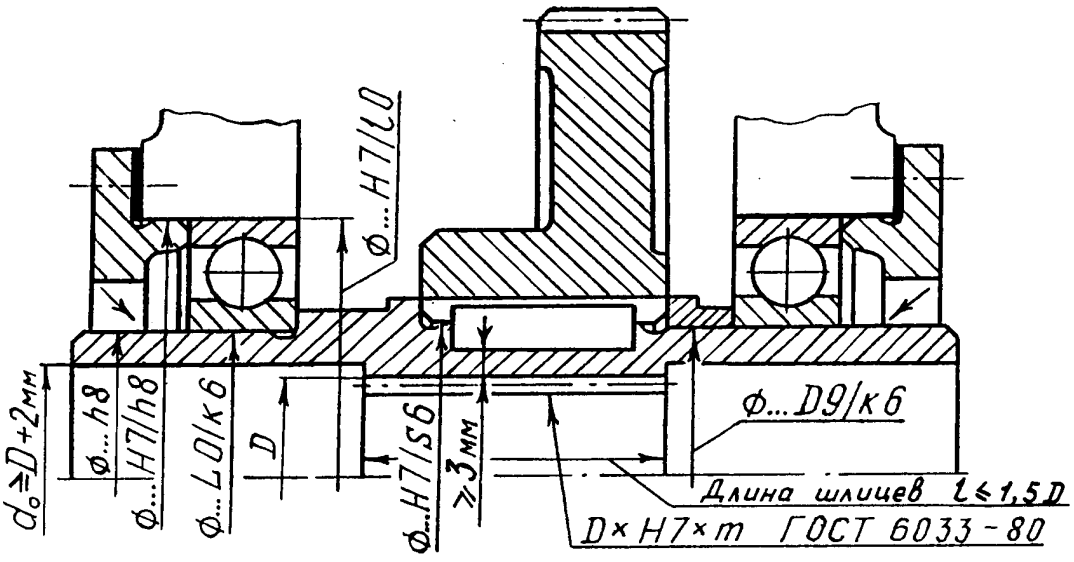


Рис. 4.19

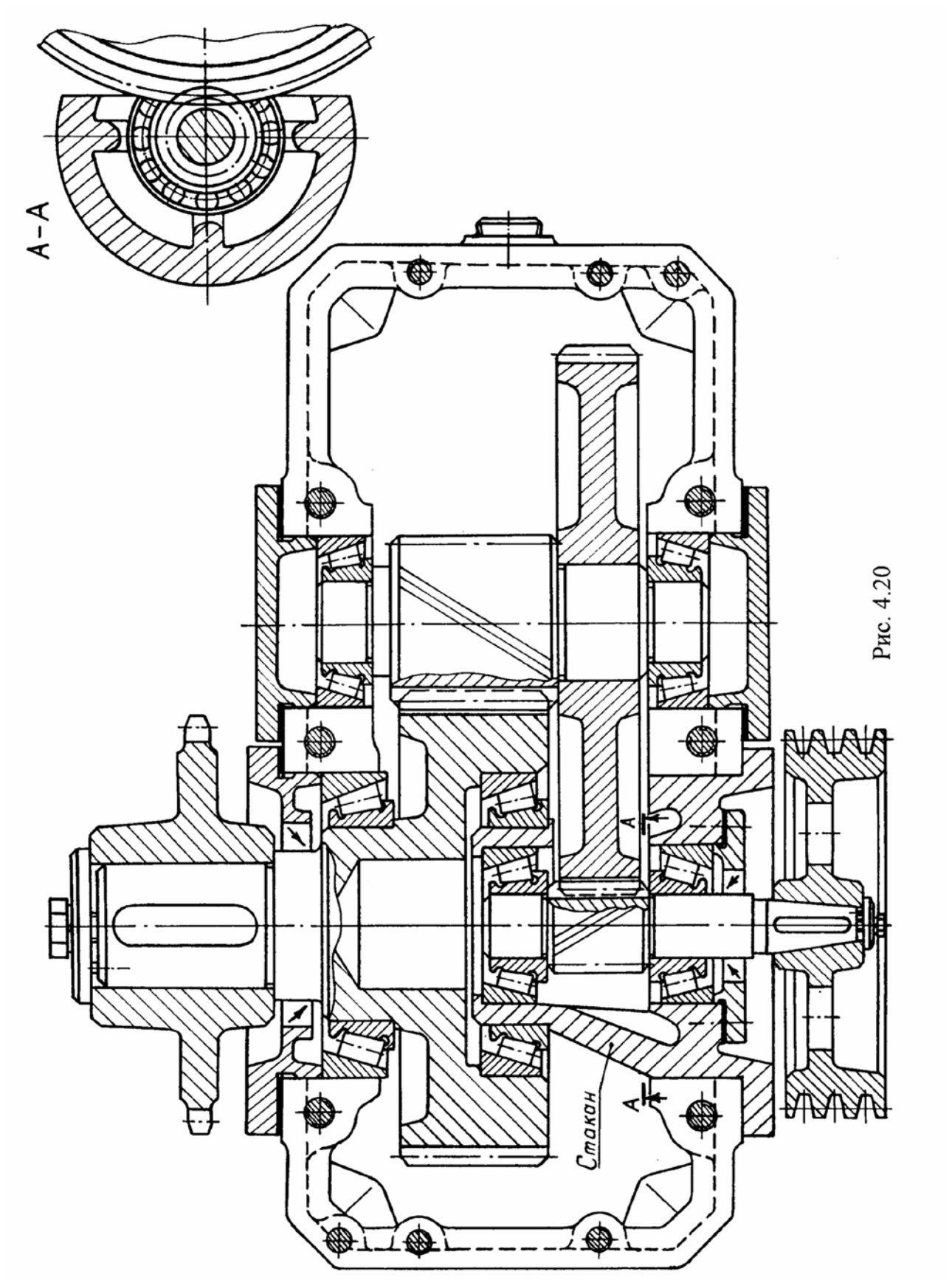


Рис. 4.20

пус редуктора не имеет разъема, то кольцо 1 - это пружинное плоское упорное внутреннее кольцо. Для корпуса с разъемом, проходящим через ось плавающего вала, упорное кольцо 1 может быть сплошным. При этом внутреннее кольцо данного подшипника следует закреплять на валу с двух сторон, используя для этой цели упорное пружинное плоское наружное кольцо 2. Неточность изготовления деталей по длине компенсируется установкой между упорным кольцом 2 и торцом внутреннего кольца подшипника специального компенсаторного кольца 3, толщину которого подбирают при сборке.

При использовании в опорах плавающего вала радиального подшипника с короткими цилиндрическими роликами с одним бортом на наружном кольце типа 12000 (рис. 4.21, *б*) осевой зазор $a = 0{,}5 \ldots 0{,}8$ мм устанавливают при сборке подбором тонких металлических прокладок 4, размещая их между фланцами привертных крышек и корпусом. Внутреннее кольцо данного подшипника следует закреплять на валу.

На рис. 4.22 приведен один из вариантов конструктивного исполнения промежуточного вала зубчатого или червячно-цилиндрического редукторов с раздвоенной тихоходной ступенью. Левая шестерня выполнена заодно с валом, правая – насадная.

На рис. 4.23 показаны конструкции входных (быстроходных) валов конических шестерен, рекомендуемые П.Ф. Дунаевым и О.П. Леликовым [1] для конических и коническо-цилиндрических редукторов. С целью получения большей установочной базы подшипников a_2 и соответственно большей жесткости опор подшипники установлены по схеме 2 “врастяжку” (вариант 2.1). Регулирование осевого зазора в радиально-упорных конических роликоподшипниках производится, как уже было рассмотрено ранее, осевым перемещением на валу внутреннего кольца одного подшипника (на рис. 4.23 правого подшипника) с помощью круглой шлицевой гайки, которая от самопроизвольного отвинчивания стопорится затем многолапчатой шайбой. Однако при сборке конической передачи, кроме регулирования подшипников, в обязательном порядке производится регулирование осевого положения зубчатых колес, для того, чтобы обеспечить совпадение вершин начальных конусов шестерни и колеса (правильность монтажа определяется по форме и расположению пятна контакта на рабочих поверхностях зубьев). Перемещение вала с конической шестерней осуществляется путем изменения толщины набора тонких металлических прокладок 1, устанавливаемых между фланцем 2 и корпусом редуктора. В ряде конструкций взамен набора тонких прокладок устанавливают компенсаторные полукольца.

При сборке конической передачи обычно вначале регулируют подшипники, а затем зацепление.

Консольное расположение конической шестерни приводит к повышению концентрации нагрузки по длине зуба, уменьшить которую стремятся повышением жесткости подшипниковых узлов, используя в качестве опор конические роликоподшипники. Кроме этого, повышенные требования к жесткости диктуются и высокой точностью осевого расположения конической шестерни по условиям работы зацепления.

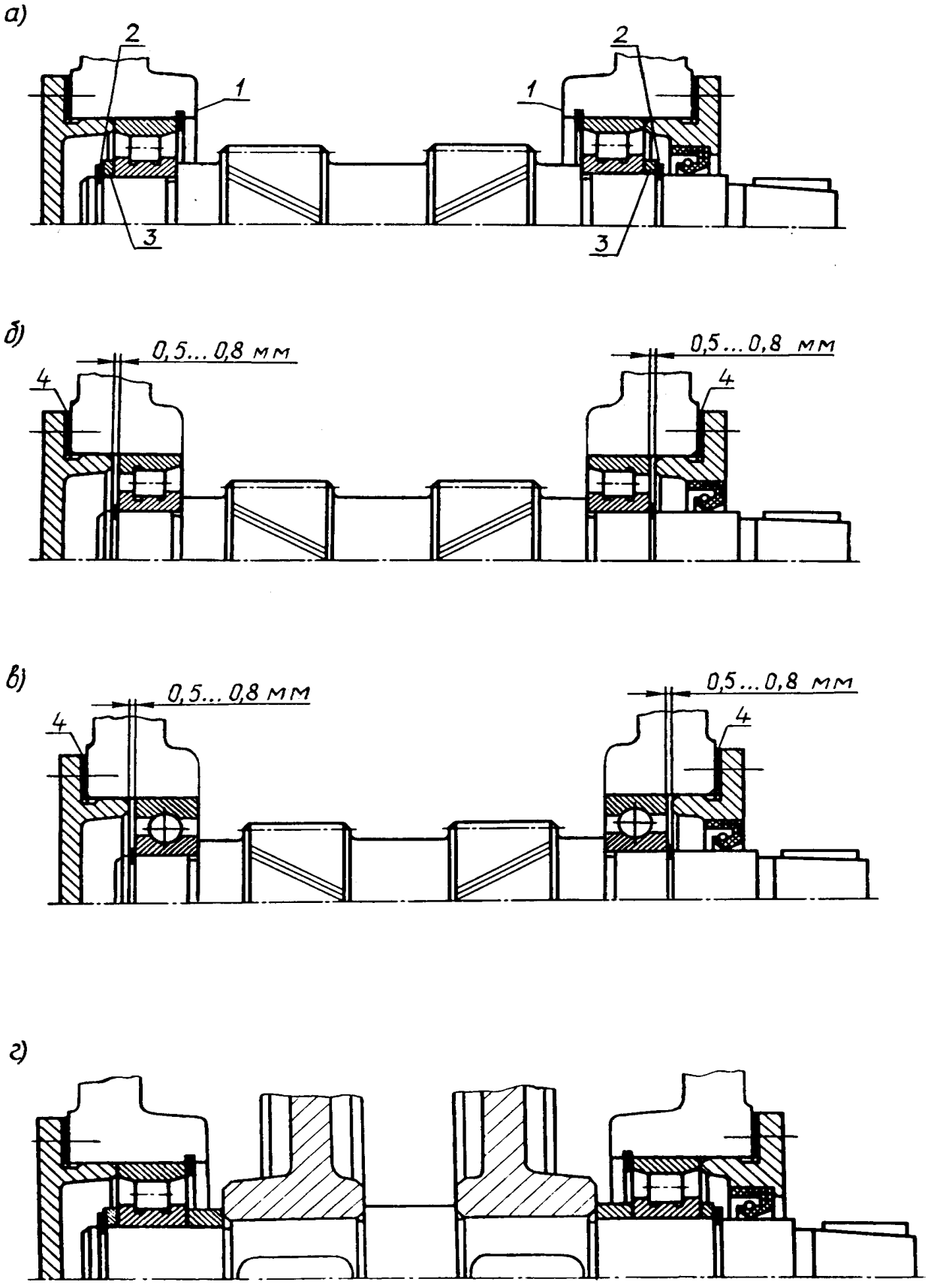


Рис. 4.21

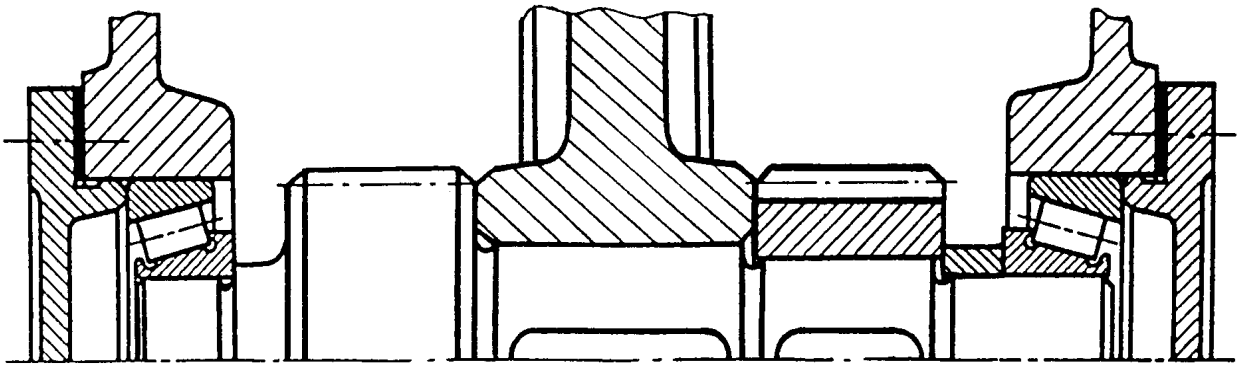


Рис. 4.22

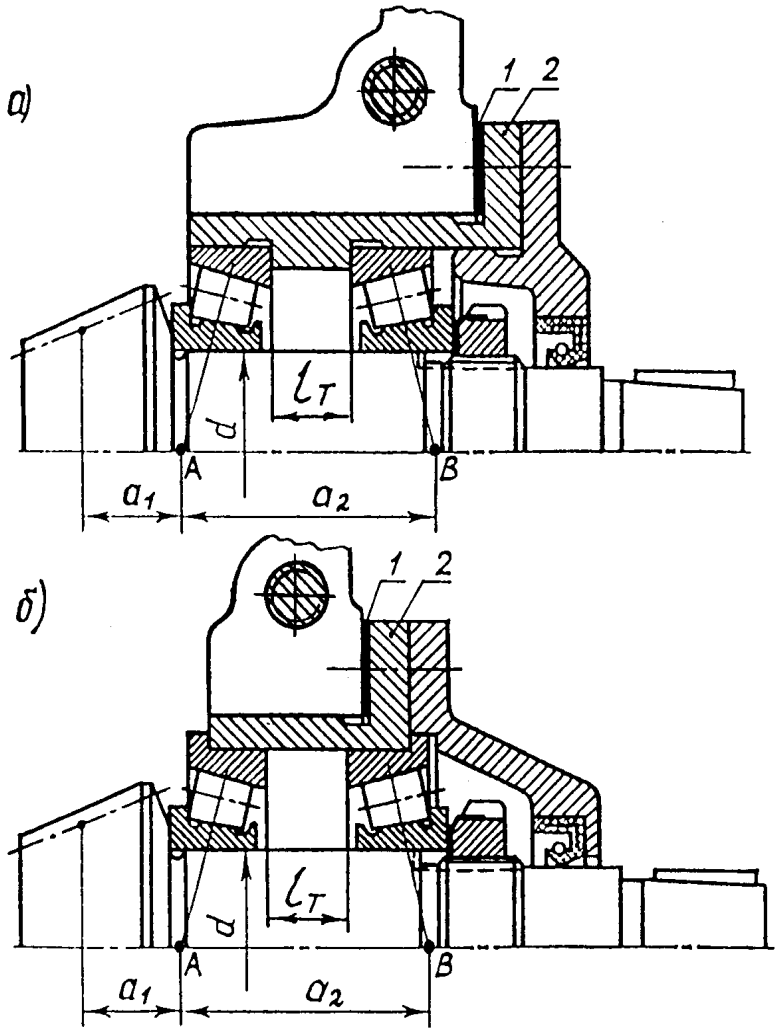


Рис. 4.23

В узле на рис. 4.23, *а* стакан 2, с целью осевого фиксирования наружных колец подшипников, имеет кольцевой выступ внутри отверстия, что усложняет его обработку. При этом точность установки наружных колец подшипников определяется точностью изготовления торцов кольцевого выступа. Избежать этого выступа можно применив конические роликоподшипники с упорным бортом на наружном кольце, что значительно упрощает конструкцию стакана (рис. 4.23, *б*). Данное конструктивное исполнение является наиболее технологичным и получило наибольшее распространение (рис. 4.24).

Весьма развитый фланец стакана 2 на рис. 4.23 определяет его положение в корпусе редуктора, а наружная цилиндрическая поверхность стакана используется лишь в качестве центрирующей. Так как стакан 2 в корпусе перемещается при регулировании конического зацепления, то его устанавливают по посадке $H7 / j_s6$.

На рис. 4.25 приведены конструкции промежуточных валов коническо-цилиндрических редукторов. Схема установки подшипников - “враспор” (вариант 1.1), основной тип применяемых подшипников - радиально-упорные конические роликоподшипники. Характерной особенностью данного узла является то, что в нем регулируют не только зазоры в подшипниках, но и осевое положение конического колеса с целью совпадения вершин начальных конусов шестерни и колеса конической передачи. Если в конструкции узла применены привертные крышки, то обе регулировки проводят посредством набора тонких металлических прокладок 1 устанавливаемых под фланцы этих крышек (рис. 4.25, *а*). При этом предварительно производят регулирование зазоров в роликоподшипниках, в процессе которого определяют суммарную толщину набора прокладок. Затем путем перестановки прокладок с одной стороны на другую регулируют по пятну контакта осевое положение конического колеса.

В случае использования закладных крышек (рис. 4.25, *б*), обе регулировки выполняют с помощью специальных регулировочных винтов 2, воздействующих на подшипники через нажимные шайбы 3. При регулировании осевого положения конического колеса винт 2 с одной стороны корпуса отворачивают, а с другой стороны аналогичный винт одновременно заворачивают на такую же величину. По окончании регулировки винты должны быть застопорены.

На рис. 4.26 показаны конструкции промежуточных валов коническо-цилиндрических редукторов с выступающими концами для отбора части передаваемой мощности. Как и для конструкций, приведенных на рис. 4.25, обе регулировки выполняют или набором прокладок 1 (рис. 4.26, *а*), устанавливаемых под фланцы привертных крышек, или двумя регулировочными винтами 2, вворачиваемыми в закладные крышки (рис. 4.26, *б*). Отличие в конструкции заключается лишь в том, что для левой подшипниковой опоры рис. 4.26, *б* регулировочный винт выполняется с уплотнением ввиду наличия выступающего конца вала.

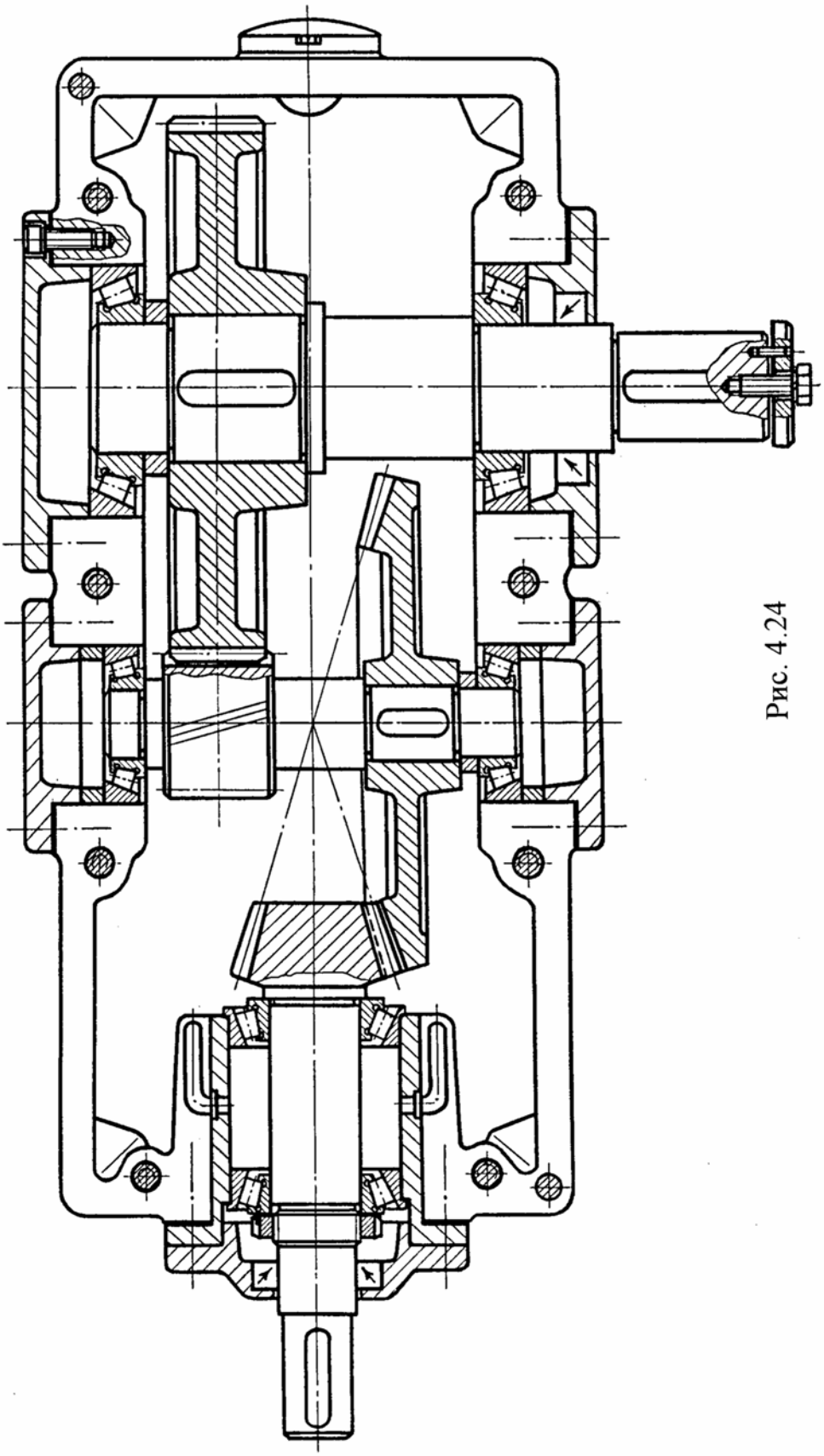


Рис. 4.24

Червячная передача состоит из червяка и червячного колеса.

На рис. 4.27 показаны конструкции валов-червяков с радиально-упорными подшипниками, установленными по схеме 1 “враспор” (вариант 1.1). Однако такой вариант установки подшипников используют обычно для коротких валов-червяков. Так по данным [1], для вала d = 30 ... 50 мм на конических роликоподшипниках (рис. 4.27, *а*) отношение $l / d \leqslant 6$, на радиально-упорных шарикоподшипниках (рис. 4.27, *б*) - $l / d \leqslant 8$.

Выбор радиально-упорных подшипников для валов-червяков вызван большим осевым усилием, действующим на червяке. Наибольшее распространение получили конические роликоподшипники. Радиально-упорные шарикоподшипники применяют при частоте вращения вала червяка $n_1 \geq 1500$ мин$^{-1}$, а также при длительной непрерывной работе с целью уменьшения потерь на трение и тепловыделения в опорах.

Регулирование подшипников в конструкциях на рис. 4.27 производят набором тонких металлических прокладок 1, устанавливаемых под фланцы привертных крышек.

По отношению к червячному колесу, установленному на горизонтальном валу, червяк может иметь верхнее или нижнее расположение с горизонтальной осью вала-червяка, а также боковое расположение с вертикальной осью вала.

При нижнем расположении червяк оказывается погруженным в масляную ванну. Уровень масла принимают, как правило, не выше центра нижнего элемента качения (шарика или ролика). При этом червяк рекомендуется погружать в масло не глубже высоты витка. При частоте вращения червяка более 1500 мин$^{-1}$ его винтовая нарезка создает сильную струю масла, заливающую подшипник. В таком случае подшипник защищают маслоотражательным кольцом 2 (рис. 4.27, *б*) с поперечными лопатками, которые разбрызгивают масло внутри корпуса редуктора, обеспечивая смазку подшипников вала червячного колеса. При верхнем и боковом расположении червяка кольца 2 не ставят.

В ряде конструкций редукторов при предельном верхнем уровне масла, указанном выше, червяк оказывается не погруженным масло или погруженным недостаточно. Для смазывания червячного зацепления в этом случае на валу червяка устанавливают разбрызгиватели (см.рис. 4.33, *б*).

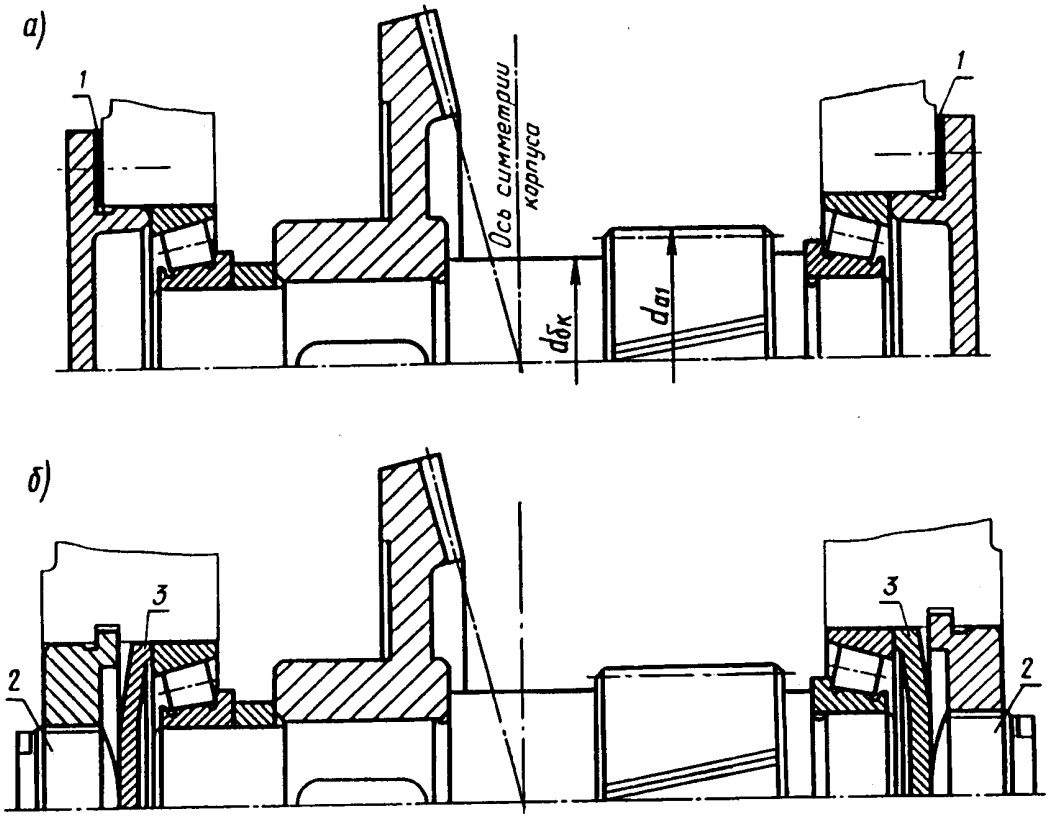


Рис. 4.25

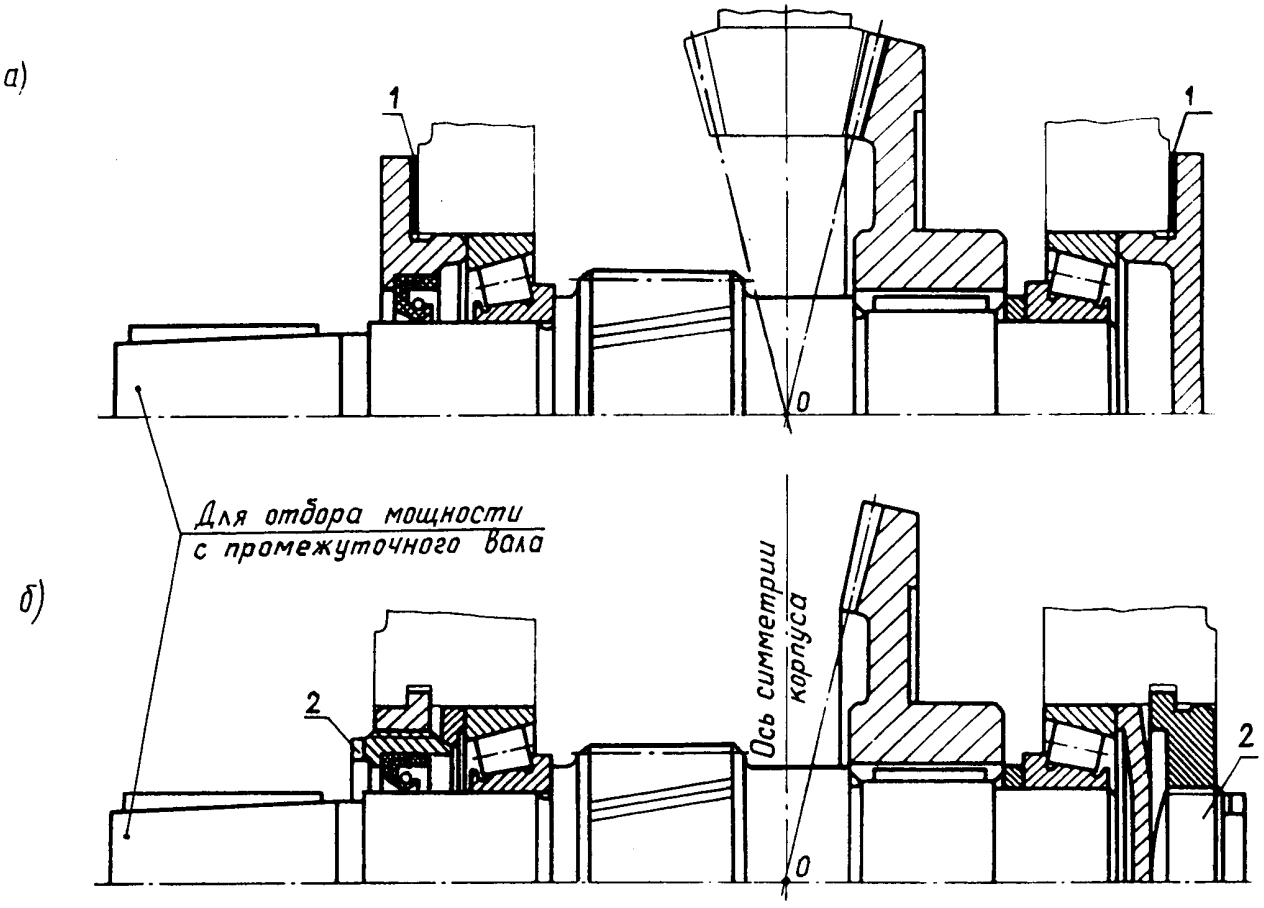


Рис. 4.26

Если отношение l / d превышает допустимые значения, указанные выше при установке по схеме 1 “враспор”, для вала-червяка принимают установку подшипников по схеме 3 (вариант 3.2). Данную схему установки подшипников применяют также и при больших ожидаемых температурных деформациях вала-червяка.

Вариант 3.2 установки подшипников предполагает установку в фиксирующей опоре двух радиально-упорных подшипников, а в плавающей опоре - одного радиального подшипника. Установка в фиксирующей опоре двух однорядных радиально-упорных подшипников вызвана тем, что эти подшипники воспринимают осевую нагрузку только одного направления. В то же время при изменении направления вращения червяка меняет направление и осевая сила, действующая вдоль его оси. С целью фиксации вала червяка в обоих направлениях в фиксирующей опоре и устанавливают два подшипника.

На рис. 4.28 приведена конструкция узла вала червяка при его верхнем расположении относительно червячного колеса. Такая схема расположения червяка используется обычно при его окружной скорости более 5 м/с. Однако в данной схеме ухудшаются условия теплоотдачи в масло и не всегда удается обеспечить надежный подвод смазки к подшипникам вала-червяка. Поэтому подшипники в таких конструкциях смазывают пластичным смазочным материалом. В этом случае подшипниковые узлы закрывают мазеудерживающими кольцами, а свободное пространство внутри их заполняют пластичным смазочным материалом, который подают под давлением через пресс-масленки 2 (рис. 4.28) специальным шприцем.

На рис. 4.28 показан вариант конструктивного исполнения фиксирующей и плавающей подшипниковых опор, установленных по схеме 3 (вариант 3.2). В левой фиксирующей опоре установлены два конических роликоподшипника, внутренние кольца которых закреплены на валу с помощью круглой шлицевой гайки со стопорной многолапчатой шайбой. Необходимый осевой зазор в подшипниках фиксирующей опоры устанавливается путем изменения толщины набора тонких металлических прокладок 1, устанавливаемых между фланцами крышки и стакана, в котором установлены подшипники. В качестве плавающей опоры используется радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами без бортов на наружном кольце, которое зафиксировано относительно корпуса упорным пружинным внутренним кольцом и поджато к нему крышкой. Внутреннее кольцо подшипника также закреплено на валу с помощью пружинного упорного наружного кольца.

Варианты конструктивного оформления фиксирующей опоры вала-червяка с радиально-упорными шарикоподшипниками даны на рис. 4.29. При использовании привертной крышки регулирование подшипников проводится с помощью набора прокладок 1 (рис. 4.29, *а*), при закладной крышке - с помощью регулировочного винта 1 и нажимной шайбы 2 (рис. 4.29, *б*). На рис. 4.29, *в* регулирование подшипников осуществляется с помощью крышки-винта, вворачиваемой в резьбу, нарезанную непосредственно в корпусе.

Допускаемые пределы осевых зазоров при регулировании радиально-упорных подшипников фиксирующей опоры вала-червяка принимают по табл. 4.1 или 4.2 по ряду 1.

На рис.4.30 показаны конструкции валов-червяков с плавающей опорой, установленной внутри корпуса. На рис. 4.30, *а* приведена конструкция узла при верхнем расположении червяка, на рис. 4.30, *б* - при нижнем расположении. На рис. 4.30, *в…д* приведены варианты конструктивного оформления фиксирующей опоры вала-червяка с выходным концом со стороны этой опоры.

Конструкции подшипниковых опор вертикального вала-червяка представлены на рис. 4.34, опор червячной передачи цилиндрическо-червячного редуктора – на рис. 4.35.

На рис. 4.31 ... 4.32 приведены конструкции промежуточных валов с червячным колесом. Как и в конической передаче, для вала с червячным колесом выполняют две регулировки. Предварительно регулируют подшипники, изменяя толщину набора тонких металлических прокладок 1, устанавливаемых под фланцы привертных крышек. После этого регулируют по пятну контакта (при нанесении краски) червячное зацепление, добиваясь совмещения средней плоскости зубчатого венца червячного колеса с осью червяка. Возможные случаи относительного положения средней плоскости венца червячного колеса и оси червяка показаны на рис. 4.32, *б, в, г*. Путем перестановки регулировочных прокладок 1 с одной стороны на другую добиваются совмещения средней плоскости венца червячного колеса и оси червяка (расположение пятна контакта при таком относительном положении червячного колеса и червяка показано на рис. 4.32, *а, б*). При одностороннем расположении пятна контакта (рис. 4.32, *в, г*) вал вместе с червячным колесом смещают относительно червяка(направление смещения показано стрелками).

При закладных крышках регулирование подшипников и червячного зацепления производят с помощью регулировочных винтов, вворачиваемых в крышки. Винты в обязательном порядке должны быть установлены с двух сторон (рис.4.34).

На рис. 4.36 приведены узлы токарного станка с установкой подшипников по схеме 3 (вариант 3.1). Подшипник левой фиксирующей опоры поджат к упорному пружинному внутреннему кольцу (рис.4.36, *а*) или к заплечику в отверстии корпуса (рис. 4.36, *в*). Подшипник правой плавающей опоры закреплен на валу с помощью круглой шлицевой гайки с многолапчатой стопорной шайбой (рис. 4.36, *а*) или упорным пружинным наружным кольцом (рис. 4.36, *б,в*)(другие варианты – см. рис.4.36, *г, д)*.

Однако наиболее технологичной является конструкция на рис.4.36, *б* с использованием в фиксирующей опоре радиального шарикоподшипника с канавкой для стопорного кольца на наружном кольце, которая получила в настоящее время широкое распространение.

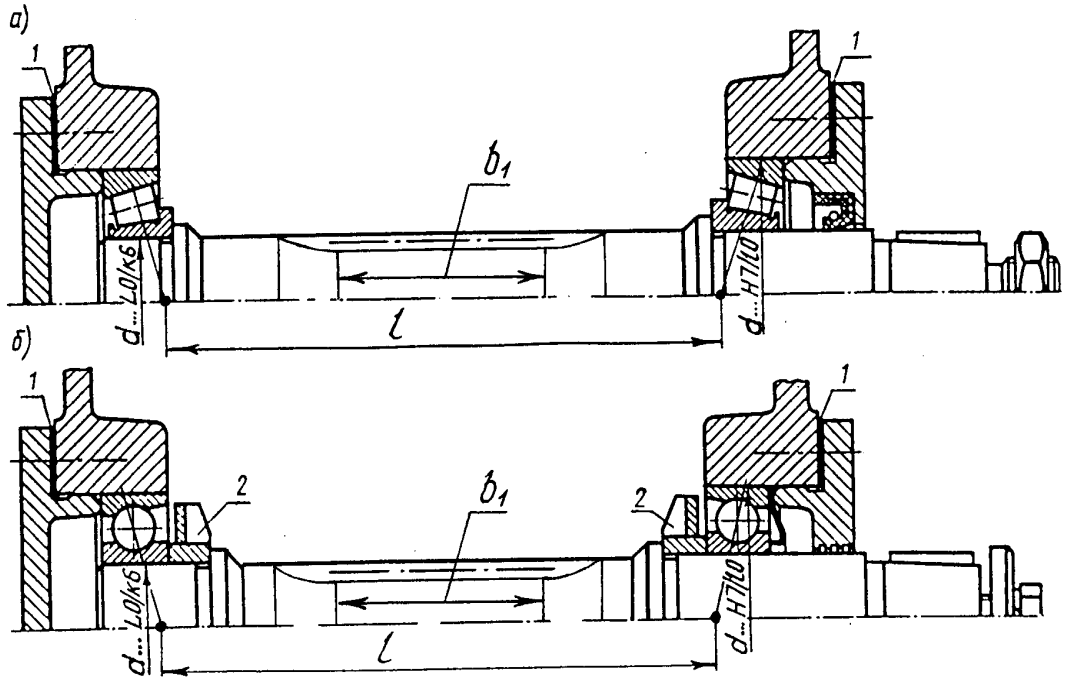


Рис. 4.27

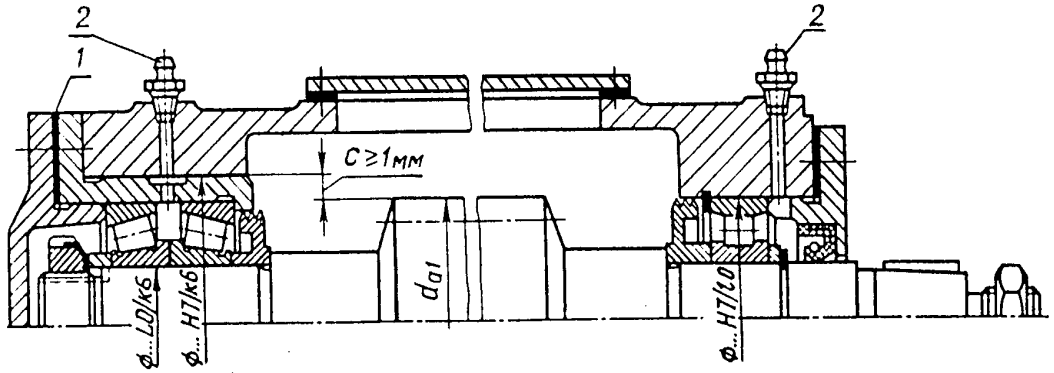


Рис. 4.28

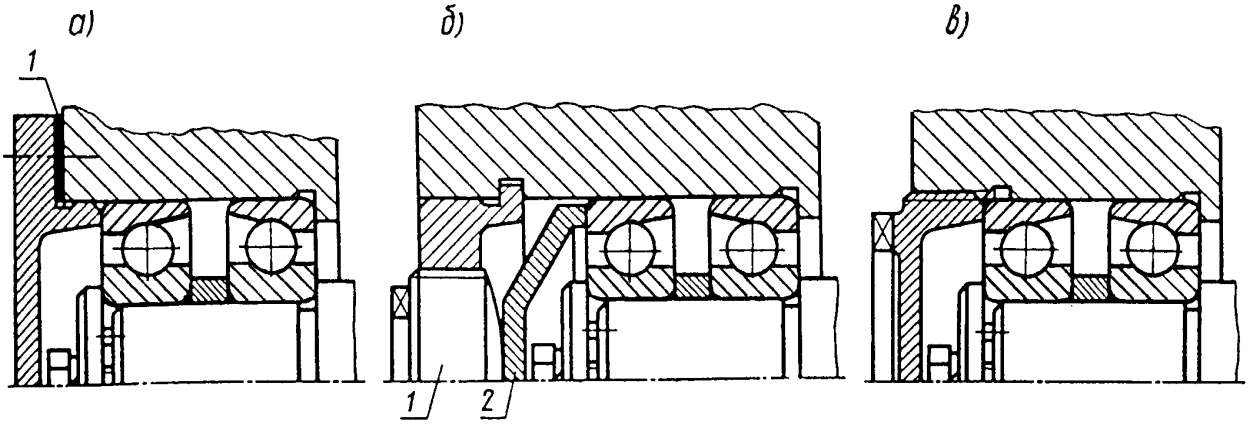


Рис. 4.29

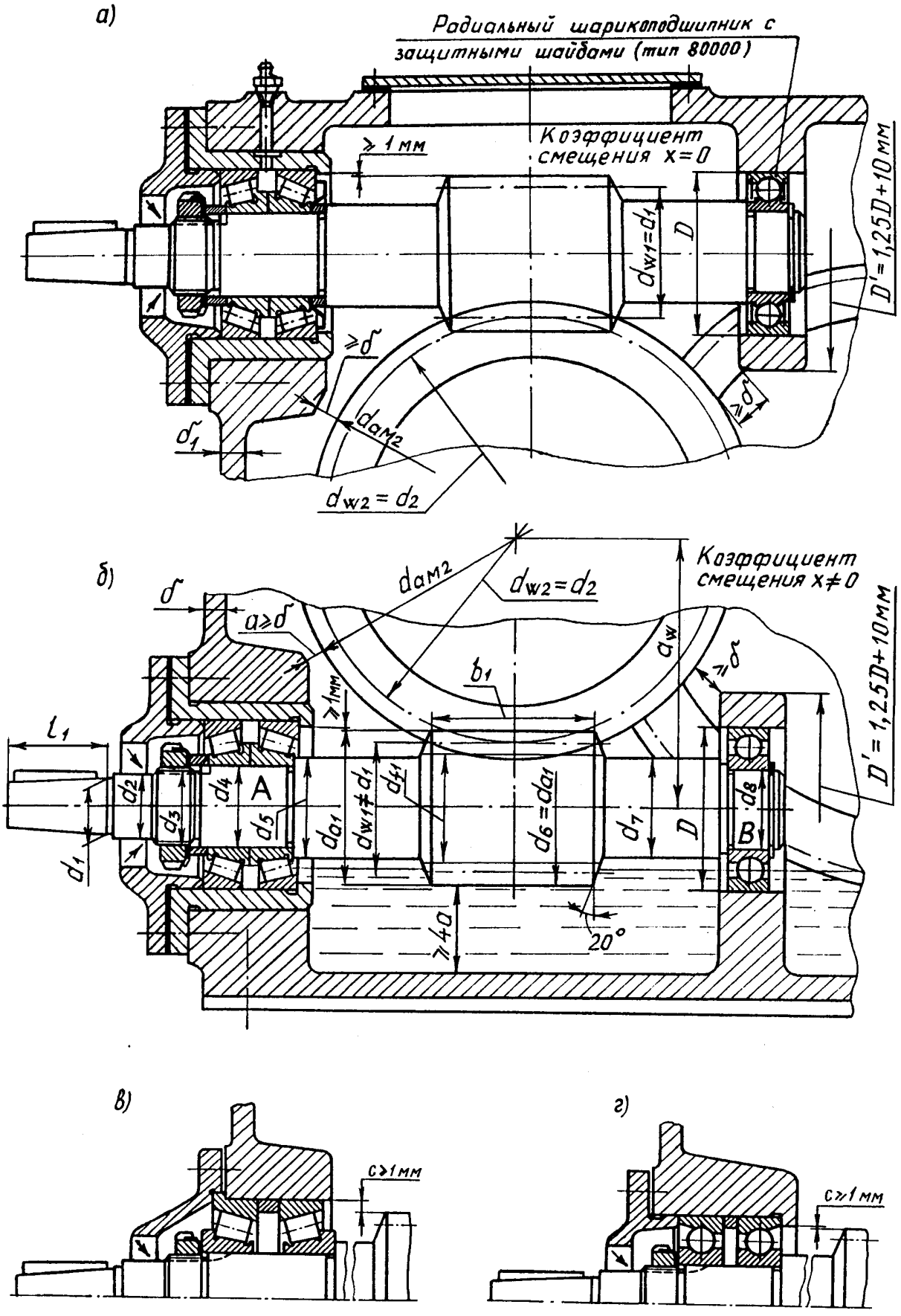

а)
Радиальный шарикоподшипник с защитными шайбами (тип 80000)
≥ 1 мм
Коэффициент смещения x=0
$d_{w1}=d_1$
D
D'=1,25D+10мм
≥δ
≥δ
d_{aM2}
$δ_1$
$d_{w2}=d_2$
б)
δ
a≥δ
d_{aM2}
$d_{w2}=d_2$
Коэффициент смещения x≠0
a_w
≥δ
b_1
≥1мм
l_1
d_2
d_4
A
d_3
d_5
d_1
d_{a1}
$d_{w1}≠d_1$
d_{f1}
$d_6=d_{a1}$
d_7
D
d_8
B
D'=1,25D+10мм
≥4δ
20°
в)
c≥1мм
г)
c≥1мм

Рис. 4.30

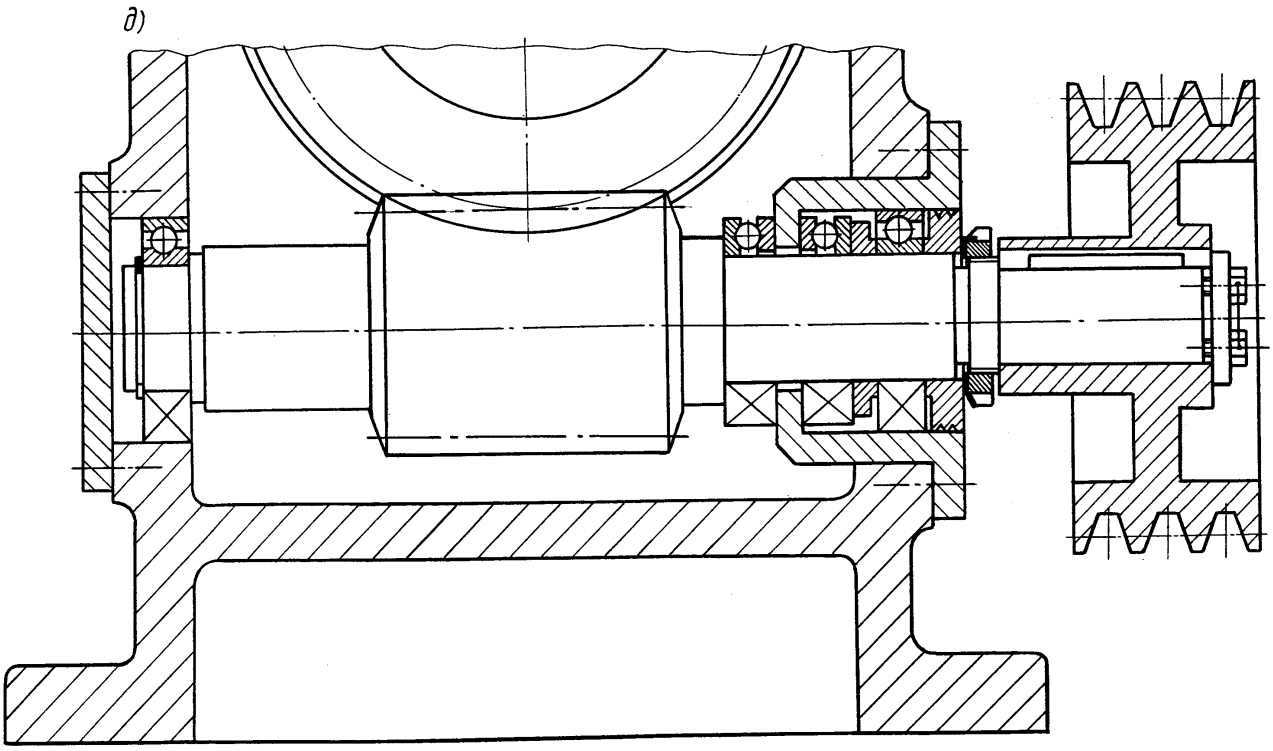


Рис. 4.30 (продолжение)

На рис. 4.37 показана конструктивное оформление выходного (тихоходного) горизонтального вала мотор-редуктора с подшипниковыми опорами, установленными по схеме 2 “врастяжку” (вариант2.1).

На рис. 4.38 приведена конструкция выходного (тихоходного) вертикального вала редуктора механизма поворота. Подшипники установлены по схеме 1 “враспор” (вариант 1.1). Регулирование зазора производится с помощью набора металлических прокладок, устанавливаемых между фланцем привертной крышки и фланцем стакана. Унификация подшипников обеспечивается установкой одного из них на ступице цилиндрического колеса.

Консольная установка вала-шестерни приведена на рис. 4.39. Схема установки подшипников - 2 “врастяжку” (вариант 2.1).

На рис. 4.40 показан узел вала с консольно установленной шестерней открытой конической передачи. Подшипники левой фиксирующей опоры регулируются набором прокладок 1, подшипник правой плавающей опоры закреплен на валу с помощью упорного пружинного наружного кольца (схема установки подшипников 3 вариант 3.2). Коническое зацепление регулируется с помощью набора тонких металлических прокладок 2.

На рис. 4.41 приведена типовая конструкция приводного вала конвейера. Левая подшипниковая опора фиксирующая, правая - плавающая (схема установки 3, вариант 3.1). Особенность данной конструкции заключается в том, что подшипниковые опоры размещены не в одном общем корпусе, а установлены в разных корпусах, закрепленных на раме конвейера. Неизбежные погрешности изготовления деталей, сборки узла и особенно деформации рамы конвейера под

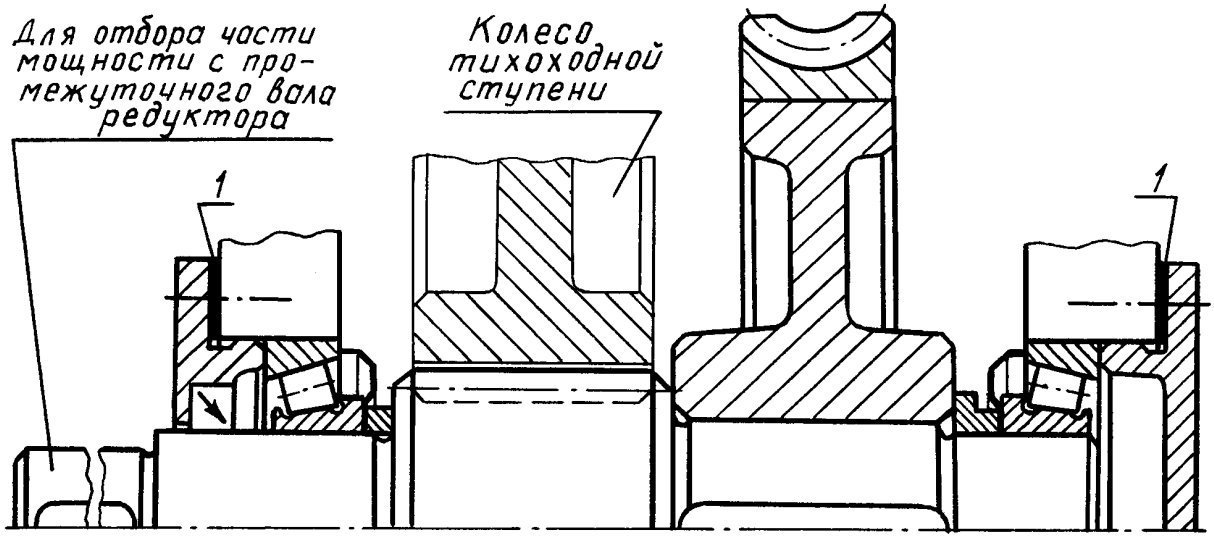
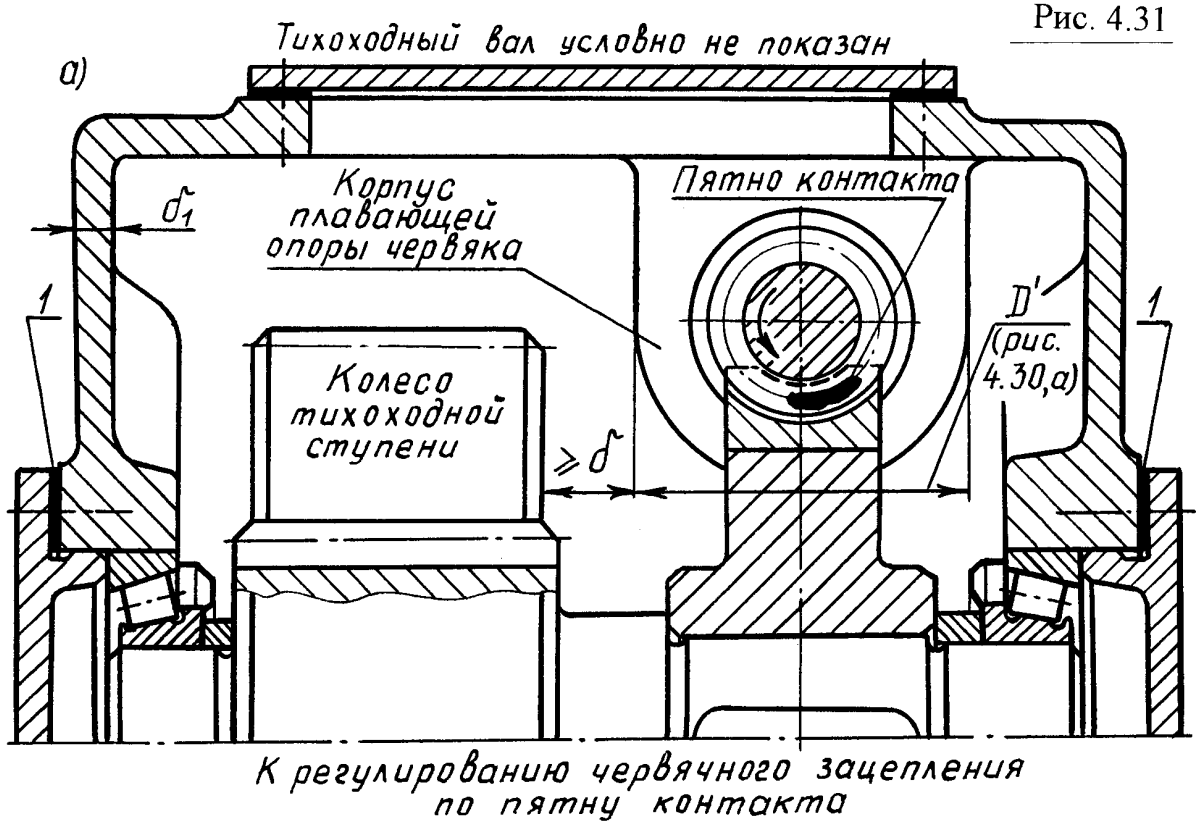


Рис. 4.31



К регулированию червячного зацепления по пятну контакта

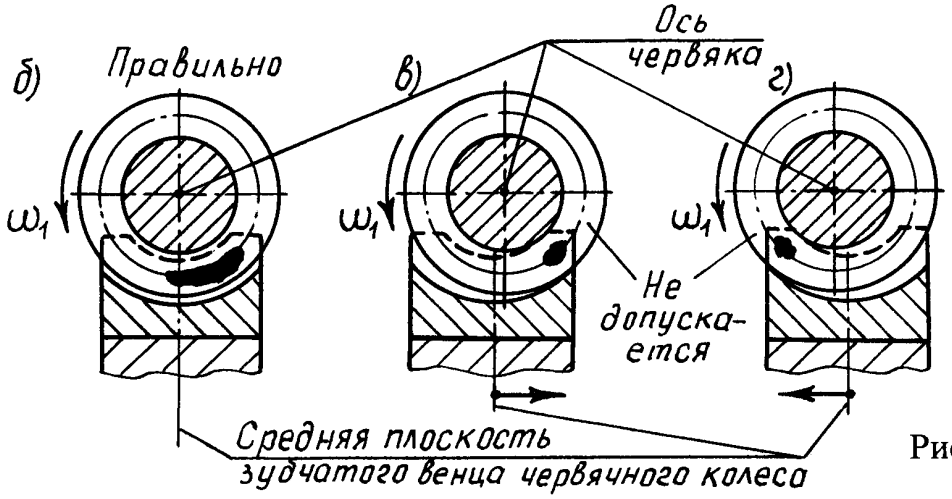


Рис. 4.32

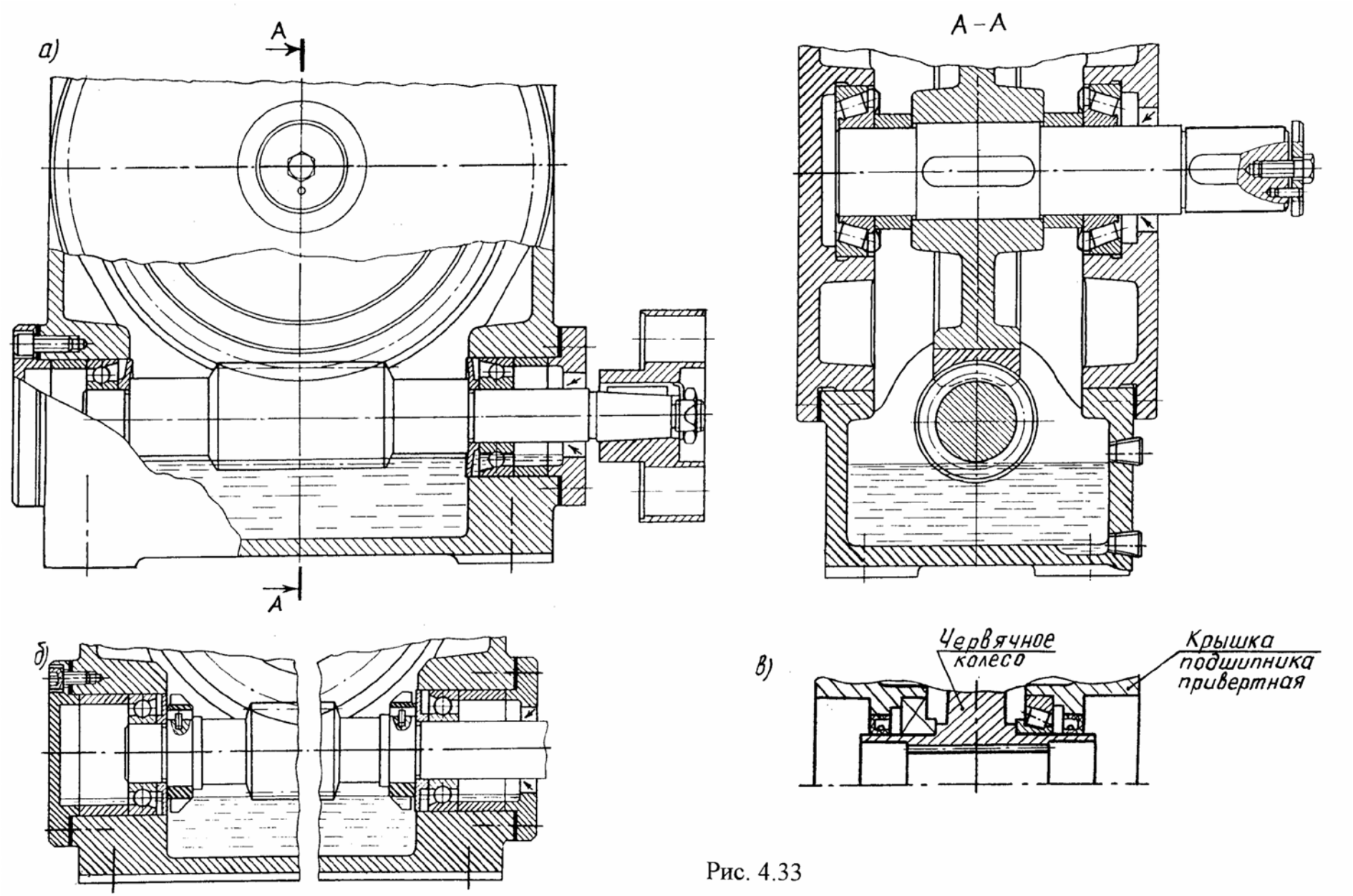


Рис. 4.33

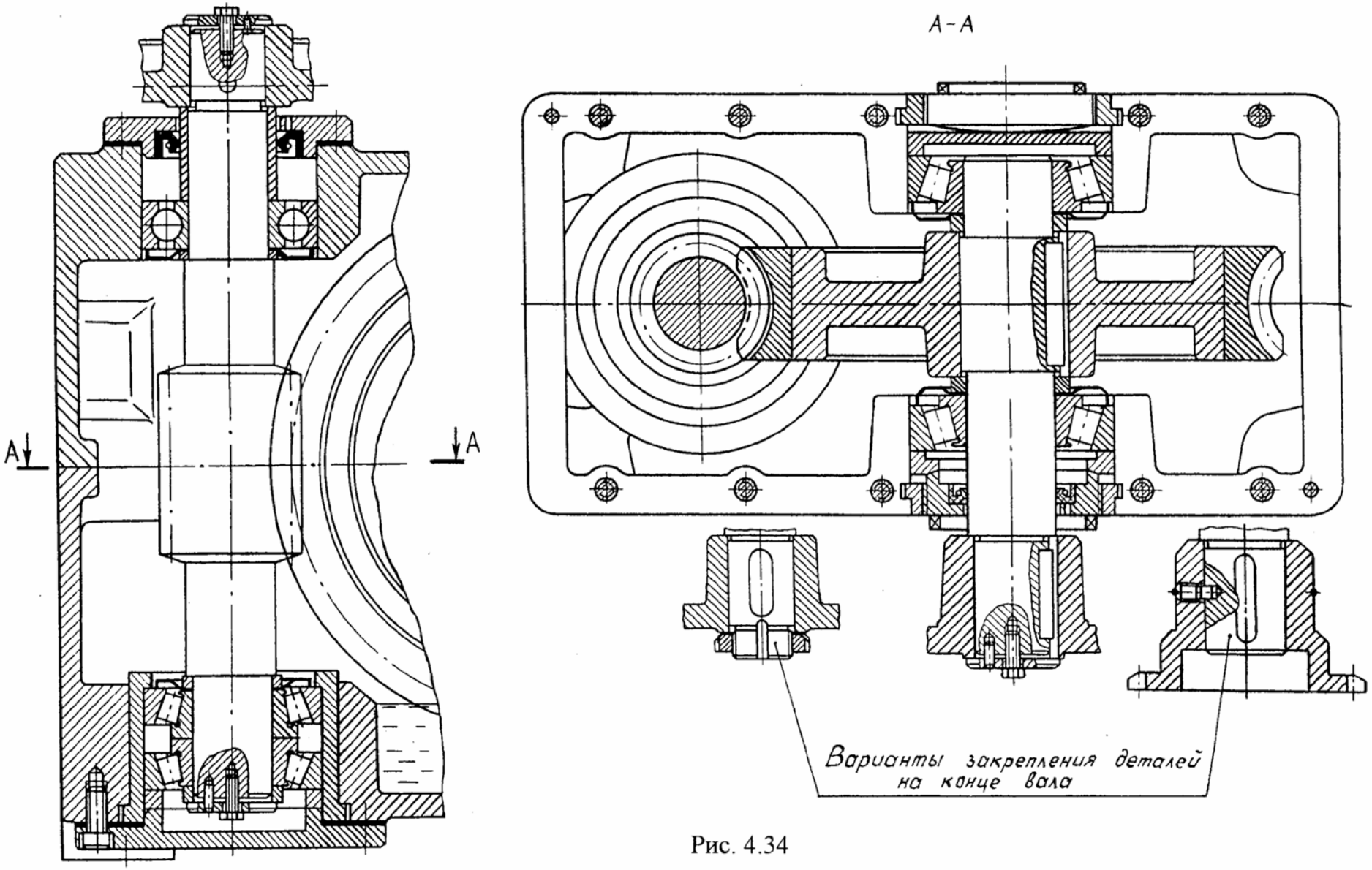


Рис. 4.34

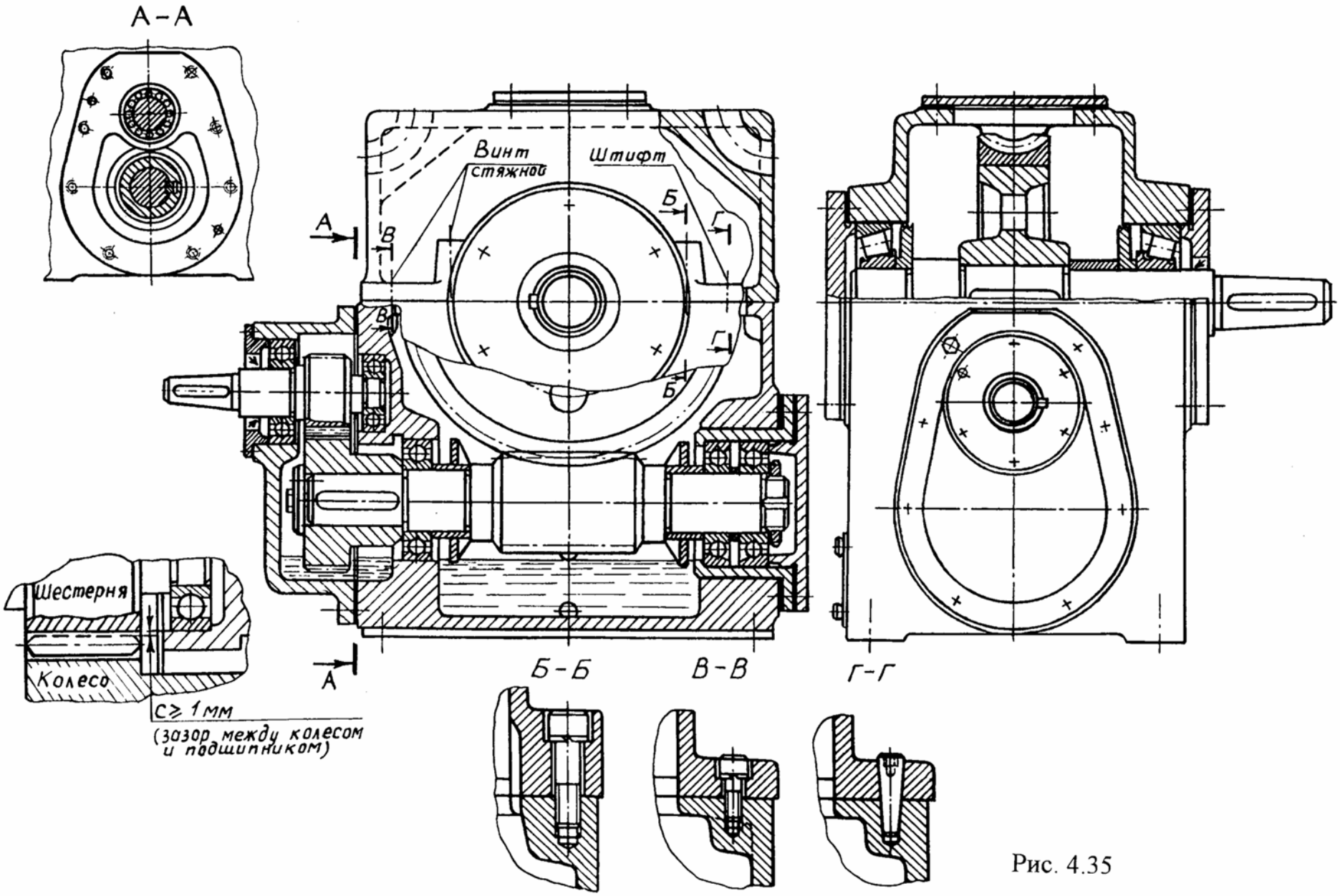

А–А
Винт стяжной
Штифт
А
В
Б
Г
Шестерня
Колесо
С ≥ 1мм
(зазор между колесом и подшипником)
Б–Б
В–В
Г–Г

Рис. 4.35

нагрузкой вынуждают применять в качестве опор приводных валов конвейеров радиальные сферические подшипники (в большинстве случаев шариковые). В связи со значительной длиной вала наружное подшипниковое кольцо плавающей опоры должно иметь свободу перемещения вдоль оси ориентировочно 3-4 мм. Вращающий момент с приводного вала на барабан (вместо барабана могут быть установлены одна или две тяговые звездочки) передается шпоночным соединением.

На рис. 4.42 показана установка на оси барабана механизма подъема грузов. Схема установки подшипников - 3 (вариант 3.1). Левая опора плавающая, правая - фиксирующая.

Подшипник плавающей опоры установлен консольно в расточке выходного вала редуктора, выполненного с венцом для зубчатой муфты (конструкция такого вала приведена на рис. 4.11, *б*). Ступица барабана с внутренним зацеплением крепится с помощью болтов к барабану (снаружи на рис. 4.42, *а* и внутри - на рис. 4.42, *б*). Соединение зубчатого венца с внутренними зубьями ступицы барабана образуют встроенную внутри него зубчатую муфту, через которую передается крутящий момент с редуктора на барабан. Поэтому барабан поддерживает ось, а не вал. Подшипник правой фиксирующей опоры установлен в отдельном корпусе, закрепленном на раме машины. Как и в приводных валах конвейеров, ось барабана механизма подъема устанавливают на радиальных сферических подшипниках (шариковых или роликовых). Подшипник левой плавающей опоры вращается как одно целое, в нем отсутствует вращение внутреннего кольца относительно наружного. Поэтому этот подшипник проверяют по статической грузоподъемности.

У подшипника правой фиксирующей опоры внутреннее кольцо вместе с осью вращается относительного неподвижного наружного кольца установленного в корпусе. Поэтому данный подшипник проверяют по динамической грузоподъемности.

Конец каната на барабане крепится шпилькой (рис. 4.42, *а*) с помощью специальной накладки, прижимающей канат к поверхности барабана (кроме шпилек используются также винты).

Зубчатая муфта слева закрывается специальной крышкой, состоящей из двух половин, которая предотвращает вытекание смазки из узла муфты. Такое конструктивное исполнение узла барабана обеспечивает его компактность, блочность и получила широкое распространение в механизмах подъема грузоподъемных машин.

На рис. 4.43 приведена конструкция двухступенчатого цилиндрического соосного редуктора с валами, расположенными в вертикальной плоскости. Как и в соосном горизонтальном цилиндрическом редукторе (табл. 3П.3 приложения 3П), в данной конструкции предусмотрена средняя (промежуточная) опора, в которой устанавливается подшипник быстроходного вала и один из подшипников тихоходного вала. Эта опора располагается на дополнительной внутренней стенке нижней части корпуса редуктора и закрывается сверху отдельной съемной крышкой, аналогичной конструкции, приведенной

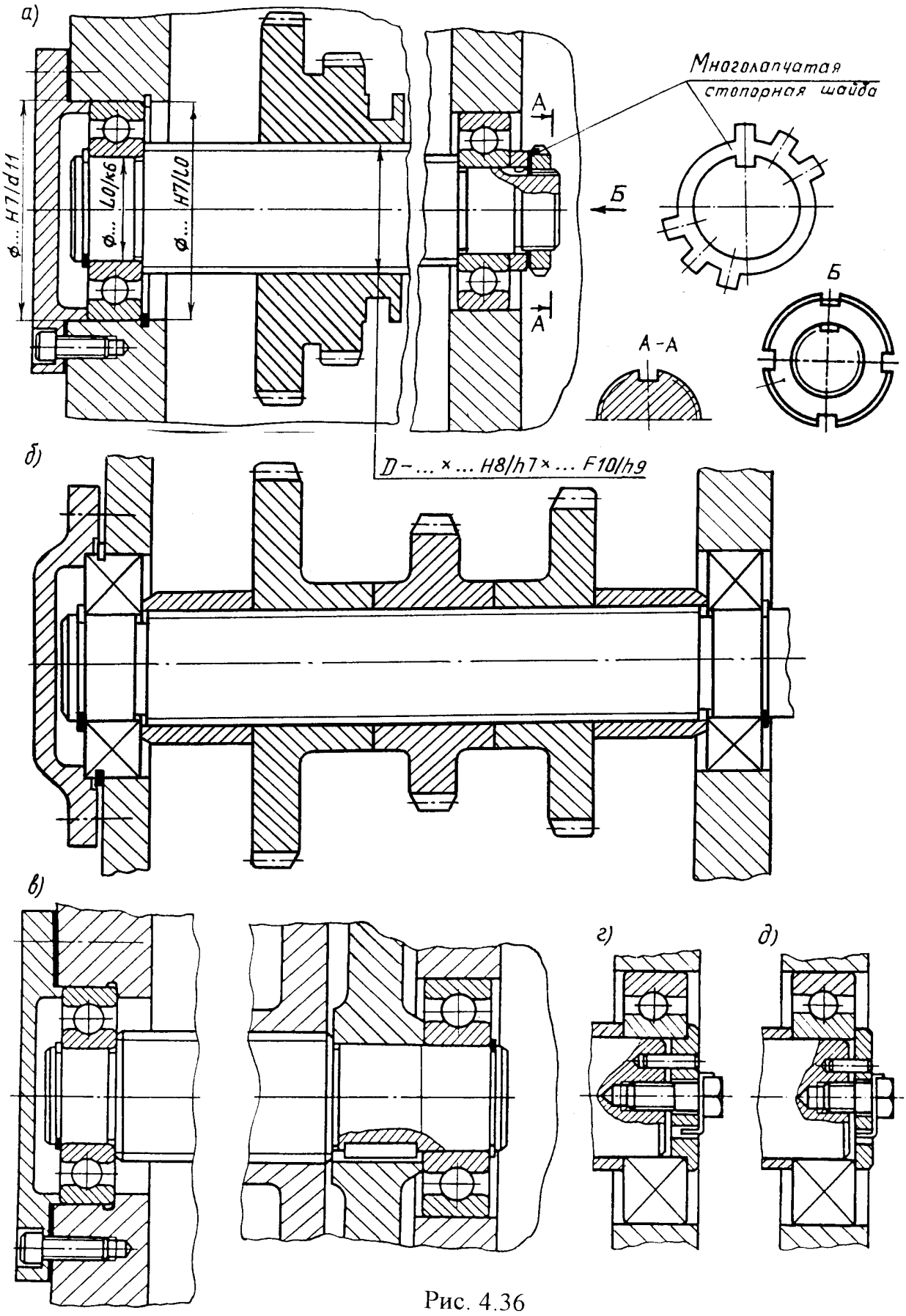

а)
Многолапчатая
стопорная шайба
Ø... H7/d11
Ø... L0/k6
Ø... H7/L0
А
А
Б
Б
А-А
D-... × ... H8/h7 × ... F10/h9
б)
в)
г)
д)

Рис. 4.36

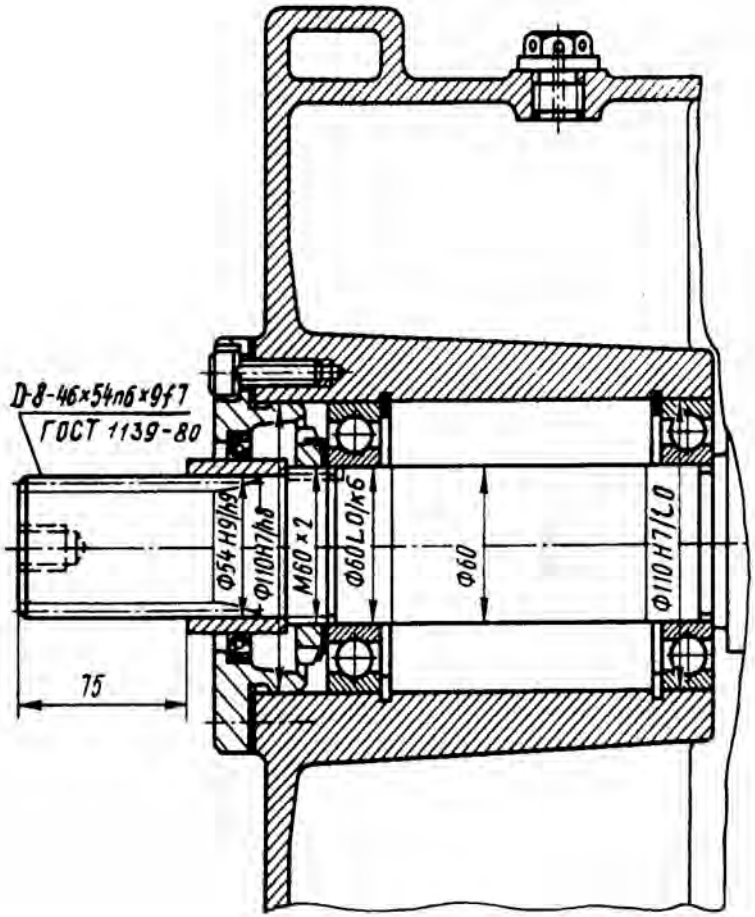


Рис. 4.37

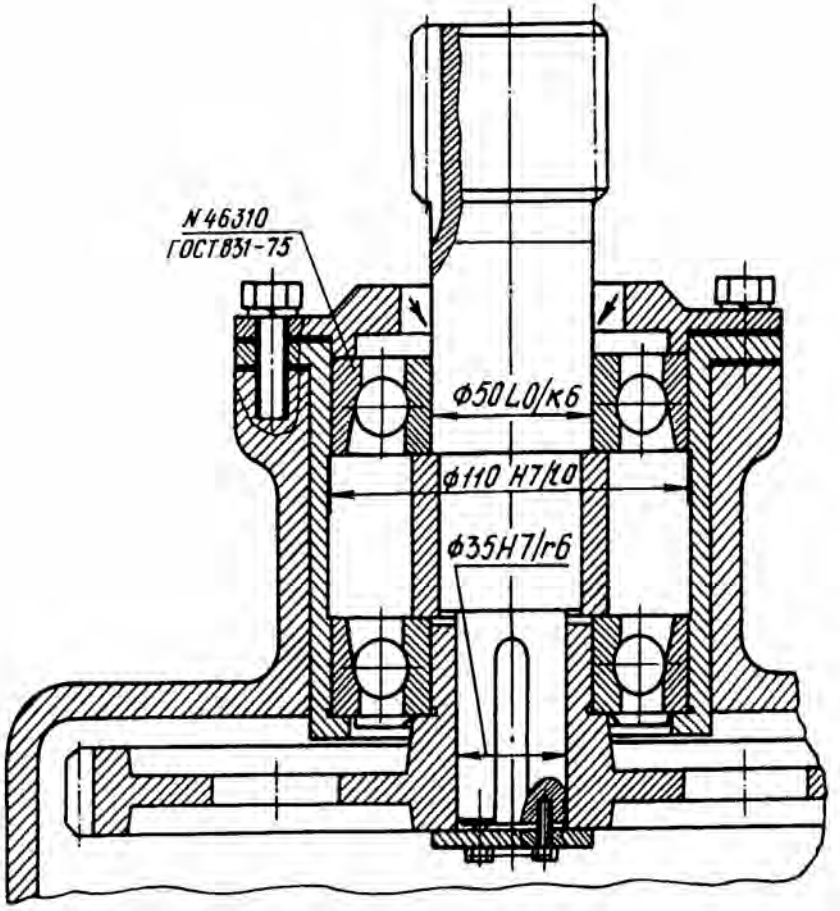


Рис. 4.38

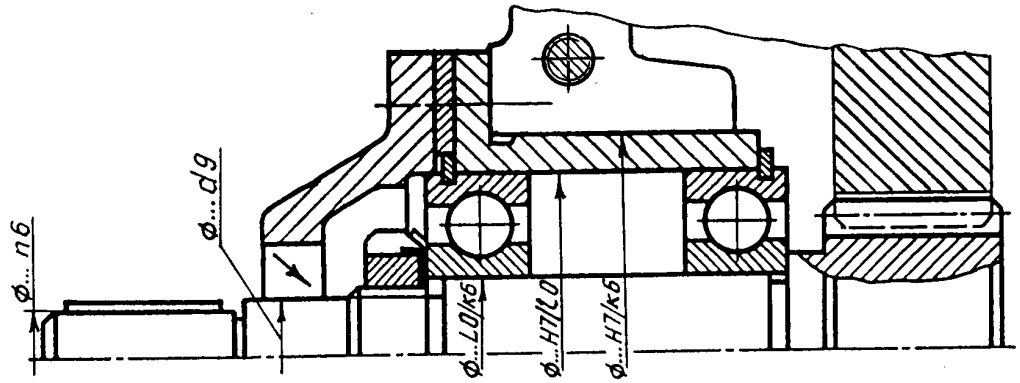


Рис. 4.39

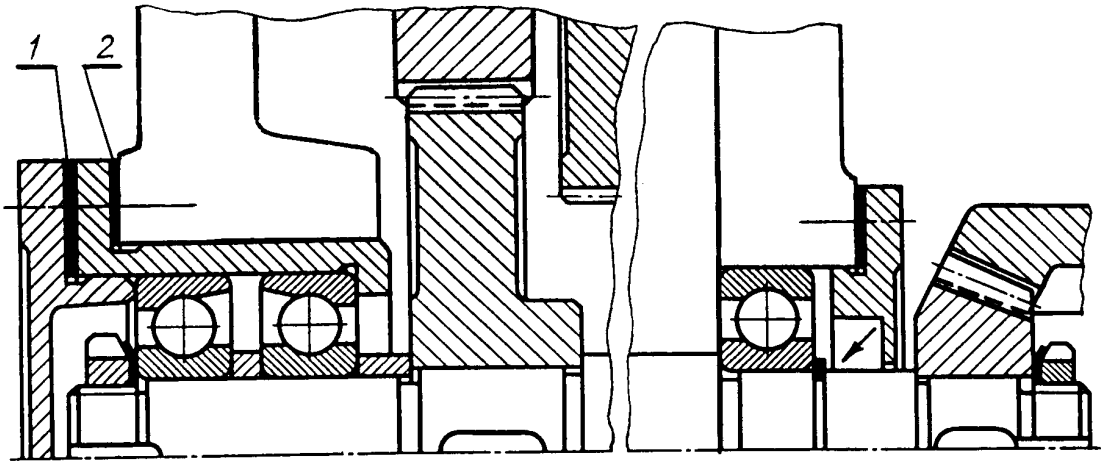


Рис. 4.40

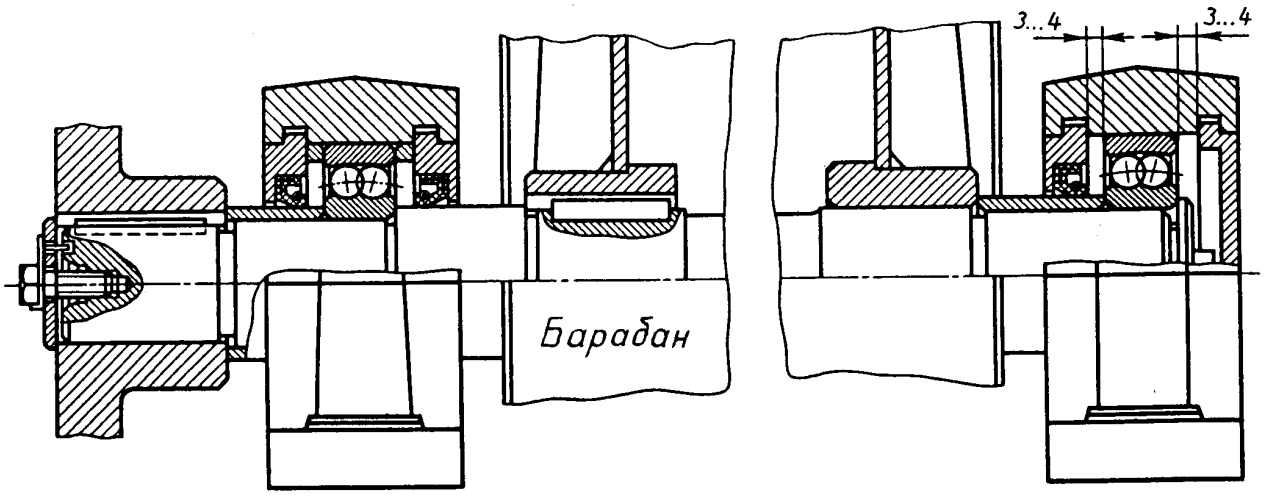


Рис. 4.41

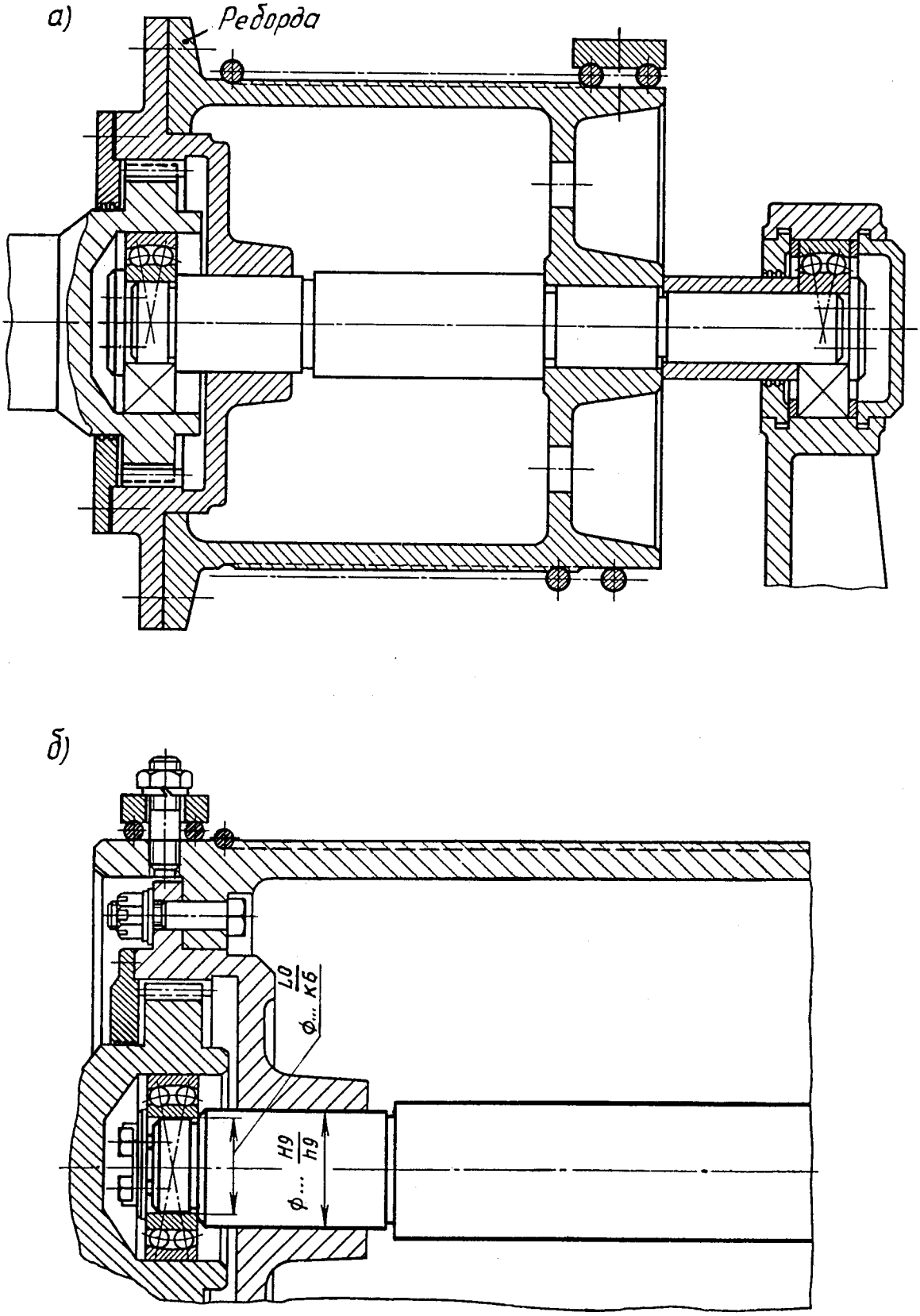


Рис. 4.42

в табл. 3П.3. Для смазывания быстроходной ступени редуктора предусмотрена установка на отдельной оси смазочного зубчатого колеса из полимерного материала. С целью предохранения подшипников быстроходного вала от поступления в них избытка масла, которое выдавливается из зацепления со смазочным зубчатым колесом, у каждого из них предусмотрена установка маслоотражательных шайб из тонкой листовой стали. Эти шайбы прижаты к буртику вала дополнительными кольцами, которые перекрывают канавку для выхода шлифовального круга, обеспечивая тем самым центрирование шайб относительно оси вала. Подшипники быстроходного и тихоходного валов смазываются за счет разбрызгивания масла в нижней части корпуса смазочным полимерным колесом и колесом тихоходной ступени, погруженным в масляную ванну. Подшипники промежуточного вала смазываются пластичным смазочным материалом. Для того чтобы в процессе работы редуктора разогретая пластичная смазка не вытекала из подшипникового узла, для опор промежуточного вала предусмотрена установка внутренних уплотнений в виде стальных уплотнительных шайб. В качестве опор валов редуктора используются шариковые радиальные однорядные подшипники, поставленные по схеме 1 "враспор". При сборке подшипниковых узлов осевой зазор a = 0,2…0,5 мм между наружным кольцом соответствующего подшипника и торцом привертной крышки обеспечивается посредством набора тонких металлических прокладок, устанавливаемых между фланцами крышек и корпусом.

Конструкция современного двухступенчатого цилиндрического мотор – редуктора типа 5МЦС приведена на рис.4.44. В корпусе редуктора предусмотрено смещение фланцевого двигателя исполнения IM 3081 и промежуточного вала относительно вертикальной оси симметрии редуктора, что обеспечило компактность конструкции (рабочий чертеж корпуса данного мотор – редуктора см. табл. 3П.7 приложения 3П). В качестве опор промежуточного и тихоходного валов используются конические роликоподшипники, поставленные по схеме 1 "враспор". Регулирование осевого зазора в подшипниках проводится набором тонких металлических прокладок (или компенсаторного кольца), устанавливаемых между наружными кольцами правых подшипников каждого из валов и соответствующим упорным плоским внутренним пружинным кольцом (размеры данных колец приведены в табл. 2П.20 приложения 2П). Колеса редуктора установлены на валах по посадке с гарантированным натягом (прессовое соединение). Для осевого фиксирования деталей на выходном конце тихоходного вала установлено упорное кольцо по аналогии с конструкцией на рис. 4,11, *а*. Предусмотрены два исполнения мотор – редуктора: на лапах (рис.4,44, *а*) и фланцевое (рис. 4.44, *б*).

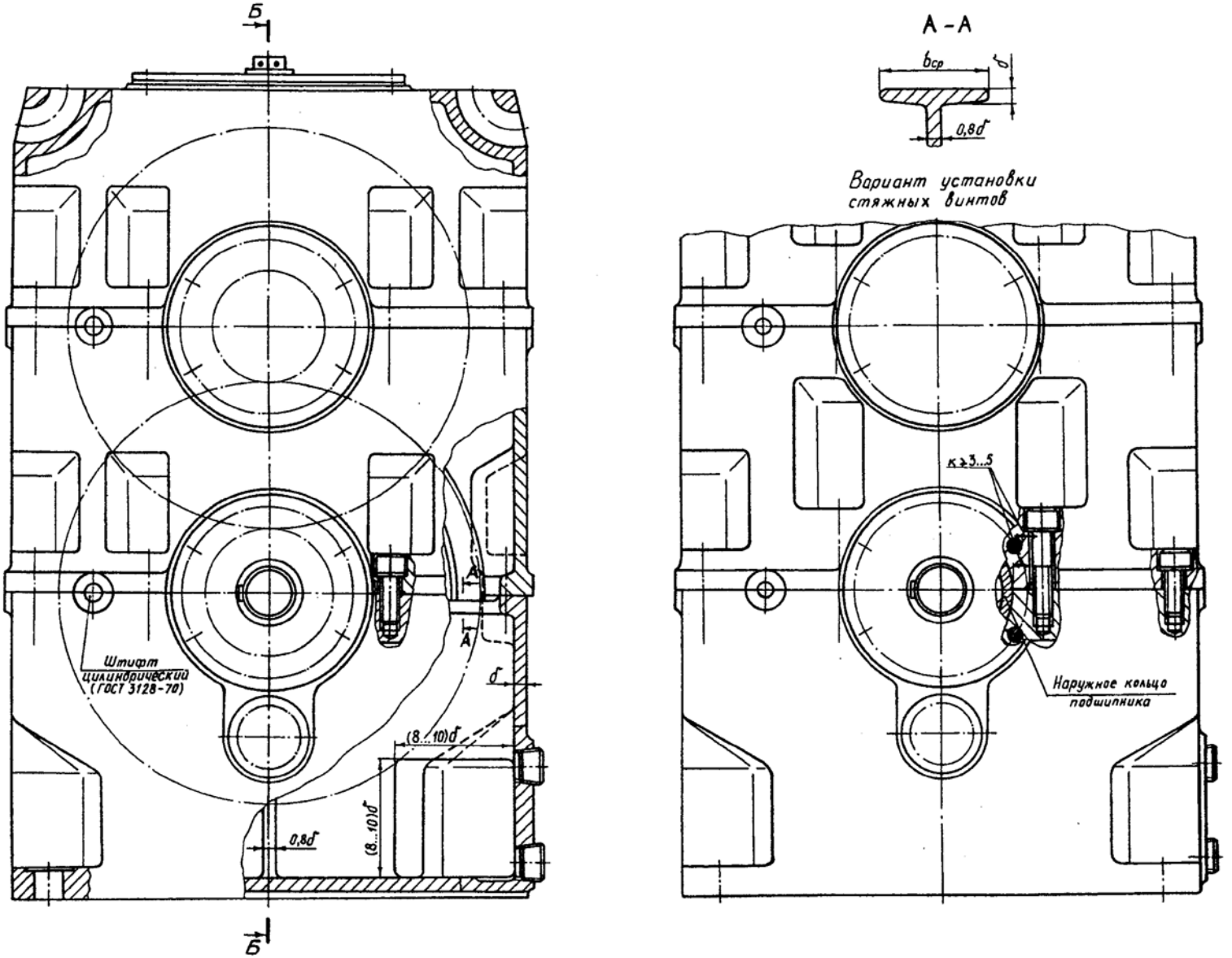

Б
Штифт цилиндрический (ГОСТ 3128-70)
(8...10)d
0,8d
(8...10)d
δ
A
A
Б
A - A
$b_{ср}$
δ
0,8d
Вариант установки стяжных винтов
к≥3...5
Наружное кольцо подшипника

Рис. 4.43

Б-Б

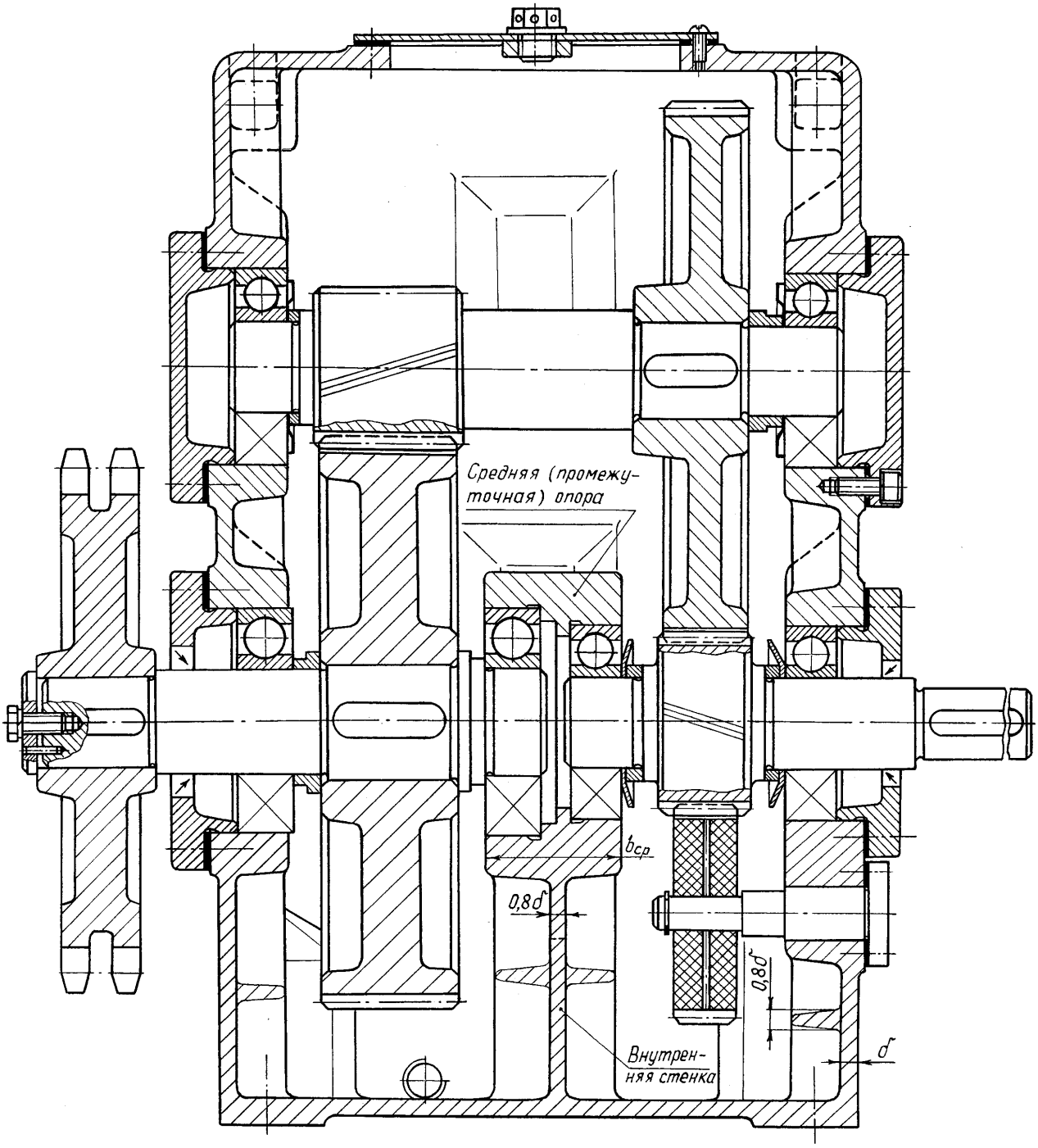


Рис. 4.43 (продолжение)

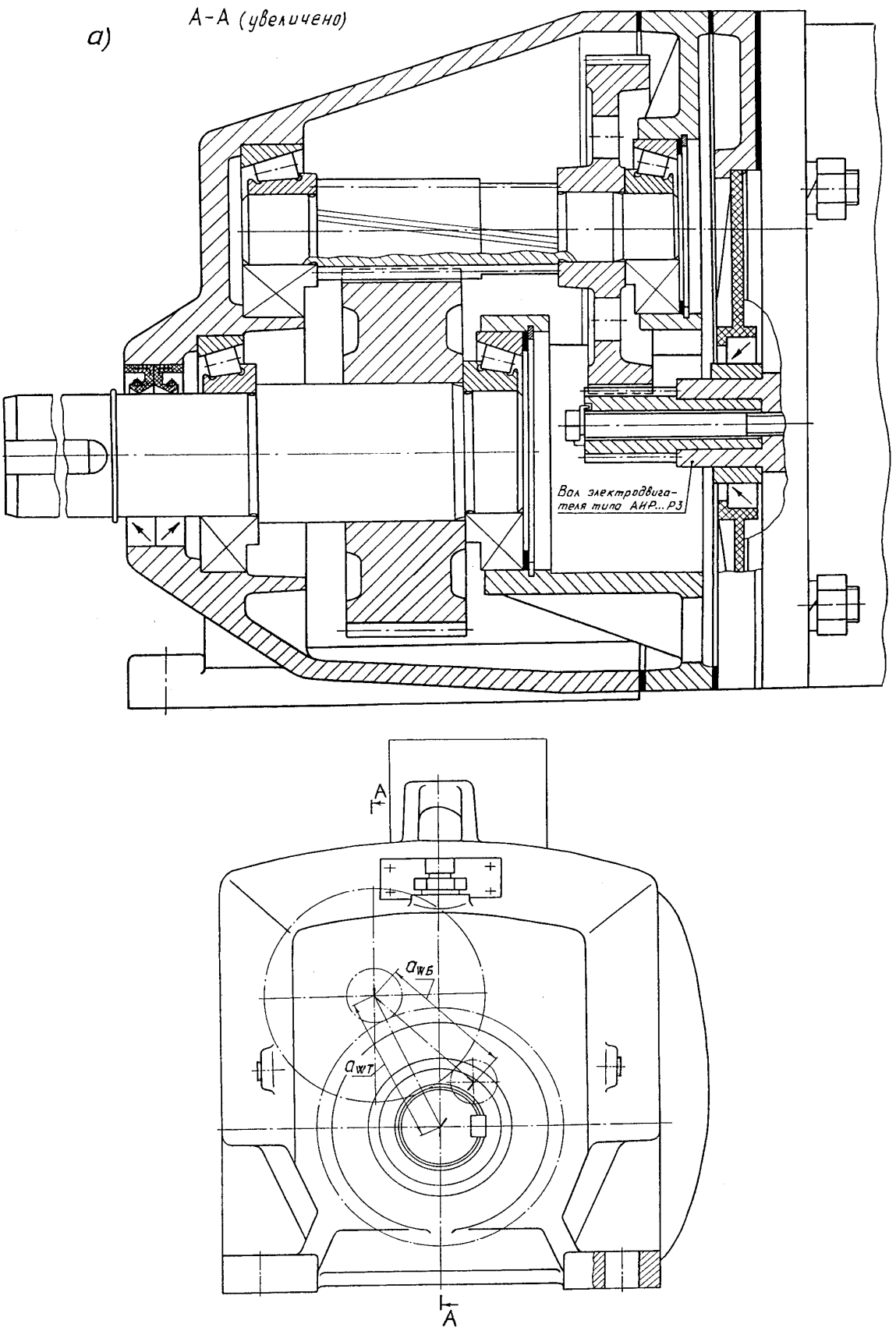


Рис. 4.44

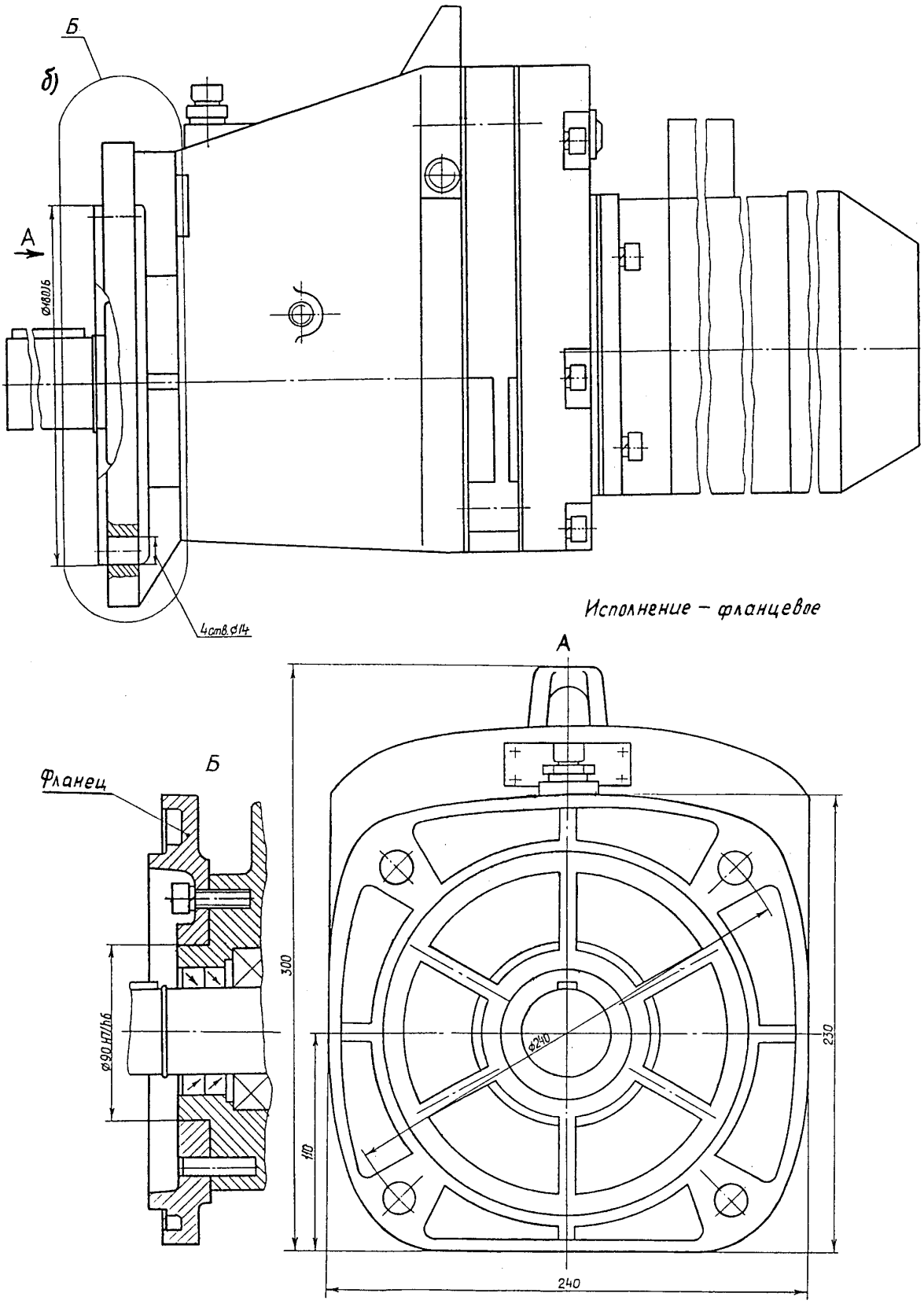


Рис. 4.44 (продолжение)

4.4. КОНСТРУКТИВНОЕ ИСПОЛНЕНИЕ ПОДШИПНИКОВЫХ УЗЛОВ ПРОЕКТИРУЕМОГО РЕДУКТОРА

На основании анализа приведенных конструкций узлов зубчатых и червячных передач студент намечает предварительно тип подшипника для валов редуктора и конструктивное исполнение подшипниковых узлов: схемы установки подшипников быстроходного, промежуточного и тихоходных валов, конструктивное исполнение подшипниковых крышек (привертные или закладные) и способ регулирования осевого зазора в подшипниках. Так как на данной стадии проектирования уже известны окружные скорости колес каждой ступени, полученные при расчете передач, следует в обязательном порядке решить вопрос смазывания передач редуктора и особенно его подшипников (за счет разбрызгивания масла и создания масляного тумана или смазывать подшипники пластичным материалом). Поэтому прежде чем перейти к следующему этапу проектирования, следует внимательно изучить материал, касающийся смазывания передач и подшипников, изложенный в п. 10 главы 7, так как решение данного вопроса будет определять конструктивные особенности подшипниковых опор (наличие или отсутствие внутренних уплотнений). После этого студент приступает к проектному расчету валов и разработке их конструкций, одновременно выбирая предварительно для каждого из них соответствующий типоразмер подшипника (см. далее главу 5).

Глава 5

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ И РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИЙ ВАЛОВ РЕДУКТОРА. ВЫБОР ТИПОРАЗМЕРОВ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И МУФТ

5.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Валы двухступенчатых редукторов различных типов, разрабатываемые в курсовом проекте, можно подразделить на быстроходные (входные), промежуточные и тихоходные (выходные), которые обозначают соответственно I, II, III (см. рис. 2.1…2.3). У цилиндрического двухступенчатого мотор-редуктора (рис. 4.44) быстроходным валом является вал электродвигателя с установленной на его концевом участке насадной шестерней. Быстроходный и промежуточный валы редуктора чаще всего выполняют за одно целое с шестерней (вал-шестерня) или червяком. На тихоходном валу установлены только насадные детали.

Быстроходный и тихоходный валы редуктора имеют выступающие из корпуса концевые участки. Промежуточный вал концевых участков не имеет. На входном конце быстроходного вала обычно устанавливают полумуфту муфты, соединяющей двигатель с редуктором или ведомый шкив ременной передачи. На выходном конце тихоходного вала устанавливается полумуфта муфты, соединяющей редуктор с приводным валом, ведущая звездочка цепной передачи или шестерня открытой зубчатой передачи. В ряде конструкций редукторов тихоходный вал выполняется полым (рис. 4.19 и 4.33, *в*), что исключает установку муфты между редуктором и приводным валом.

Для закрепления деталей на валах используются шпоночное и шлицевое соединения, а также соединение с натягом, называемое иногда прессовым или соединением с гарантированным натягом.

Наибольшее распространение получили валы ступенчатой конструкции, что обеспечивает удобство сборки при различных посадках насаживаемых деталей, а также их осевое фиксирование. Гладкая конструкция вала (рис. 4.15, *б* и 4.18) повышает сопротивление усталости и снижает трудоемкость изготовления. При этом разные посадки деталей на валу гладкой конструкции осуществляются на одном номинальном диаметре в системе отверстия, а в качестве монтажной базы и упора при осевом фиксировании деталей предусматривают бурт (рис. 4.11, *б*) в единичном и мелкосерийном производстве, а в крупносерийном производстве используют распорные втулки (рис. 4.15, *б* и 4.18, *б*).

Концы быстроходных и тихоходных валов редукторов выполняют цилиндрической или конической формы (рис. 5.1). Основные размеры цилиндрических концов валов регламентированы ГОСТ 12080-66 (табл. 2П.1 приложения 2П), конических ГОСТ 12081-72 (табл. 2П.2 приложения 2П). Каждый из этих стандартов предусматривает два исполнения концов валов: исполнение 1 – длинные и исполнение 2 – короткие. При курсовом проектировании рекомендуется принимать концы валов исполнения 2.

При установке на конце вала шкива, звездочки или шестерни открытой передачи допускается длину конца вала l не согласовывать со стандартом, а принимать с учетом длины ступицы $l_{ст}$ устанавливаемой детали (рис. 5.1, *в*).

В механизмах подъема груза (грузоподъемных лебедках) выходной конец тихоходного вала выполняют в виде венца зубчатой муфты (рис. 5.1, *е*), в отверстии которого устанавливается одна из опор оси барабана (рис. 4.42). Данное конструктивное исполнение тихоходного вала показано на рис. 4.11, *б*.

Деталь, устанавливаемую на цилиндрическом конце вала, с целью предохранения от осевого смещения под действием рабочих или случайных нагрузок, поджимают к буртику посредством крепления (рис. 5.1, *д*), состоящего из концевой шайбы 1, болта 2 и штифта 3 (размеры см. табл.2П.24 приложения 2П). Широкое распространение получило крепление шкивов, звездочек и шестерен открытых передач с помощью круглой шлицевой гайки 4 и многолапчатой стопорной шайбы 5 (рис. 5.1, *в*). Шайба имеет внутренний выступ (язычок), который входит в паз, выполненный на резьбовой части вала, а один из наружных выступов (так называемая лапка) отгибается в один из шлицев гайки, что обеспечивает ее надежное стопорение. Размеры круглой шлицевой гайки приведены в табл. 2П.6, стопорной многолапчатой шайбы – в табл. 2П.7 и резьбового участка вала с канавкой под язычок стопорной шайбы – в табл. 2П.8 приложения 2П. Данный вариант крепления широко используется при установке деталей как на входных концах быстроходных валов, так и выходных концах тихоходных валов.

При установке деталей на конических концах валов с целью создания натяга в осевом направлении широко используют комплект концевой шайбы 1 с болтом 2, штифтом 3 и стопорной шайбой 7 (рис. 5.1, *ж*) или с двумя болтами 8, которые стопорят проволокой 9 или планкой 10 (рис.5.1, *з*). Находит применение крепление круглой шлицевой гайкой 4 с многолапчатой стопорной шайбой 5 (рис.5.1, *и*), а также гайкой 11 со стопорной шайбой 12 (рис.5.1, *к*).

Кроме указанных вариантов, используют крепление деталей на цилиндрических концах валов с помощью установочных винтов (рис.5.1, *л*). Цилиндрический или конический конец установочного винта (табл. 2П.35 приложения 2П), завинченного в ступицу детали, входит в засверловку на валу (или в шпонке) и предохраняет деталь от осевого смещения. Засверловку для установочного винта обычно выполняют в процессе сборки узла. Для предохранения винтов от самоотвинчивания используют обвязку проволокой, которую закладывают в шлицевой паз винта и кольцевую канавку, выполненную на наружной поверхности ступицы. Полученный при обвязке узел проволоки закладывают в специально выполненное углубление на противоположной от винта стороне ступицы. Так как сверление гнезда для конца установочного винта производят через отверстие в ступице детали при сборке узла, то такая операция связана с определенными техническими трудностями, особенно в крупносерийном и массовом производстве. Поэтому крепление деталей посредством установочных винтов используют в основном в индивидуальном и мелкосерийном производстве.

На рис. 5.1, *м*, *н* показано крепление деталей на цилиндрических концах валов со шлицами. В качестве буртика здесь чаще всего используется распорная втулка. Рекомендации по определению размеров второй за концевым участком ступени вала приведены в табл. 2П.43 приложения 2П.

Надежное осевое фиксирование детали, установленной на цилиндрическом конце вала, упором в буртик диаметром $d_б$ (рис. 5.2, *а*, *б*) возможно при высоте буртика $h_б$ такой величины, чтобы ширина k упорного пояска для принятого размера фаски f была не менее 1…2 мм. Обычно $h_б = (1{,}8...2{,}0)f$, где f – см. табл. 2П.3 приложения 2П. Тогда необходимый диаметр буртика

$$d_б \geq d + 2h_б \text{ или } d_б \geq d + (3{,}6...4{,}0)f. \qquad (5.1)$$

При осевом фиксировании детали упором в буртик вала нельзя допускать упора фаской или кромкой, как показано на рис. 5.2, *в*...*е*. Это связано с тем, что в данном случае невозможно обеспечить точное положение детали и передачу усилия вследствие ненадежности кромочного контакта.

Учитывая, что на ступени вала, принятой в качестве буртика, устанавливается подшипник (рис. 5.1, *а, в*), диаметр буртика $d_б$, рассчитанный по условию (5.1), следует согласовать с размерами внутренних колец подшипников (диаметр $d_б$ должен заканчиваться на 0 или 5).

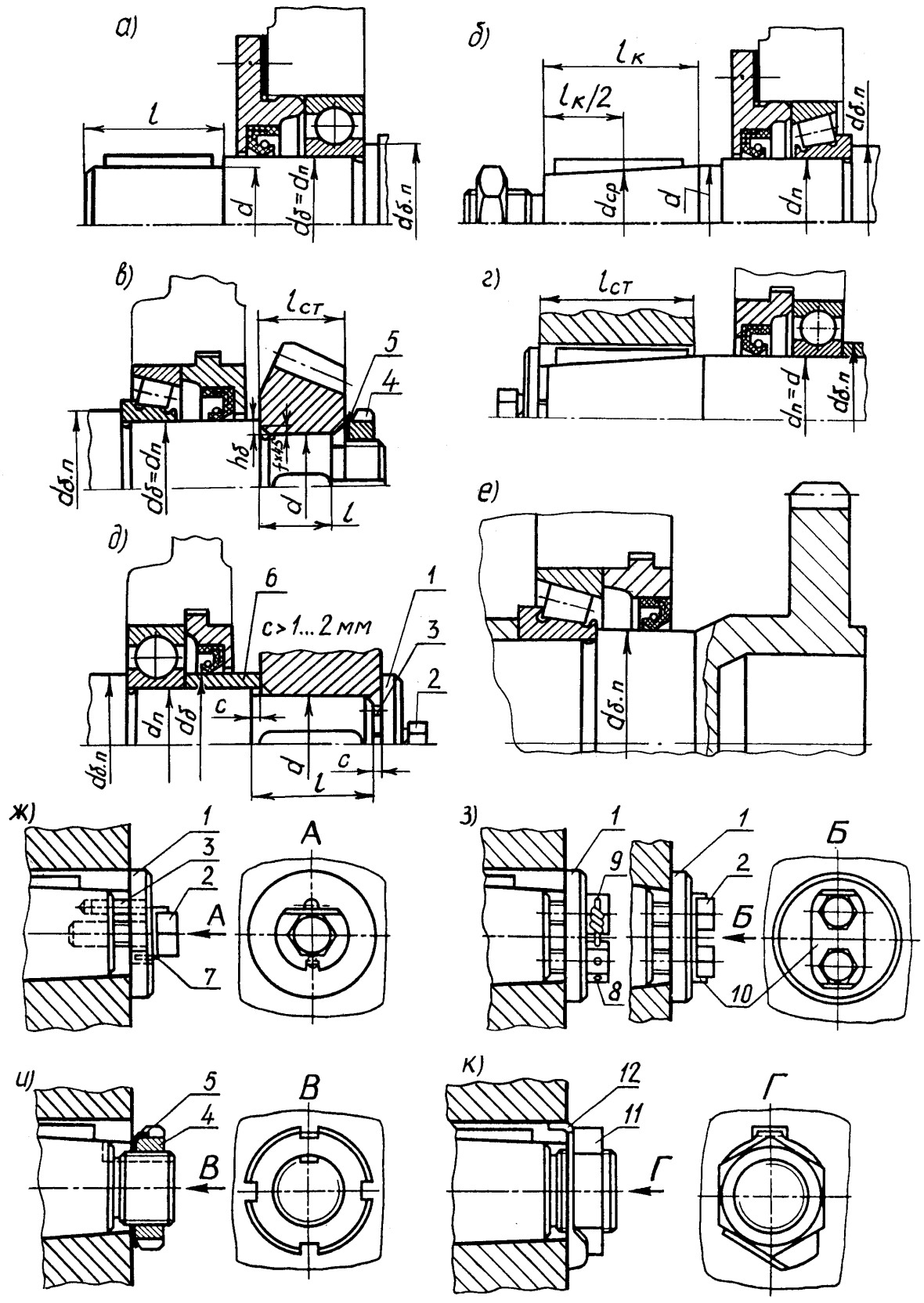

а)
l
d
dδ=dn
dδ.n
б)
lк
lк/2
dср
d
dn
dδ.n
в)
lст
5
4
hδ
f1x45°
dδ.n
dδ=dn
d
l
г)
lст
dn=d
dδ.n
д)
6
1
3
2
c>1...2мм
dn
dδ
c
dδ.n
d
l
c
е)
dδ.n
ж)
1
3
2
A
7
A
з)
1
1
9
2
Б
Б
8
10
Б
и)
5
4
B
B
к)
12
11
Г
Г

Рис. 5.1

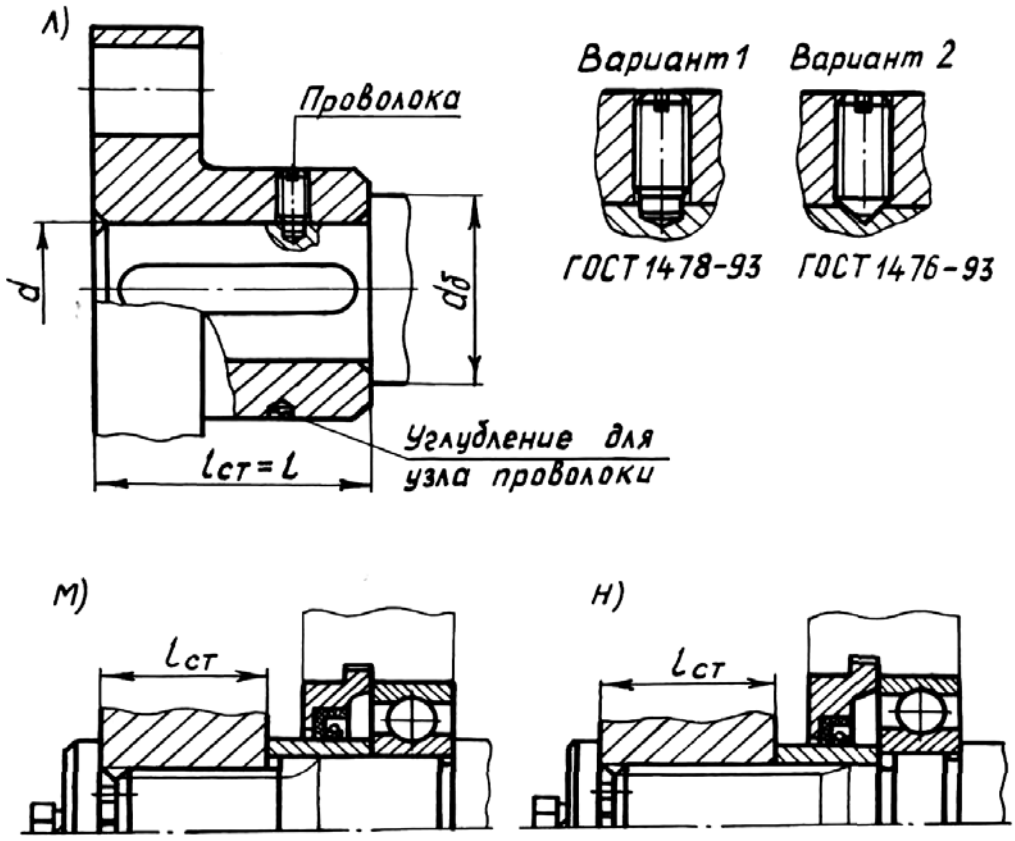


Рис. 5.1 (продолжение)

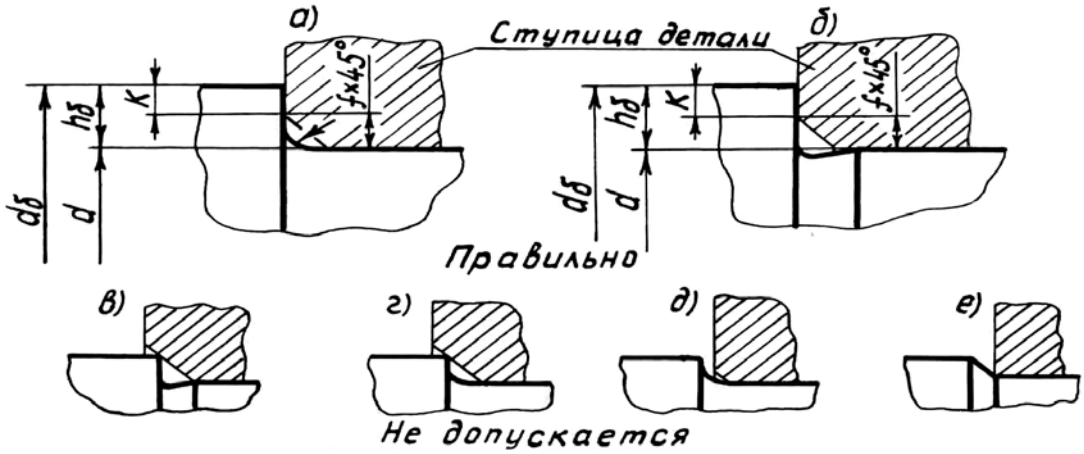


Рис. 5.2

При использовании в качестве буртика распорной втулки (рис 5.1, *д*) наружный ее диаметр $d_б$ определяют по условию (5.1) и согласовывают с размерами манжеты (см. табл. 2П.10 приложения 2П), которая охватывает распорную втулку. Кроме этого, со стороны подшипника принятый размер втулки $d_б$ должен находиться в диапазоне размеров буртика (заплечика) $d_{б.п}$, рекомендуемом для данного подшипника (см. табл. 2П.17 или 2П.18 приложения 2П). Особенно это важно для конического роликового подшипника, сепаратор которого выступает за торец внутреннего кольца (см. рекомендуемый наибольший размер

втулки $d_{вт}$ в табл. 2П.18 приложения 2П). Перепад диаметров ступеней вала при использовании распорной втулки принимают минимальным (≈ 5 мм) и с размерами внутренних колец подшипников согласовывают диаметр второй ступени, на которой устанавливается подшипник (такого же размера будет и внутренний диаметр распорной втулки).

При конической форме конца вала осевое фиксирование детали обеспечивается конической поверхностью концевого участка. С целью создания необходимого натяга в осевом направлении упор в буртик здесь не допустим. Диаметр второй ступени вала в данном случае принимают несколько больше диаметра d концевого участка и согласуют с диаметром d_n внутреннего кольца подшипника (рис. 5.1, *б*).

Следует отметить еще одно требование, которое иногда предъявляется к валам как с цилиндрическими, так и с коническими концевыми участками и выполнение которого желательно при назначении диаметра следующей за концевым участком ступени вала. Это касается случаев, когда необходимо обеспечить съем подшипника без выема шпонки из шпоночного паза на конце вала. Такая операция возможна при выполнении условия: для цилиндрического конца вала

$$d_n \geq d + 2(h - t_1) + 1; \qquad (5.2)$$

для конического конца вала

$$d_n \geq d_{ср} + 2(h - t_1) + 1, \qquad (5.3)$$

где d и $d_{ср}$ – соответственно диаметр цилиндрического и средний диаметр конического концов валов ($d_{ср} = d - 0{,}05 l_к$, здесь $l_к$ – длина конического участка вала, см. табл. 2П.2 приложения 2П); h и t_1 – соответственно высота шпонки и глубина паза вала (для цилиндрических концов валов по табл. 2П.9, для конических в среднем сечении – по табл. 2П.2 приложения 2П).

Выполнение условий (5.2) и (5.3) приводит к значительной разности диаметров d и d_n и не всегда применяется на практике (см. рис. 5.1,*г*).

Следующая за подшипником ступень вала (третья ступень) диаметром $d_{б.п}$ служит в качестве буртика (заплечика) для подшипника. Размер $d_{б.п}$ принимается по табл. 2П.17 или 2П.18 приложения 2П в зависимости от типоразмера подшипника и его серии. Предварительно рекомендуется выбирать легкую серию (конических роликовых подшипников) и среднюю серию (шариковых радиальных однорядных подшипников).

Конструктивное исполнение остальных участков вала определяется конкретной конструкцией соответствующего вала (см. далее). Общим для всех конструкций валов ступенчатой формы является наличие буртиков для осевого фиксирования насадных колес и упора второго подшипника (рис. 5.3). Диаметр буртика вала $d_{б.к}$ для упора ступицы насадного колеса принимают такой величины, чтобы, как и для деталей, устанавливаемых на цилиндрических концах валов, ширина k упорного пояска (рис. 5.3) была не менее 1…2 мм. При этом

диаметр $d_{б.к}$ может быть определен по условию (5.1) в зависимости от размера фаски f в отверстии ступицы насадного колеса (см. табл. 2.3 приложения 2П). Между подшипником и ступицей насадного колеса широко используется установка распорного кольца (рис. 5.3), называемого иногда дистанционным кольцом. Со стороны подшипника распорное кольцо с наружным диаметром $d_{б.п}$ выполняет функцию буртика (заплечика) для упора подшипника. Со стороны ступицы колеса распорное кольцо с наружным диаметром $d_{б.к}$ служит в качестве буртика для колеса. Если наружные размеры распорного кольца со стороны

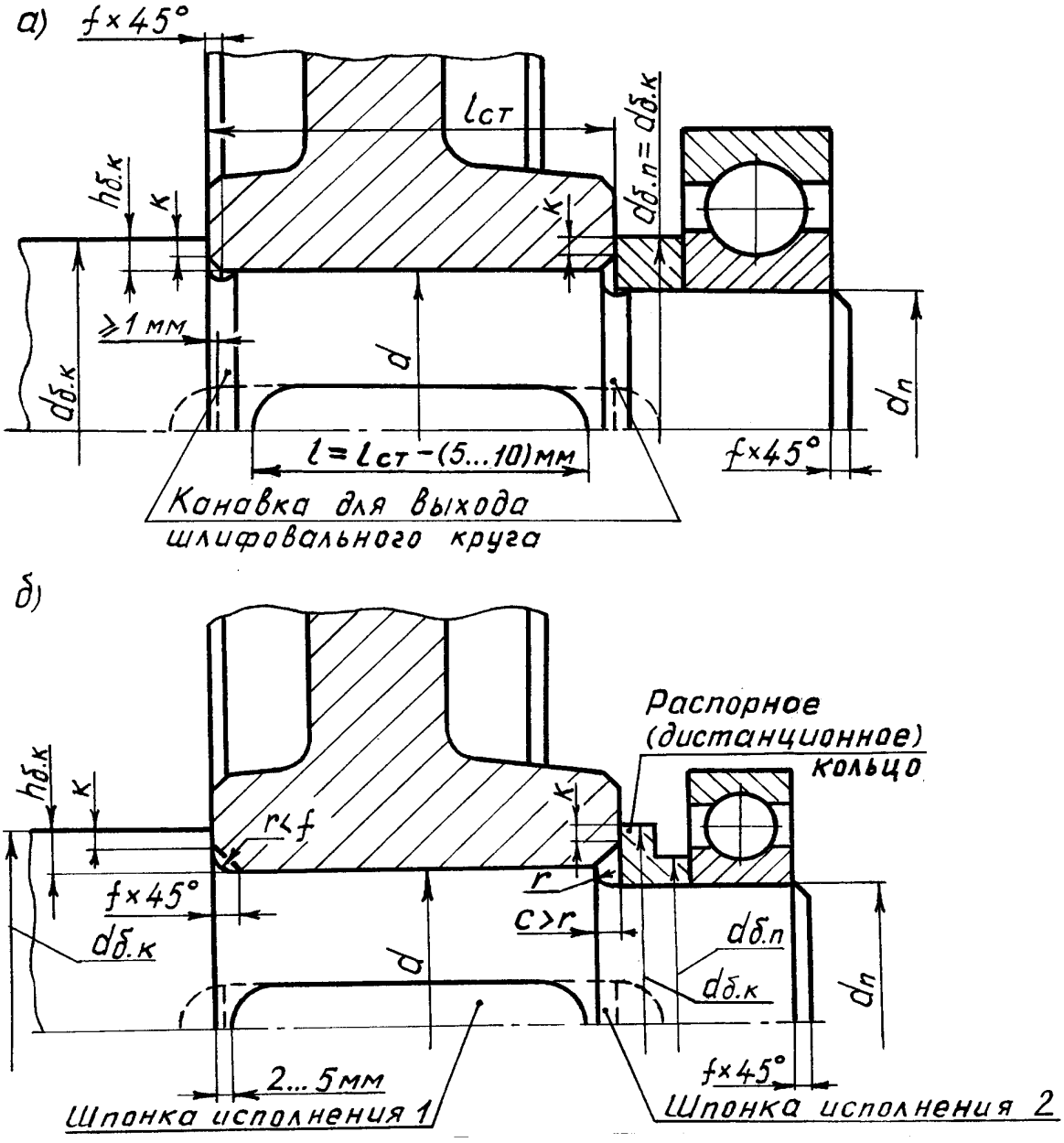


Рис. 5.3

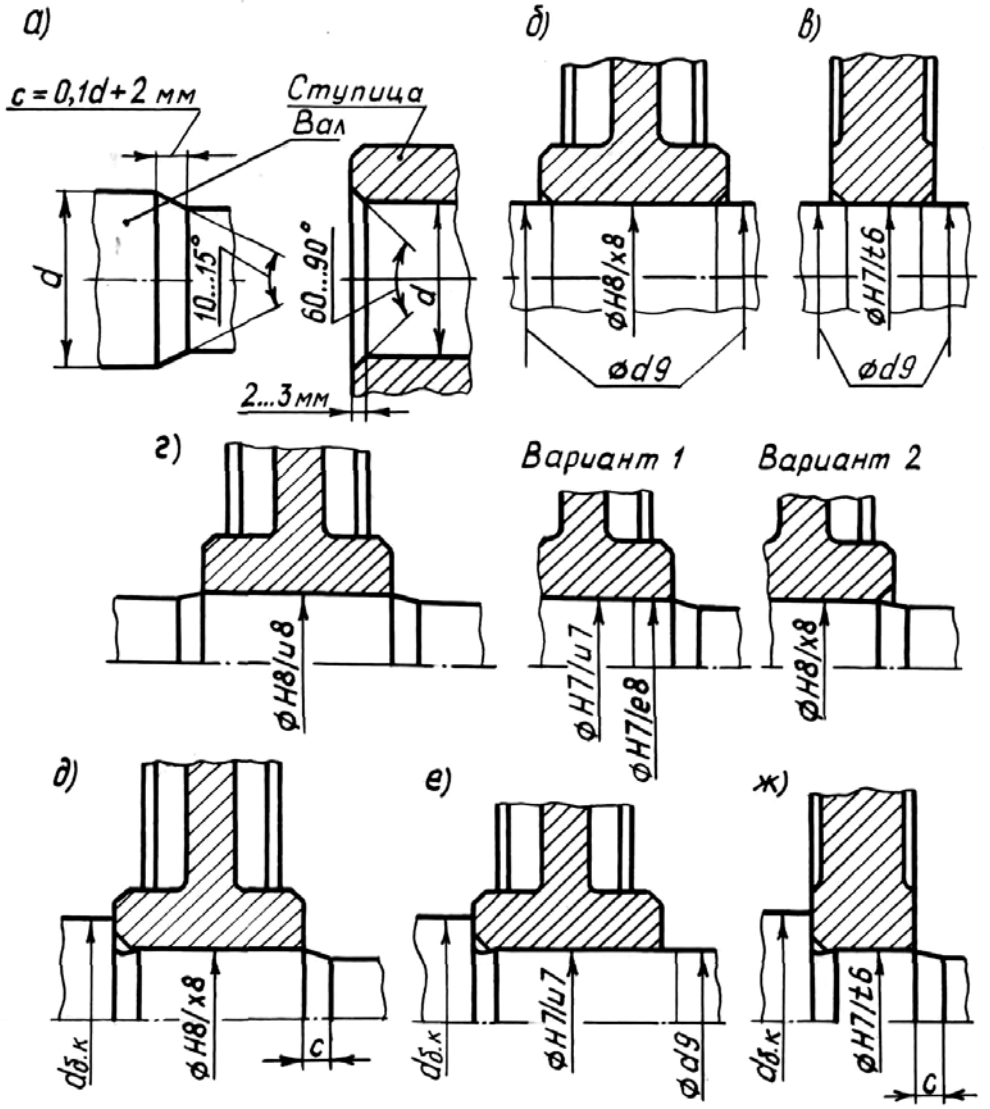


Рис. 5.4

подшипника и со стороны ступицы колеса оказались близкими (т.е. $d_{б.п} \approx d_{б.к}$), то его выполняют цилиндрической формы (рис. 5.3, *а*). Если же размеры $d_{б.п}$ и $d_{б.к}$ существенно отличаются друг от друга, то распорное кольцо выполняют ступенчатой формы (рис. 5.3, *б*).

Широкое распространение в последнее время получило закрепление на валах насадных колес посредством соединения с натягом (прессовое соединение с гарантированным натягом). Посадки с натягом H7/s6, H7/t6, H8/u8, H7/u7, H8/x8, H8/z8 и другие хорошо центрируют детали даже при коротких ступицах и, в большинстве случаев, обеспечивают надежное осевое фиксирование ступиц без дополнительного крепления. Возможность передачи нагрузки только за счет той или иной посадки с натягом проверяется расчетом (см. главу 8, п. 8.2). Для облегчения сборки соединения с натягом и уменьшения шабровки сопряженных поверхностей острыми кромками вала или отверстия ступицы последние

выполняют с пологими фасками (рис. 5.4, *а*). Хорошим средством является выполнение предшествующего участка вала с допусками e8 или d9 (рис. 5.4, *б, в, е*). Для уменьшения концентрации напряжений, связанной с неравномерным распределением давления по длине соединения, предусматривают небольшое увеличение диаметра посадочной ступени вала (рис. 5.4, *г, д, ж*), выполнение по краям посадочной поверхности участка вала с допуском *е8* (рис. 5.4, *г*, вариант 1) или свисание ступицы с посадочной ступени (рис. 5.4, *г*, вариант 2). Для предотвращения контактной коррозии рекомендуется для соединения с натягом выбирать длину ступицы $l_{ст}$ такой величины, чтобы выполнялось условие $l_{ст} / d \le 1{,}2$, где d – диаметр соединения. Упорный бурт на валу (рис. 5.4, *д*...*ж*) применяют для точной фиксации насадных колес червячных и конических передач, а также для исключения перекоса колес при относительно коротких ступицах ($l_{ст} / d \le 0{,}7$). Диаметр бурта $d_{б.к}$ определяют по условию (5.1).

Основной расчетной нагрузкой валов является вращающий *Т* и изгибающий *М* моменты. На данной стадии проектирования нам известен лишь вращающий момент *Т,* передаваемый каждым из валов редуктора (см. главу 1). Изгибающий момент *М* нам не известен, так как мы не знаем осевых размеров ступиц зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек, полумуфт, подшипников, крышек и т. п., что не дает возможности установить местоположения опор вала и действующих на него нагрузок. В то же время разработка конструкции вала невозможна без определения хотя бы приближенно одной из его ступеней. Поэтому при проектном расчете вала предварительно определяют диаметр одного из его участков, исходя из условия прочности только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях $[\tau]$ с той целью, чтобы компенсировать влияние напряжений изгиба. После этого на основании конструкции вала-прототипа, приведенной в главе 4, определяют диаметры остальных ступеней с учетом рекомендаций, изложенных выше.

При проектном расчете *быстроходного (входного) вала* зубчатого редуктора обычно предварительно определяют диаметр *d* его входного конца (мм):

$$d = \sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0{,}2[\tau]}}, \qquad (5.4)$$

где $T = T_1$, здесь T_1 – вращающий момент на быстроходном (входном) валу, $\text{Н}\cdot\text{м}$; $[\tau]$ = 10…15 МПа.

Исходя из полученной по формуле (5.4) величины *d* принимают стандартные размеры конца вала: цилиндрического – по ГОСТ 12080 – 66 (табл. 2П.1 приложения 2П), конического – по ГОСТ 12081 – 72 (табл. 2П.2 приложения 2П). При этом рекомендуется принимать концы валов исполнения 2 – короткие. Если быстроходный вал редуктора соединяется с валом электродвигателя диаметром $d_э$, то с целью удобства соединения муфтой, по стандарту выбирают диаметр *d* такой величины, чтобы выдерживалось соотношение: $d \approx (0{,}8...1{,}2)d_э$, где $d_э$ – см. табл. 1П.2 приложения 1П.

При проектном расчете *промежуточного вала* зубчатого редуктора по формуле (5.4) предварительно определяют диаметр вала *d* под насадным колесом, принимая $[\tau]$ = 15…25 МПа и $T = T_{II}$, где T_{II} – вращающий момент на промежуточном валу, Н·м. Полученный диаметр *d* в данном случае согласовывают с рядом *Ra40* по ГОСТ 6636 – 69 (табл. 1П.13 приложения 1П).

При проектном расчете *тихоходного (выходного) вала* зубчатого редуктора по формуле (5.4) предварительно определяют диаметр вала *d* его выходного конца, принимая $[\tau]$ = 25…35 МПа (меньшие значения при установке на конце вала звездочки или шестерни открытой передачи, большие – при установке муфты) и $T = T_{III}$, где T_{III} – вращающий момент, передаваемый концевым участком тихоходного вала, Н·м. Полученный диаметр *d* конца вала согласовывают со стандартными размерами концов валов по ГОСТ 12080 – 66 или ГОСТ 120081 – 72 для исполнения 2 – короткие (см. табл. 2П.1 или 2П.2 приложения 2П).

Если тихоходный вал имеет два выходных концевых участка с одинаковой нагрузкой $T_{III}/2$, а на валу III установлено одно насадное колесо, то по формуле (5.4) в данном случае определяют не диаметр конца вала, а диаметр вала *d* под насадным колесом, принимая $T = T_{III}$ и согласуют со стандартным значением по ряду *Ra40* по ГОСТ 6636 – 69 (табл. 1П.13 приложения 1П).

Примечания: 1. При проектном расчете валов червяков рекомендуется $[\tau]$ = 10…12 МПа.2. При установке на конце вала шкива, звездочки или шестерни открытой передачи длину конца вала допускается не согласовывать со стандартной величиной, а принимать по размерам ступицы насаживаемой детали.

Определение диаметров остальных ступеней соответствующего вала проводят на основании принятой конструкции вала-прототипа (см. главу 4) в соответствии с рекомендациями, изложенными выше. В дальнейшем после разработки компоновочного чертежа редуктора и определения осевых размеров его валов, местоположения их опор и нагрузок будет выполнен окончательный расчет валов на сопротивление усталости и статическую прочность и согласован с долговечностью предварительно выбранных подшипников.

Наиболее технологичной считается конструкция вала, для которого приняты одинаковыми размеры фасок и канавок для выхода шлифовального круга, а также радиусы галтелей. Для удобства фрезерования шпоночные пазы (если их несколько) следует располагать на одной образующей и выполнять одной ширины, принимаемой по наименьшему диаметру ступени вала.

Выбор муфт. Разработка конструкций быстроходного и тихоходного валов редуктора, на выходные концы которых устанавливаются полумуфты, завершается выбором стандартной муфты и окончательным определением размеров концевого участка соответствующего вала.

Для соединения вала электродвигателя и входного конца быстроходного вала в основном используется упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП). Данная муфта передает усилие через резиновые втулки, надетые на стальные пальцы. Амортизирующая способность муфты мала, так как объем и масса резиновых

втулок невелики. Муфты МУВП стандартизованы – ГОСТ 21424 – 93. Втулочно-пальцевую муфту не следует рассматривать как компенсирующую, так как радиальные и угловые смещения валов вызывают неравномерное распределение нагрузки и быстрый износ резиновых втулок. Основное достоинство муфт МУВП – простота конструкции и удобство замены упругих элементов (без сдвига соединяемых узлов). Полумуфты изготавливают из чугуна марки СЧ20 (ГОСТ 1412 - 75) или стали 30Л (ГОСТ 977 - 88), пальцы – из стали 45 (ГОСТ 1050 - 88) и упругие втулки из резины. Основные параметры и размеры муфт МУВП, а также допускаемые смещения осей валов приведены в табл. 2П.39…2П.40 приложения 2П. Консольная нагрузка F_M на валы от муфты МУВП определяется согласно рекомендаций, изложенных в табл. 1П.23 приложения 1П. Следует отметить, что в грузоподъемных лебедках одну из полумуфт муфты МУВП выполняют заодно с тормозным шкивом (см. [13]), который охватывают колодки нормально-замкнутого тормоза. Полумуфта с тормозным шкивом устанавливается только на концевом участке быстроходного вала редуктора, а не электродвигателя. Благодаря этому происходит разгрузка резиновых втулок от действия статического момента, создаваемого неподвижно висящим грузом, что увеличивает их срок службы.

Для соединения выходных концов тихоходных валов с приводными валами наиболее широко используют упругие муфты с торообразной оболочкой (ГОСТ 20884 - 93) и компенсирующие зубчатые муфты (ГОСТ 5006 - 94).

Муфты с торообразной оболочкой просты по конструкции, обладают хорошими компенсирующими свойствами и высокой демпфирующей способностью. Недостаток данных муфт – большой диаметральный размер, поэтому их редко устанавливают между двигателем и редуктором. Согласно ГОСТ 20884 – 93 муфты с торообразной оболочкой выпускают двух типов: тип 1 – с оболочкой выпуклого профиля и тип 2 – с оболочкой вогнутого профиля. Материал полумуфт – чугун марки ВЧ-35…ВЧ-50 по ГОСТ 7293 – 85 или сталь 45 по ГОСТ 1050 – 88. При предельно допустимых для муфты смещениях радиальная консольная нагрузка на концевой участок вала невелика, поэтому при расчете валов и подшипников ею пренебрегают. Основные параметры, размеры и допускаемые смещения валов муфты с оболочкой выпуклого профиля приведены в учебном пособии [13], с оболочкой вогнутого профиля – в табл. 2П.41 приложения 2П.

Достоинством компенсирующих зубчатых муфт является их высокая нагрузочная способность, компактность и хорошие компенсирующие свойства. Их применяют для передачи больших вращающих моментов. Демпфирующей способностью зубчатые муфты не обладают. Основные параметры, размеры и допускаемые смещения валов зубчатых муфт приведены в учебном пособии [13]. При расчете валов консольная радиальная нагрузка F_M (Н), создаваемая зубчатой муфтой определяется по формуле $F_M = (0{,}2...0{,}4)F_{tM}$, где окружная сила на расчетном диаметре $d_3 = mz \quad F_{tM} = 2 \cdot 10^3 T_M / d_3$, здесь T_M – вращающий момент

на валу муфты, Н·м; m и z – модуль зацепления и число зубьев муфты. Кроме этого, при установке зубчатой муфты концевой участок вала дополнительно нагружается сосредоточенным изгибающим моментом, вызванным силами трения в зацеплении и составляющим около 0,1 T_M.

При курсовом проектировании стандартную муфту выбирают по наибольшему диаметру концов соединяемых валов и проверяют по условию

$$T_P = K_P T_M \le T, \qquad (5.5)$$

где T_P – расчетный момент; K_P – коэффициент режима нагрузки:

Ленточные конвейеры……K_P = 1,25…1,50

Цепные и винтовые конвейеры……K_P = 1,5…2,0

Краны, лебедки, элеваторы, реверсивные индивидуальные приводы……K_P = 2,0…3,0

T_M – вращающий момент на валу муфты; T – номинальный вращающий момент, передаваемый муфтой (по стандарту).

Полумуфты стандартных муфт закрепляются на цилиндрических концах валов только с помощью шпоночного или шлицевого соединения, а на конических концах валов только с помощью шпоночного соединения. Допускается сочетание полумуфт различных типов (с цилиндрическим и коническим посадочным отверстием) и различных исполнений (на длинные и короткие концы валов). Стандарт допускает также сочетание полумуфт с различными диаметрами посадочных отверстий *d* в пределах одного и того же номинального вращающего момента *T*, передаваемого муфтой. Допускается также диаметр посадочного отверстия одной из полумуфт уменьшать до любого значения, установленного стандартом для других номинальных моментов.

5.2. ПРИМЕРЫ РАЗРАБОТКИ КОНСТРУКЦИЙ ВАЛОВ РЕДУКТОРОВ

Пример 5.1. Разработать конструкцию быстроходного (входного) вала-шестерни цилиндрического косозубого двухступенчатого редуктора по следующим исходным данным:

а) прототип конструкции – рис. 5.5;

б) вращающий момент на валу $T = T_I$ = 110 Н·м;

в) геометрические размеры шестерни: m_n = 2,5 мм; $\beta = 12{,}83856^0$; d_1 = 66,667 мм; d_{a1} = 71,667 мм; d_{f1} = 60,417 мм;

г) на входном конце устанавливается ведомый шкив клиноременной передачи;

д) форма конца вала – цилиндрическая.

Порядок разработки

В качестве опор вала предполагаем использование шариковых радиальных

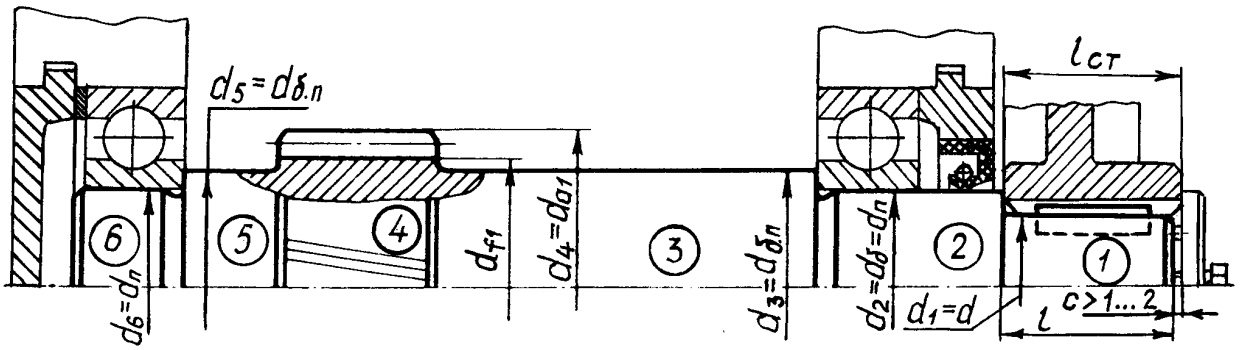


Рис. 5.5

однорядных подшипников, поставленных по схеме 1 «враспор». При сборке подшипникового узла суммарный осевой зазор a = 0,2…0,5 мм устанавливается посредством компенсаторного кольца, закладываемого между глухой закладной крышкой и наружным кольцом левого подшипника.

Для удобства разработки конструкции вала номера его ступеней будем указывать цифрой в кружке. Согласно рекомендаций, изложенных в п. 5.1, конструирование быстроходного вала начинаем с определения диаметра d его концевого участка (первая ступень) по формуле (5.4) при $[\tau]$ = 10…15 МПа и $T = T_I$ = 110 Н·м:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0{,}2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 110}{0{,}2(10...15)}} = 38...33 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 12080 – 66 (см. табл. 2П.1 приложения 2П) принимаем диаметр конца вала цилиндрической формы d = 36 мм.

Диаметр фаски в отверстии ступицы шкива, устанавливаемого на конце вала, f = 1,2 мм (табл. 2П.3 приложения 2П). Тогда высота буртика второй ступени вала для упора ступицы шкива

$$h_б = (1{,}8…2{,}0)f = (1{,}8…2{,}0)1{,}2 = 2{,}16…2{,}4 \text{ мм}.$$

Ширина упорного пояска k при $h_б$ = 2,4 мм:

$$k = h_б - f = 2{,}4 - 1{,}2 = 1{,}2 \text{ мм} > 1 \text{ мм},$$

что допустимо.

Тогда диаметр буртика для упора ступицы шкива (вторая ступень) по условию (5.1):

$$d_б \geq d + 2h_б = 36 + 2 \cdot 2{,}4 = 40{,}8 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_2 = d_б$ = 45 мм, что соответствует диаметру отверстия внутреннего кольца шарикового радиального однорядного подшипника средней серии 309 по табл. 2П.11 приложения 2П.

По условию (5.2) проверяем, можно ли снять подшипник 309 без выема призматической шпонки на конце вала при диаметре подшипника $d_п$ = 45 мм:

$$d_п \geq d + 2(h - t_1) + 1 = 36 + 2(8 - 5) + 1 = 43 \text{ мм},$$

где по табл. 2П.9 приложения 2П высота шпонки h = 8 мм и глубина паза вала t_1=5 мм для d = 36 мм.

Съем подшипника 309 без выема шпонки возможен, так как $d_п$ = 45 мм > 43 мм.

Третья ступень вала является буртиком (заплечиком) для подшипника 309. По табл. 2П.17 приложения 2П для данного подшипника диаметр буртика (заплечика) $d_{б.п}$ = 53…56 мм. Принимаем $d_3 = d_{б.п}$ = 55 мм.

Четвертой ступенью является косозубая шестерня, выполненная заодно с валом. Так как d_{f1} = 60,417 мм > $d_{б.п}$ = 55 мм, то при нарезании зубьев шестерни обеспечивается свободный выход фрезы. Конструктивное исполнение вала-шестерни при $d_{f1} < d_{б.п}$ см. рис. 4.12 (глава 4).

Так как в опорах вала устанавливают подшипники одного размера, то диаметр шестой ступени $d_6 = d_2 = d_п$ = 45 мм. Тогда диаметр пятой ступени соответственно $d_5 = d_3 = d_{б.п}$ = 55 мм.

Длина конца вала исполнения 2 (короткие) по ГОСТ 12080 – 66 (табл. 2П.1 приложения 2П) l = 58 мм. Длина ступицы $l_{ст}$ = (1,2…1,5)d = (1,2…1,5)36 = 43,2…54 мм. Если принять оптимальное значение $l_{ст}$=1,2d, то $l_{ст}$ = 43 мм. Для надежного поджатия шкива к буртику вала предусматривают зазор c = 3 мм между концевой шайбой и торцом вала. Тогда длина конца вала $l = l_{ст} - c$ = 43 – 3 = 40 мм. Окончательная величина длины l будет принята после расчета шпоночного соединения.

Примечание. Быстроходный вал цилиндрического соосного двухступенчатого редуктора разрабатывают аналогичным образом. При этом шестерня располагается симметрично относительно опор (см. рис. 4.16).

Пример 5.2. Разработать конструкцию вала червяка червячно-цилиндрического двухступенчатого редуктора, используемого в индивидуальном приводе (рис. 1.2 примера 1.2) по следующим исходным данным:

а) прототип конструкции – рис. 4.30, *б*;

б) вращающий момент на валу $T = T_I$ = 19 Н · м;

в) вал червяка соединяется с валом электродвигателя 4А100S4У3 посредством упругой втулочно-пальцевой муфты МУВП (ГОСТ 21424 – 93);

г) форма конца вала коническая;

д) геометрические размеры нарезаемой части червяка: d_1 = 62,5 мм; d_{a1} = 72,5 мм; d_{f1} = 50,5 мм; b_1 = 88 мм.

е) условия эксплуатации привода: работа в закрытом помещении, климатическое исполнение – У.

Порядок разработки

Подшипники вала червяка установлены по схеме 3, вариант 3.2 (одна опора фиксирующая сдвоенная, вторая – плавающая). Конические роликоподшипники фиксирующей опоры установлены в стакане и регулирование зазоров в их

проводится набором тонких металлических прокладок, размещаемых между фланцами подшипниковой крышки и стакана. Внутренние кольца подшипников поджаты к ступени вала диаметром d_5 круглой шлицевой гайкой с многолапчатой стопорной шайбой. Для того, чтобы шлицевая гайка не касалась сепаратора, выступающего за пределы наружного кольца, между торцами внутреннего кольца левого подшипника и гайки установлена дистанционная втулка (кольцо). В качестве плавающей опоры используется радиальный шарикоподшипник, внутреннее кольцо которого закреплено на валу с помощью пружинного упорного плоского кольца.

По табл. 1П.2 приложения 1П размеры вала электродвигателя 4А100S4У3 диаметр $d_э = d_1 = 28$ мм, длина $l_э = l_1 = 60$ мм.

В схеме редуктора вал червяка является быстроходным (входным) валом. Согласно рекомендаций, изложенных в п. 5.1, конструирование быстроходного вала начинаем с определения диаметра d его концевого участка (первая ступень) по формуле (5.4) при $[\tau] = 10…12$ МПа и $T = T_I = 19$ Н·м:

$$d = \sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0{,}2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 19}{0{,}2(10...12)}} = 21...20 \text{ мм}.$$

Так как входной конец данного вала соединяется с валом электродвигателя посредством муфты, то необходимо выдерживать соотношение

$$d = (0{,}8…1{,}2)\, d_э = (0{,}8…1{,}2)28 = 22…34 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 12081 – 72 на конические концы валов (табл. 2П.2 приложения 2П) принимаем размеры конца вала червяка (первой ступени): диаметр $d_1 = d = 25$ мм, длина $l_1 = l_k = 24$ мм (исполнение 2 – короткие). Крепление полумуфты с коническим отверстием на конце вала червяка будем осуществлять с помощью гайки $М16 \times 1{,}5$ со стопорной шайбой, как показано на рис. 5.1, *к*. Поэтому принимаем конец вала червяка типа 1. Принятый диаметр $d_1 = 25$ мм соответствует табличному значению d_1 для муфты МУВП (см. табл. 2П.39 приложения 2П).

Диаметр второй ступени принимаем $d_2 = 30$ мм, что соответствует размерам стандартной манжеты (см. табл. 2П.10 приложения 2П), устанавливаемой в подшипниковой крышке на второй ступени.

Определим диаметр d_3 третьей ступени, на которой выполняется резьба для круглой шлицевой гайки. По табл. 2П.8 приложения 2П ближайшей большей по отношению к d_2 является резьба $М33 \times 1{,}5$. Однако диаметр ступени перед данной резьбой (в таблице обозначен d_1) должен быть не более 29,5 мм. В нашем случае размер данной ступени (у нас это ступень d_2) составляет 30 мм, что недопустимо. Окончательно принимаем, что на третьей ступени будет выполнена резьба $М36 \times 1{,}5$. Для выхода резьбонарезного инструмента предусматриваем канавку, размеры которой принимаем по табл. 2П.5 приложения 2П для исполнения «узкая».

На четвертой ступени вала диаметром d_4 устанавливаются конические роликоподшипники, которые при сборке вала должны свободно проходить над третьей ступенью d_3 = 36 мм. Принимаем d_4 = 40 мм, что соответствует диаметрам подшипников. По табл. 2П.15 приложения 2П выбираем предварительно конические роликоподшипники средней серии 7308 (ТУ 37.006.162 – 89).

Пятая ступень вала диаметром d_5 является буртиком (заплечиком) для подшипника 7308. По табл. 2П.18 приложения 2П $d_5 = d_{б.п}$ = 49…60 мм. Так как для червяка d_{f1} = 50,5 мм, то с целью обеспечения свободного выхода инструмента при нарезании витков ($d_{f1} > d_5$) принимаем окончательно d_5 = 50 мм.

Размеры нарезаемой части червяка (шестая ступень): d_1 = 62,5 мм; d_{a1} = 72,5 мм; d_{f1} = 50,5 мм; b_1 = 88 мм (см. исходные данные).

Размеры остальных ступеней вала червяка: $d_7 = d_5$ = 50 мм; $d_8 = d_4$ = 40 мм.

По табл. 2П.11 приложения 2П, исходя из d_8 = 40 мм, выбираем предварительно радиальный шарикоподшипник легкой серии 208. По табл. 2П.17 приложения 2П для подшипника 208 диаметр буртика (заплечика) $d_{б.п}$ = 46,5…47,5 мм. Но так как седьмая ступень вала, являющаяся буртиком для подшипника 208, имеет размер d_7 = 50 мм, что больше рекомендуемого $d_{б.п}$, то перед подшипником следует на небольшой длине уменьшить седьмую ступень до размера $d_{б.п}$ = 47 мм.

Расстояние между опорами вала червяка определяется конструктивно из условия обеспечения зазора $a \approx \delta$ (где δ – толщина стенки нижней части корпуса редуктора) между червячным колесом и приливами для подшипниковых гнезд фиксирующей и плавающей опор.

Наружный диаметр дистанционной втулки, устанавливаемой между шлицевой гайкой и торцом внутреннего кольца левого конического роликоподшипника средней серии по табл. 2П.18 приложения 2П $d_{вт}$ = 50 мм. Длину втулки принимаем конструктивно.

Разработку конструкции вала червяка завершаем выбором стандартной муфты МУВП по ГОСТ 21424 – 93 (табл. 2П.39 приложения 2П). Муфта МУВП соединяет вал электродвигателя цилиндрической формы диаметром $d_э$ = 28 мм и длиной $l_э$ = 60 мм с концом вала червяка конической формы диаметром d_1 = 25 мм и длиной l_1 = 24 мм. Расчетный вращающий момент при выборе муфты согласно условия (5.5) при коэффициенте режима нагрузки K_p = 2,5 (привод индивидуальный реверсивный) и вращающем моменте на валу муфты $T_M = T_1$ = 19 Н·м:

$$T_p = K_p T_M = 2{,}5 \cdot 19 = 47{,}5 \text{ Н·м}.$$

Для соединяемых валов диаметрами 25 и 28 мм в ГОСТе предусмотрена муфта с номинальным вращающим моментом T = 125 Н·м (D = 120 мм). Данная муфта подходит, так как выполняется условие T_p = 47, 5 Н·м < T = 125 Н·м.

Примем исполнения полумуфт. На вал электродвигателя устанавливается полумуфта исполнения 1 – с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов по ГОСТ 12080 – 66 (длина ступицы $l_{цил}$ = 60 мм). На входной конец вала червяка устанавливается полумуфта исполнения 4 – с коническим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12081 – 72 (длина ступицы $l_{кон}$ = 26 мм). Обозначение муфты МУВП с номинальным вращающим моментом T = 125 $\text{Н}\cdot\text{м}$, одна из полумуфт диаметром d = 28 мм, исполнения 1, другая диаметром d_1 = 25 мм, исполнения 4, климатического исполнения У (работа в районах с умеренным климатом) категории размещения 3 (работа в закрытом помещении): Муфта упругая втулочно-пальцевая 125-28-1-25-4 У3 ГОСТ 21424 – 93.

Следует обратить внимание, что в обозначении муфты МУВП после значения T указывают обозначение полумуфты с отверстиями для крепления пальцев.

Пример 5.3. Разработать конструкции быстроходного (входного), промежуточного и тихоходного (выходного) валов коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора по следующим исходным данным:

а) прототип конструкции редуктора – рис. 4.24;

б) вращающие моменты на валах редуктора: T_I = 125 $\text{Н}\cdot\text{м}$; T_{II} = 381 $\text{Н}\cdot\text{м}$; T_{III} = 1421 $\text{Н}\cdot\text{м}$;

в) форма концов валов – цилиндрическая;

г) редуктор предназначен для установки в приводе цепного конвейера (схема такого привода показана на рис. 1.1 в примере 1.1): электродвигатель 4А160МУ3 соединяется с быстроходным (входным) валом редуктора упругой втулочно-пальцевой муфтой МУВП, между тихоходным (выходным) валом редуктора и приводным валом конвейера установлена открытая цепная передача;

д) условия эксплуатации привода: работа в закрытом помещении, климатическое исполнение – У.

Разработка конструкции быстроходного (входного) вала. Быстроходный вал выполнен за одно целое с конической шестерней с круговыми зубьями, имеющей следующие геометрические размеры: d_{e1} = 77,638 мм; d_{ae1} = 84,888 мм; d_{fe1} = 72,277 мм; b = 35 мм; $\delta_1 = 17{,}45655^0$; m_{nm} = 2,5 мм; m_{te} = 3,529 мм; R_e = 129,41 мм. С целью снижения концентрации нагрузки по длине зуба консольно установленной конической шестерни в качестве опор приняты конические однорядные роликовые подшипники с бортом на наружном кольце, установленные по схеме 2 «врастяжку» (вариант 2.1), отличающиеся повышенной жесткостью. Достаточная жесткость самого вала конической шестерни обеспечивается при конструировании согласно рекомендаций [6] следующими соотношениями размеров (рис. 5.6, *а*):

$$d_n \geq 1{,}3a_1;\ a_2' \geq 2{,}5a_1;\ a_2'' \geq 0{,}6l_k.$$

В качестве расчетной величины a_2 принимают большее из полученных значений a_2' и a_2''. Чтобы уменьшить консоль вала со стороны шестерни, подшип-

ник располагают как можно ближе к шестерне. При малых размерах шестерни обычно возникают трудности в создании упорного буртика для подшипника. Возможные варианты конструктивного исполнения вала-шестерни для такого случая приведены на рис. 5.6, *б, в*.

Осевой зазор в конических роликовых подшипниках в данном случае регулируют осевым перемещением внутреннего кольца подшипника относительно вала с помощью круглой шлицевой гайки 1 (рис. 5.6, *а*). Следует отметить, что на рис. 5.6, *а* такое перемещение осуществляется для внутреннего кольца правого подшипника. После регулирования гайку 1 стопорят многолапчатой шайбой 2. Для фиксирования шайбы 2 относительно вала на его резьбовом участке предусмотрена канавка под язычок стопорной шайбы (см. вид А на рис. 5.6, *а*).
В соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 5.1, конструирование быстроходного вала редуктора начинаем с определения диаметра его концевого участка. При вращающем моменте на валу $T = T_1 = 125$ Н·м и $[\tau] = 10…15$ МПа по формуле (5.4) определяем диаметр цилиндрического конца вала, являющегося его первой ступенью (номер ступени указан цифрой в кружке на рис. 5.7):

$$d = \sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0{,}2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 125}{0{,}2(10...15)}} = 40...35 \text{ мм}.$$

Так как быстроходный вал редуктора соединяется с валом электродвигателя посредством муфты, то должно быть выдержано соотношение:

$$d = (0{,}8…1{,}2)\, d_э = (0{,}8…1{,}2)48 = 38…58 \text{ мм},$$

где $d_э = 48$ мм – диаметр конца вала электродвигателя 4А160М6У3 (табл. 1П.2 приложения 1П).

По ГОСТ 12080 – 66 на цилиндрические концы валов (табл. 2П.1 приложения 2П) принимаем диаметр конца вала $d = 45$ мм и длину конца вала $l = 82$ мм (исполнение 2 – короткие). Таким образом, размеры первой ступени быстроходного вала (рис. 5.7): $d_1 = d = 45$ мм; $l_1 = l = 82$ мм.

Конструируем вторую ступень вала. Полумуфту, устанавливаемую на цилиндрическом конце вала, доводят до упора в буртик диаметром $d_2 = d_б$. По табл. 2П.3 приложения 2П размер фаски в отверстии ступицы полумуфты $f =$ 1,6 мм. Тогда высота буртика вала , необходимая для упора полумуфты (рис. 5.7, выносной элемент III):

$$h_б = 2f = 2 \cdot 1{,}6 = 3{,}2 \text{ мм}.$$

При этом размер упорного пояска $k = h_б - f = 3{,}2 - 1{,}6 = 1{,}6$ мм, что допустимо ($k \geq 1…2$ мм). Тогда диаметр буртика для упора полумуфты по условию (5.1):

$$d_б \geq d_1 + 2h_б = 45 + 2 \cdot 3{,}2 = 51{,}4 \text{ мм}.$$

По ряду R*a*40 (табл. 2П.13 приложения 2П) принимаем диаметр второй ступени $d_2 = d_б = 55$ мм. Так как на данной ступени вала устанавливается манжет-

ное уплотнение, согласовываем размер d_2 с размером манжеты. По табл. 2П.10 приложения 2П выясняем, что для вала d_2 = 55 мм манжеты выпускаются. Длина l_2 второй ступени определяется конструктивно при разработке компоновочного чертежа редуктора.

Определим диаметр d_3 следующей третьей ступени, на которой выполняется резьба для круглой шлицевой гайки. По табл. 2П.8 приложения 2П ближайшей большей по отношению к d_2 является резьба М56 ×2. Однако при такой резьбе круглая шлицевая гайка не пройдет через ступень вала диаметром d_2 = 55 мм (наибольший допустимый размер перед резьбовым участком для резьбы М56 ×2 в табл. 2П.8 обозначен $d_{1наиб}$ и составляет 52 мм). Принимаем окончательно резьбу М60×2 (т. е. диаметр третьей ступени вала d_3 = 60 мм). Для выхода резьбонарезного инструмента предусматриваем канавку (проточку) (см. выносной элемент I на рис 5.7), размеры которой принимаем по табл. 2П.5 приложения 2П для исполнения «узкая»: $c_k = 3$ мм; $r_1 = 0{,}5$ мм; $r_2 = 1{,}5$ мм; $d_k = d - 3 = 60 - 3 = 57$ мм. Ширина паза для язычка стопорной шайбы (на выносном элементе I рис. 5.7 показан штриховыми линиями) по табл. 2П.8 приложения 2П равна 8 мм. Размеры стопорной многолапчатой шайбы см. табл. 2П.7 приложения 2П. Длину третьей ступени l_3 определяют конструктивно по табл. 2П.8 приложения 2П (см. выносной элемент Б) с учетом толщины *s* стопорной шайбы и высоты *m* круглой шлицевой гайки.

Диаметр d_4 четвертой ступени вала, на которой устанавливаются подшипники, принимаем из условия свободного их прохождения через ступень диаметром d_3 = 60 мм: $d_4 = d_n \geq d_3$, где d_n – внутренний диаметр подшипника. По табл. 2П.15 приложения 2П принимаем роликовый конический однорядный подшипник легкой серии 7212А (ГОСТ 27365 – 87) с $d_n = d$ = 60 мм и упорным бортом на наружном кольце, размеры которого приведены в табл. 2П.16 приложения 2П. Таким образом $d_4 = d_n$=60 мм.

Размеры канавки для выхода шлифовального круга при шлифовании четвертой ступени (см. выносной элемент II на рис 5.7) согласно табл. 2П.4 приложения 2П: $c_k = 5$ мм; $h_k = 0{,}5$ мм; $r_k = 1{,}6$ мм. Длину l_4 четвертой ступени определим после назначения размеров пятой ступени.

Пятая ступень служит в качестве буртика (заплечика) для упора подшипника (см. выносной элемент II на рис 5.7). По табл. 2П.18 приложения 2П для выбранного роликового конического подшипника легкой серии 7212А диаметр буртика (заплечика) $d_{б.п}$ = 69…79 мм.

Принимаем $d_5 = d_{б.п}$= 70 мм. При этом d_5 = 70 мм < d_{fe1} = 72,277 мм. При $d_5 > d_{fe1}$ принимают один из вариантов конструкции на рис. 5.6, *б, в*. Ширина буртика (пятой ступени) $b_{б.п} = l_5 \approx m_{te}$; принимаем $b_{б.п} = l_5$ = 4 мм.

Возвратимся теперь к определению длины четвертой ступени вала. Этот размер определяется жесткостью вала, которая в свою очередь обеспечивается оп-

ределенным соотношением размеров a_1, a_2, d и l_k. Однако предварительно определим ряд размеров, которые будут необходимы для проверки этих соотношений. Согласно рис. 5.7 имеем:

$$b' = b\cos\delta_1 = 35\cdot\cos 17{,}45655^0 = 33{,}4 \text{ мм};$$

$$b'' = \frac{d_{e1} - d_5}{2} tg\delta_1 = \frac{77{,}638 - 70}{2} tg 17{,}45655^0 = 1{,}2 \text{ мм}.$$

Для выбранного подшипника легкой серии 7212А (ГОСТ 27365 – 87) по табл. 2П.15 приложения 2П: d = 60 мм; D = 110 мм; T = 24 мм; c = 19 мм; e = 0,4. Тогда смещение точки приложения радиальной реакции от торца подшипника:

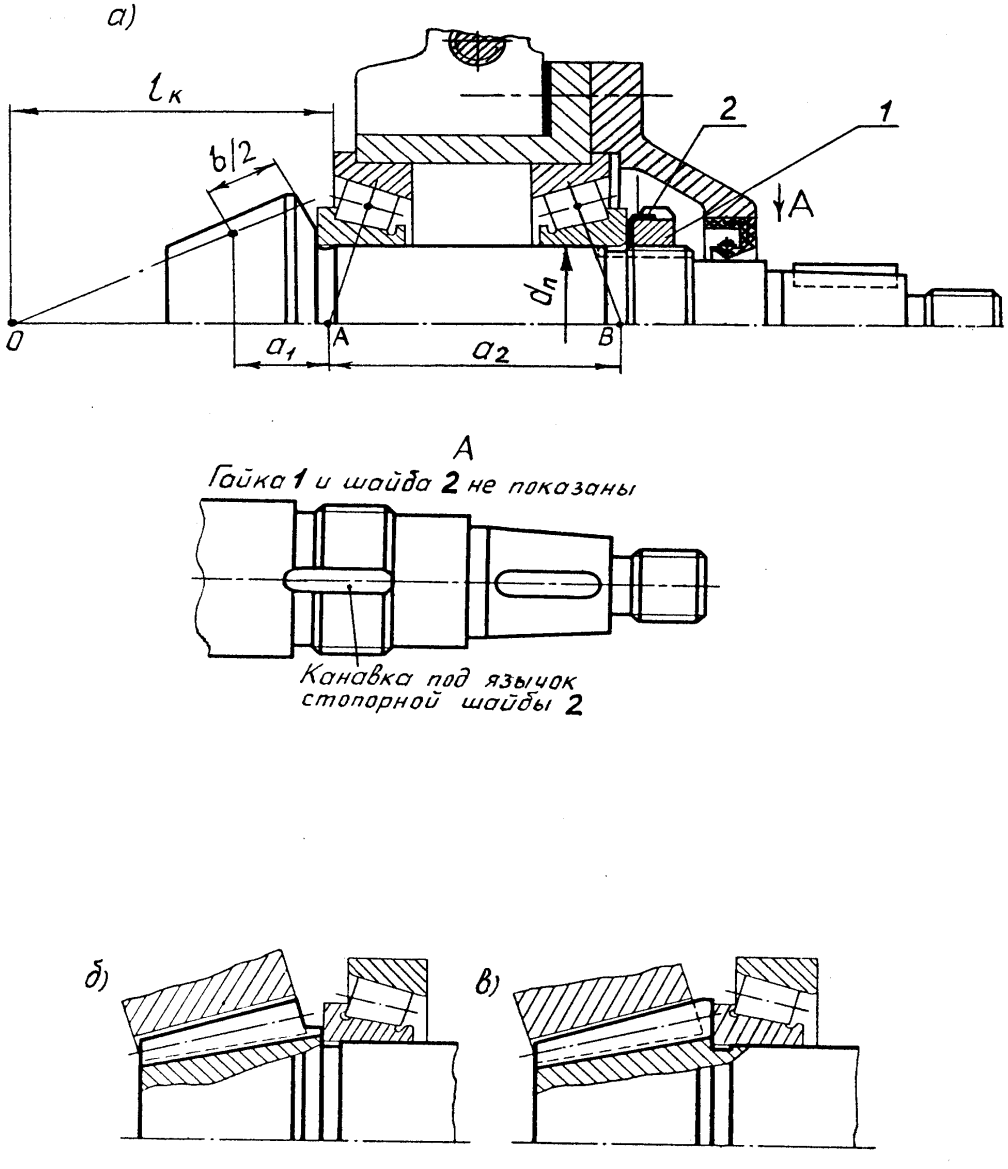


Рис. 5.6

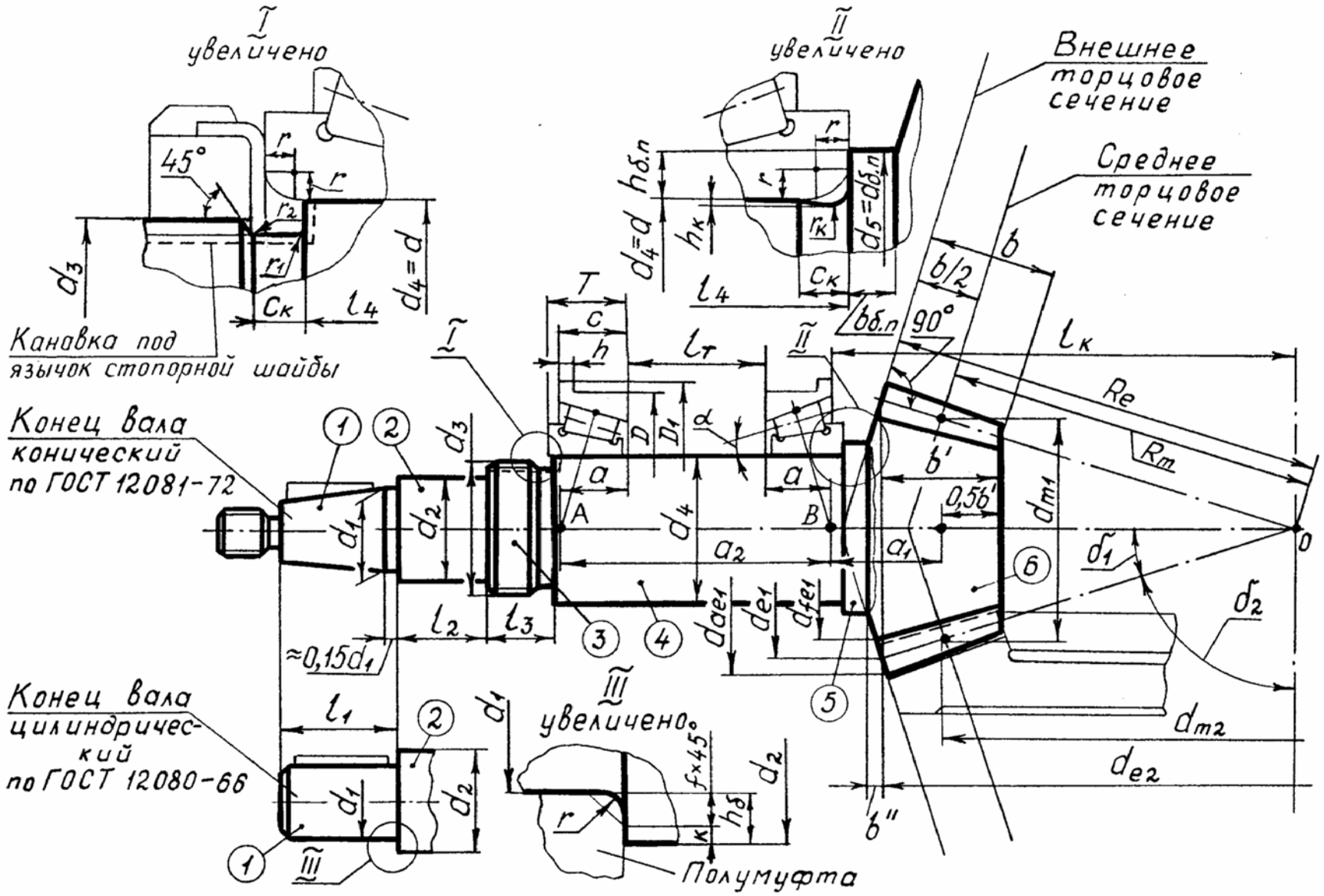

I
увеличено
II
увеличено
III
увеличено
Внешнее торцовое сечение
Среднее торцовое сечение
Конец вала конический по ГОСТ 12081-72
Конец вала цилиндрический по ГОСТ 12080-66
Канавка под язычок стопорной шайбы
Полумуфта
45°
90°
≈0,15d1
0,5b'
A
B
0
1
2
3
4
5
6

Рис. 5.7

$$a = 0{,}5(T + \frac{d+D}{3}e) = 0{,}5 \cdot (24 + \frac{60+110}{3}0{,}4) = 23 \text{ мм}.$$

Длина консоли вала со стороны шестерни:

$$a_1 = T - a + b_{б.п} + b''+0{,}5b' = 24 - 23 + 4 + 1{,}2 + 0{,}5 \cdot 33{,}4 = 22{,}9 \text{ мм}.$$

Размер l_k:

$$l_k = R_e \cos\delta_1 + b'' + b_{б.п} + T - c = 129{,}41\cos 17{,}45655^0 + 1{,}2 + 4 + 24 - 19 = 133{,}7 \text{ мм}$$

Тогда соотношения размеров: $1{,}3a_1 = 1{,}3 \cdot 22{,}9 = 29{,}8$ мм, что меньше диаметра подшипника $d = 60$ мм; $a_2' = 2{,}5a_1 = 2{,}5 \cdot 22{,}9 = 57{,}3$ мм; $a_2'' = 0{,}6l_k = 0{,}6 \cdot 133{,}7 = 80{,}2$ мм. В качестве расчетного расстояния a_2 между точками А и В приложения радиальных реакций принимаем большее из полученных значений a_2' и a_2'', а именно $a_2 = a_2'' \cong 80$ мм. Тогда расстояние между торцами наружных колец подшипников $l_T = a_2 - 2a = 80 - 2 \cdot 23 = 34$ мм.

Такая величина l_T обеспечивает весьма компактную конструкцию быстроходного вала конической шестерни. С целью повышения его жесткости, полученную величину l_T в обоснованных случаях увеличивают в 1,5...2,5 раза или принимают в зависимости от диаметра подшипника: $l_T \approx (0{,}8...1{,}4)d$.

Окончательно принятое расстояние l_T между подшипниками позволяет окончательно определить длину четвертой ступени вала.

Шестой ступенью быстроходного вала является коническая шестерня, размеры которой были определены ранее расчетом в главе 2.

Так как быстроходный вал редуктора соединяется с валом электродвигателя упругой втулочно-пальцевой муфтой МУВП, то разработка конструкции данного вала завершается выбором стандартной муфты МУВП по ГОСТ 21424 – 93 (табл. 2П.39 приложения 2П). Муфта МУВП соединяет вал электродвигателя 4А160М6У3 цилиндрической формы диаметром $d_э = 48$ мм и длиной $l_э = 110$ мм (табл. 1П.2 приложения 1П) с концом быстроходного вала редуктора цилиндрической формы диаметром $d_1 = 45$ мм и длиной $l_1 = 82$ мм. Расчетный вращающий момент для выбора муфты согласно условия (5.5) при коэффициенте режима нагрузки $K_р = 1{,}8$ (конвейер цепной) и вращающем моменте на валу муфты $T_M = T_I = 125$ Н·м:

$$T_р = K_р T_M = 1{,}8 \cdot 125 = 225 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Для соединяемых валов диаметрами 48 и 45 мм ГОСТ 21424 – 93 предусматривает муфту с номинальным вращающим моментом $T = 710$ Н·м ($D = 190$ мм). Данная муфта подходит, так как выполняется условие $T_р = 225$ Н·м $< T = 710$ Н·м. Примем исполнения полумуфт. На вал электродвигателя устанавливается полумуфта исполнения 1 – с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов по ГОСТ 12080 – 66 (длина ступицы $l_{цил} = 110$ мм). На входной конец быстроходного вала устанавливается полумуфта исполнения 2 – с цилиндрическим отверстием для коротких концов валов по ГОСТ 12080 – 66 (длина ступи-

цы $l_{цил}$ = 82 мм). Длины ступиц соответствуют длинам соединяемых концов валов. Обозначение муфты МУВП с номинальным вращающим моментом T = 710 Н·м, одна из полумуфт диаметром d = 48 мм, исполнения 1, другая диаметром d_1 = 45 мм, исполнения 2, климатического исполнения У (для районов с умеренным климатом) категории размещения 3 (работа в закрытом помещении):

Муфта упругая втулочно-пальцевая
710-48-1-45-2 У3 ГОСТ 21424 – 93.

Разработка конструкции промежуточного вала. На промежуточном валу заодно целое с валом выполнена косозубая шестерня тихоходной цилиндрической ступени (m_n = 4 мм; $\beta = 13{,}72915^0$; d_1 = 86,471 мм; d_{a1} = 94,471 мм; d_{f1} = 76,471 мм) и установлено насадное коническое колесо быстроходной ступени редуктора. Согласно рекомендаций, изложенных в п. 5.1, конструирование промежуточного вала начинаем с определения диаметра второй ступени, на которой установлено насадное коническое колесо. По формуле (5.4) диаметр вала под ступицей насадного конического колеса (обозначим его d_k) при [τ] = 15…25 МПа и $T = T_Ц$ = 381 Н·м:

$$d_k = \sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0{,}2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 381}{0{,}2(15...25)}} = 50...42 \text{ мм}.$$

По ряду R*a*40 (см. табл. 1П.13 приложения 1П) принимаем $d_2 = d_k$ = 48 мм. Между ступицей конического колеса и левым подшипником предполагаем установку распорного (дистанционного) кольца. С целью снижения концентрации напряжений предусматриваем минимальный перепад диаметров d_1 и d_2 соответственно первой и второй ступеней вала. Принимаем d_1 =45 мм, что соответствует диаметрам *d* внутренних колец подшипников качения. Исходя из размера d_1 =45 мм, по табл. 2П.15 приложения 2П выбираем роликовый конический однорядный подшипник легкой серии 7209А (ГОСТ 27365 – 87). Второй подшипник, устанавливаемый на шестой ступени вала, принимаем такого же размера.

Распорное кольцо между ступицей конического колеса и левым подшипником выполняет роль буртика как для подшипника, так и для колеса (см. выносные элементы I и II на рис. 5.8). Наружный диаметр распорного кольца со стороны подшипника, служащего для него буртиком (заплечиком), согласно табл. 2П.18 приложения 2П составляет $d_{б.п}$ = 52...61 мм. По табл. 2П.3 приложения 2П размер фаски в отверстии ступицы насадного конического колеса f = 1,6 мм. Тогда наружный диаметр распорного кольца со стороны ступицы конического колеса, выполняющего роль буртика для колеса (обозначим его $d_{б.к}$), согласно условия (5.1):

$$d_{б.к} \geq d_2 + 2h_{б.к} = 48 + 2 \cdot 3{,}2 = 54{,}4 \text{ мм},$$

где $h_{б.к}$ – высота буртика для конического колеса; $h_{б.к} = 2f = 2 \cdot 1{,}6 = 3{,}2$ мм.

Выполняем распорное кольцо цилиндрическим с наружным диаметром $d_p = d_{б.п} = d_{б.к}$ = 55 мм. Если наружные диаметры распорного кольца $d_{б.п}$ и $d_{б.к}$ значи-

тельно отличаются один от другого, то, согласно рекомендаций, изложенных в п. 5.1, распорное кольцо выполняют ступенчатой формы (рис. 5.3, *б*).

Третья ступень вала диаметром d_3 служит в качестве буртика для упора ступицы конического колеса и принимается такого же размера, какой имеет распорное кольцо со стороны ступицы этого же колеса, т.е. $d_3 = d_{б.k} = 55$ мм.

Четвертой ступенью вала является косозубая цилиндрическая шестерня, размеры которой были определены ранее расчетом в главе 2. Так как $d_{f1} = 76{,}471$ мм $> d_3 = 55$ мм, то при нарезании зубьев шестерни обеспечивается свободный выход инструмента.

Диаметр шестой ступени вала $d_6 = d_1 = 45$ мм. Тогда диаметр пятой ступени, служащей в качестве буртика (заплечика) для правого подшипника, принимаем равным наружному диаметру распорного кольца со стороны левого подшипника, выполняющего ту же функцию: $d_5 = d_{б.п} = 55$ мм.

Согласно табл. 2П.4 приложения 2П размеры канавок для выхода шлифовального круга (см. выносные элементы I, II и III на рис. 5.8) приняты одинаковыми, что в свою очередь обеспечивает технологичность конструкции вала:
$c_k = 3$ мм; $h_k = 0{,}25$ мм; $r_k = 1{,}0$ мм.

Длины ступеней промежуточного вала будут определены в дальнейшем после разработки конструкции конического колеса и составления компоновочного чертежа. Расстояние между коническим колесом и косозубой цилиндрической шестерней определяется из условия симметричного расположения опор вала относительно оси вала конической шестерни, которая является осью симметрии корпуса коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора.

Разработка конструкции тихоходного (выходного) вала. На тихоходном валу (рис. 5.8) установлено насадное цилиндрическое колесо тихоходной ступени редуктора и на выходном конце вала закрепляется консольно ведущая звездочка цепной передачи.

Определим предварительно по формуле (5.4) диаметр выходного конца вала (под ступицей ведущей звездочки), т.е. диаметр первой ступени:

$$d_T = \sqrt[3]{\frac{10^3 T}{0{,}2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{10^3 \cdot 1421}{0{,}2 \cdot 25}} = 66 \text{ мм},$$

где $[\tau] = 25$ МПа (при консольной установке ведущей звездочки); $T = T_{III} = 1421$ $\text{Н} \cdot \text{м}$ – вращающий момент на тихоходном валу.

По ГОСТ 12080-66 на цилиндрические концы валов (см. табл. 2П.1 приложения 2П) $d_T = d = 70$ мм. Длина конца тихоходного вала $l_T = l = 105$ мм (исполнение 2 – короткие). Таким образом, размеры первой ступени вала: $d_1 = d_T = 70$ мм, $l_1 = l_T = 105$ мм.

Вторая ступень вала предназначена для установки подшипника и служит одновременно в качестве буртика для упора ступицы ведущей звездочки, устанавливаемой на выходном конце вала, т.е. на первой ступени. По табл. 2П.3 приложения 2П размер фаски в отверстии ступицы звездочки $f = 2$ мм. Тогда диаметр второй ступени, исходя из обеспечения надежного осевого фиксирования ступицы звездочки, по условию (5.1):

$$d_2 \geq d_1 + 2h_{б.зв} = 70 + 2 \cdot 4 = 78\text{мм},$$

где $h_{б.зв} = 2f = 2 \cdot 2 = 4$ мм – высота буртика для упора ступицы звездочки (см. выносной элемент IV на рис. 5.8).

Согласовываем d_2 с диаметрами d внутренних колец подшипников и принимаем $d_2 = 80$ мм.

В то же время диаметр второй ступени желательно иметь такой величины, чтобы можно было снять левый подшипник, не вынимая призматическую шпонку, установленную на выходном конце вала. Однако такая операция возможна при выполнении условия (5.2):

$$d_2 \geq d_1 + 2(h - t_1) + 1 = 70 + 2(12 - 7{,}5) + 1 = 80\text{ мм},$$

где $h = 12$ мм – высота шпонки; $t_1 = 7{,}5$ мм – глубина паза вала (см. табл. 2П.9 приложения 2П).

Съем подшипника возможен при установленной шпонке. Окончательно принимаем $d_2 = 80$ мм.

По табл. 2П.15 приложения 2П выбираем роликовый конический подшипник легкой серии 7216А (ГОСТ 27365 – 87) с внутренним диаметром $d = 80$ мм.

Определим размеры третьей ступени, являющейся буртиком (заплечиком) для левого подшипника. По табл. 2П.18 приложения 2П для подшипника 7216А легкой серии с $d = 80$ мм диаметр буртика $d_{б.п} = 90\ldots105$ мм. Тогда диаметр третьей ступени $d_3 = d_{б.п} = 95$ мм.

Перейдем теперь к определению диаметра шестой ступени, учитывая, что правый подшипник должен быть такого же размера, как и левый. Соответственно $d_6 = d_2 = 80$ мм. Перепад диаметров пятой и шестой ступений принимаем минимальным. Тогда $d_5 = d_6 + 5 = 80 + 5 = 85$ мм. По табл. 2П.3 приложения 2П в отверстии ступицы цилиндрического колеса, устанавливаемого на пятой ступени, принимаем фаску размером $f = 2{,}5$ мм (для $d_5 = 85$ мм).

Тогда диаметр наружной поверхности распорного кольца со стороны ступицы цилиндрического колеса (выполняет функцию буртика для колеса)

$$d_{б.ц} = d_5 + 2\,h_{б.ц} = 85 + 2 \cdot 5 = 95\text{ мм},$$

где $h_{б.ц}$ - высота буртика для цилиндрического колеса; $h_{б.ц} = 2f = 2 \cdot 2{,}5 = 5$ мм. Со стороны правого подшипника наружный диаметр распорного кольца должен быть равен диаметру буртика $d_{б.п}$ для подшипника. Причем, величина $d_{б.п}$ принимается из того же диапазона, что и для левого подшипника, а именно: $d_{б.п} = d_3 = 90\ldots105$ мм. Принимаем решение выполнять распорное кольцо цилиндрическим с диаметром наружной поверхности $d_p = d_{б.ц} = 95$ мм, что также соответствует диапазону $d_{б.п} = 90\ldots105$ мм.

Тогда диаметр буртика вала слева от ступицы цилиндрического колеса (четвертая ступень) $d_4 = d_p = d_{б.ц} = 95$ мм.

Ширину буртика $b_б$, выполняемого на валу, согласно [7] принимают

$$b_б = (0{,}07\ldots0{,}1)\,d_5 = (0{,}07\ldots0{,}1)85 = 6{,}0\ldots8{,}5\text{ мм}.$$

Принимаем $b_б = 8$ мм.

Таким образом, мы определили диаметры всех ступеней тихоходного вала. Все канавки для выхода шлифовального круга, выполняемые между ступенями (см. рис. 5.8, выносные элементы IV…VII), согласно табл. 2П.4 приложения 2П

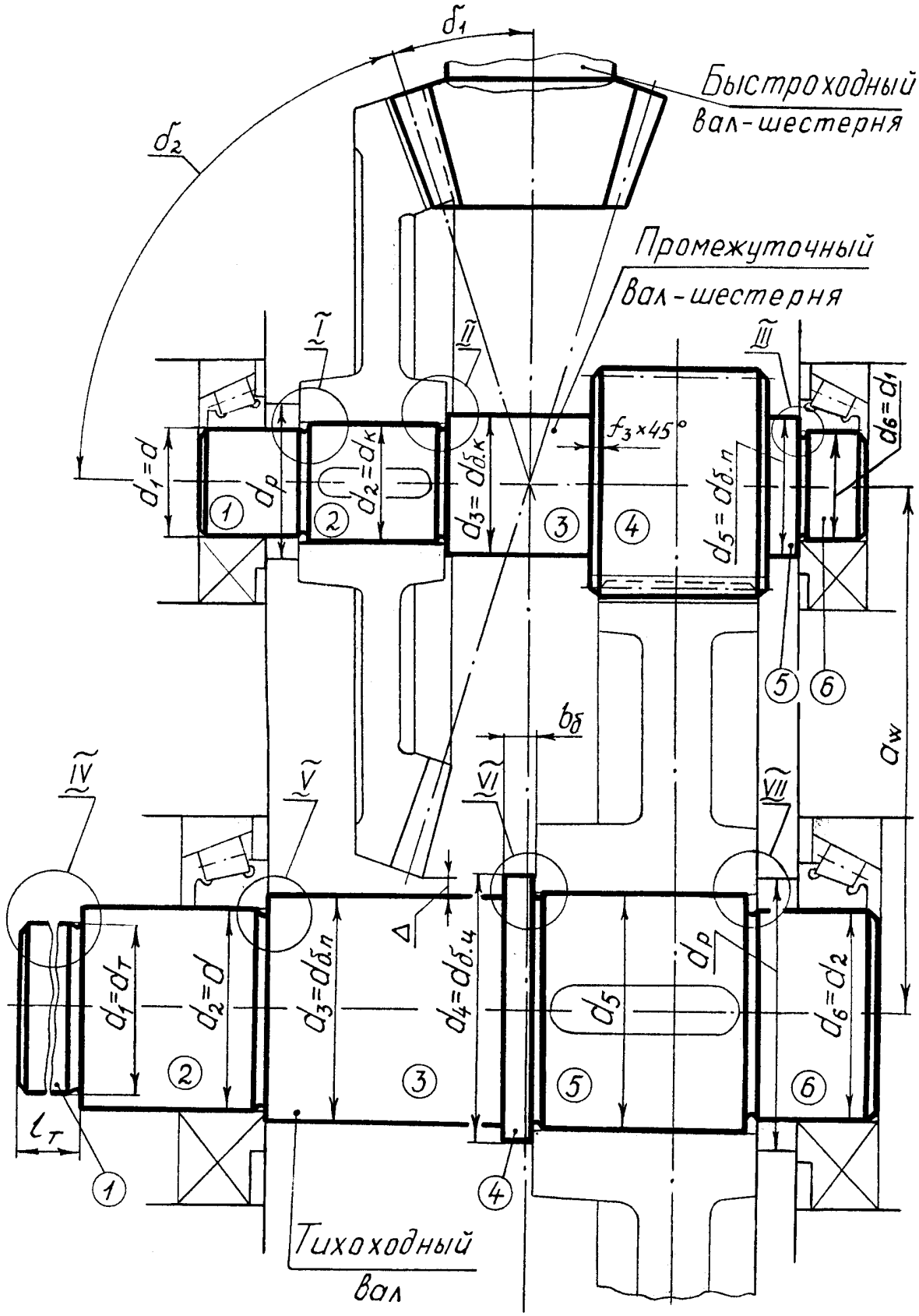

δ1
δ2
Быстроходный
вал-шестерня
Промежуточный
Вал-шестерня
I
II
III
IV
V
VI
VII
d1=d
dр
d2=dк
d3=dб.к
f3×45°
d5=dб.п
d6=d1
bб
aw
Δ
d4=dб.ч
d3=dбп
d4=dт
d2=d
d5
d6=d2
lт
Тихоходный
вал

Рис. 5.8

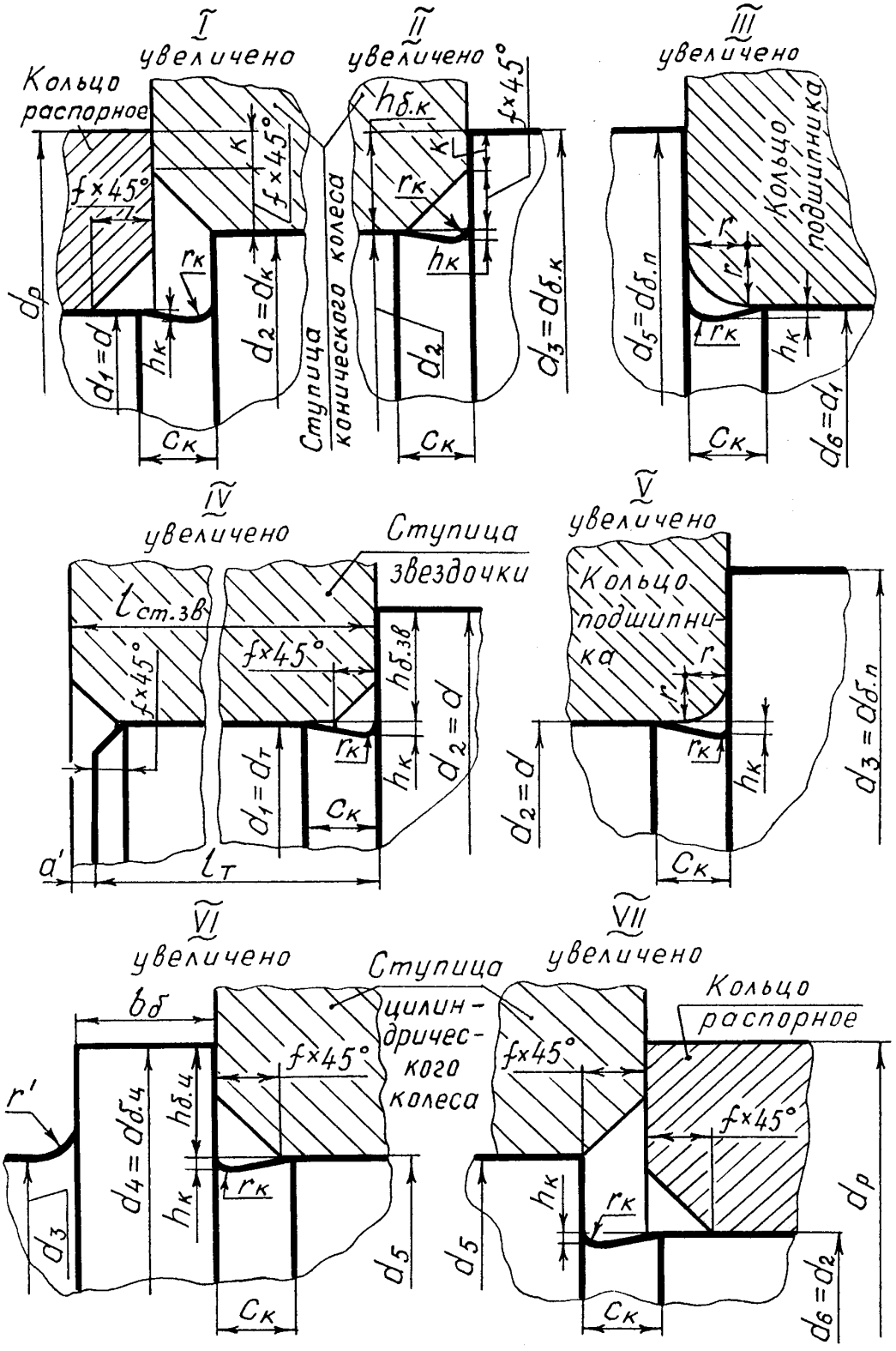


Рис. 5.8 (продолжение)

имеют одинаковые размеры: $c_к$=5 мм; h_k= 0,5 мм; r_k= 1,6 мм, что в свою очередь обеспечивает технологичность конструкции.

Для принятых размеров тихоходного вала проверяют зазор Δ между коническим колесом и третьей ступенью вала d_3:

$$\Delta = a_w - мм, \left(\frac{d_{ae2}}{2} + \frac{d_3}{2} \right) \geq \Delta_{min} = 5...10$$

где a_w – межосевое расстояние тихоходной ступени редуктора; d_{ae2} – внешний диаметр вершин зубьев конического колеса, установленного на промежуточном валу.

Если получили $\Delta < \Delta_{\min}$ или коническое колесо пересекает третью ступень тихоходного вала, то тогда, исходя из $\Delta_{\min}$, следует уменьшить диаметр d_3 третьей ступени до величины $d_3 = 2a_w - 2\Delta_{\min} - d_{ae2}$ и выбрать подшипники меньшего размера.

Если эти подшипники обеспечат потребный ресурс работы, то прочность вала с уменьшенными диаметрами ступеней можно обеспечить выбором соответствующего материала или исключением консольной нагрузки на вал цепной передачи, располагая ведущую звездочку на собственных подшипниках, установленных на специальной втулке (рис 5.9).

Кроме этого, зазор между коническим колесом и тихоходным валом можно увеличить, уменьшив размеры колеса. Для этого выбирают другой вариант термообработки или, если разрабатывалась конструкция конической прямозубой передачи, то прямые зубья можно заменить круговыми.

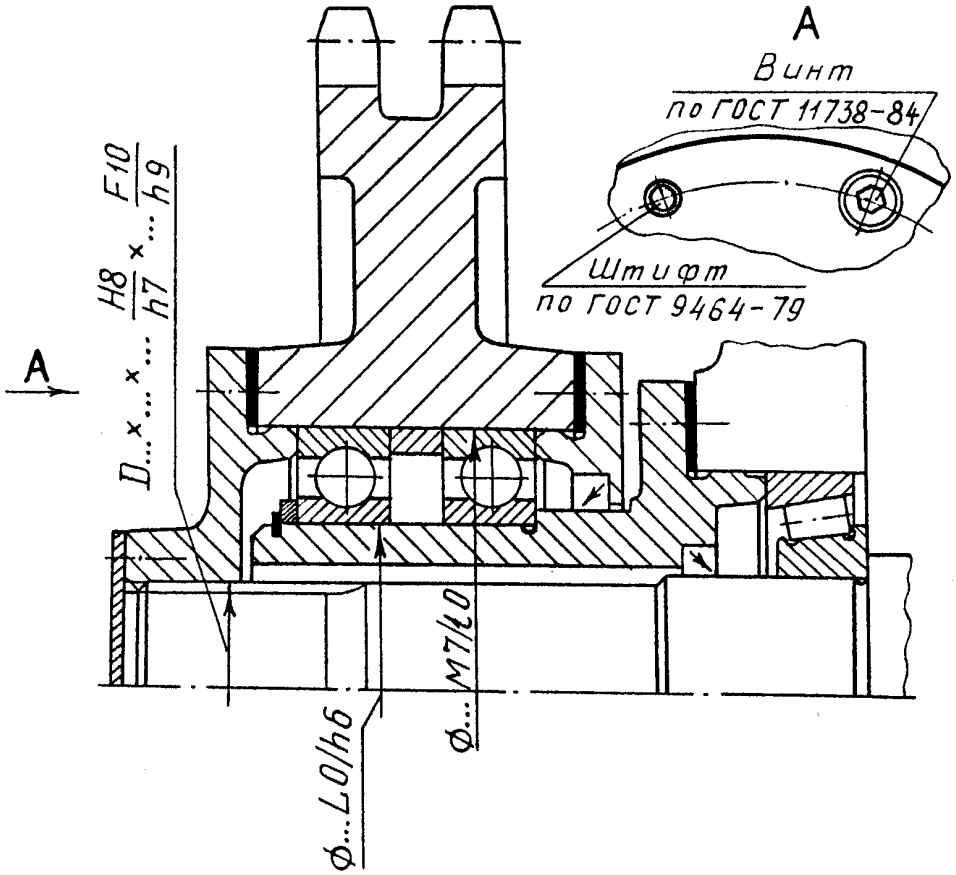


Рис. 5.9

Глава 6
КОНСТРУИРОВАНИЕ ЭЛЕМЕНТОВ ПЕРЕДАЧ ПРИВОДОВ

6.1. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Цилиндрические зубчатые колеса. Конструкции цилиндрических зубчатых колес представлены на рис. 6.1…6.2. Как известно, меньшее из пары зубчатых колес называется шестерней, большее – колесом. Термин "зубчатое колесо" является общим и относится как к шестерне, так и колесу. Шестерни чаще всего изготавливают за одно целое с валом, получая так называемые валы-шестерни. На рис. 6.1, *а*, *б* показаны быстроходные (входные) валы-шестерни, а на рис. 6.1, *в*, *г* – промежуточные валы-шестерни. Жесткость и точность вала-шестерни выше, чем вала и насадной шестерни, а стоимость производства ниже за счет уменьшения числа посадочных поверхностей и отсутствия соединения (например, шпоночного). Насадные шестерни применяют в открытых зубчатых передачах, а также в тех случаях, когда по условиям сборки невозможна установка одного из зубчатых колес на валу, например, колеса быстроходной ступени, устанавливаемого на промежуточном валу двухступенчатого редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью (рис. 4.22). В данном случае одну шестерню выполняют за одно целое с валом, а вторую насадной. При этом, по условиям прочности минимальная толщина $S_{\min}$ тела насадной шестерни (рис. 6.1, *д*) принимается согласно рекомендаций [13] в зависимости от модуля *m:*

m, мм……	1,5	2,0	2,5	4,0	5,0	6,0
$S_{\min}$, мм…….	$4m$	$3{,}8m$	$3{,}5m$	$3m$	$2{,}8m$	$2{,}5m$

В конструкции промежуточного вала-шестерни на рис. 6.1, *г* обе шестерни раздвоенной косозубой тихоходной ступени выполнены за одно целое с валом, так как диаметр ступени вала под ступицей насадного колеса $d_к > d_{a1}$, что обеспечивает его установку.

В зависимости от соотношения диаметров впадин зубьев шестерни d_{f1} и вала зубья нарезают со свободным входом и выходом инструмента (рис. 6.1, *а*, *в*), либо углубляясь в тело вала частично (рис. 6.1, *б*) или полностью (рис. 4.12, *в*). При углублении зуба в тело вала следует учитывать выход фрезы $l_{вых}$ (рис. 6.1, *б*, *г*), который определяют графически по диаметру фрезы $D_ф$, принимаемому в зависимости от модуля *m* по табл. 2П.42 приложения 2П. При этом допускается выход фрезы на буртик (заплечик) для подшипника (рис. 4.12, *в*). По возможности следует предусматривать вход фрезы со стороны заплечика для подшипника (рис. 6.1, *г*). С целью обеспечения достаточной жесткости вала-шестерни ее делительный диаметр d_1 не должен быть меньше диаметра ступени вала, на которой устанавливается подшипник. Методика определения размеров ступеней вала-шестерни (диаметров буртика $d_б$ для упора детали, устанавливаемой на конце быстроходного вала, буртика $d_{б.п}$ для упора подшипника и бурти-

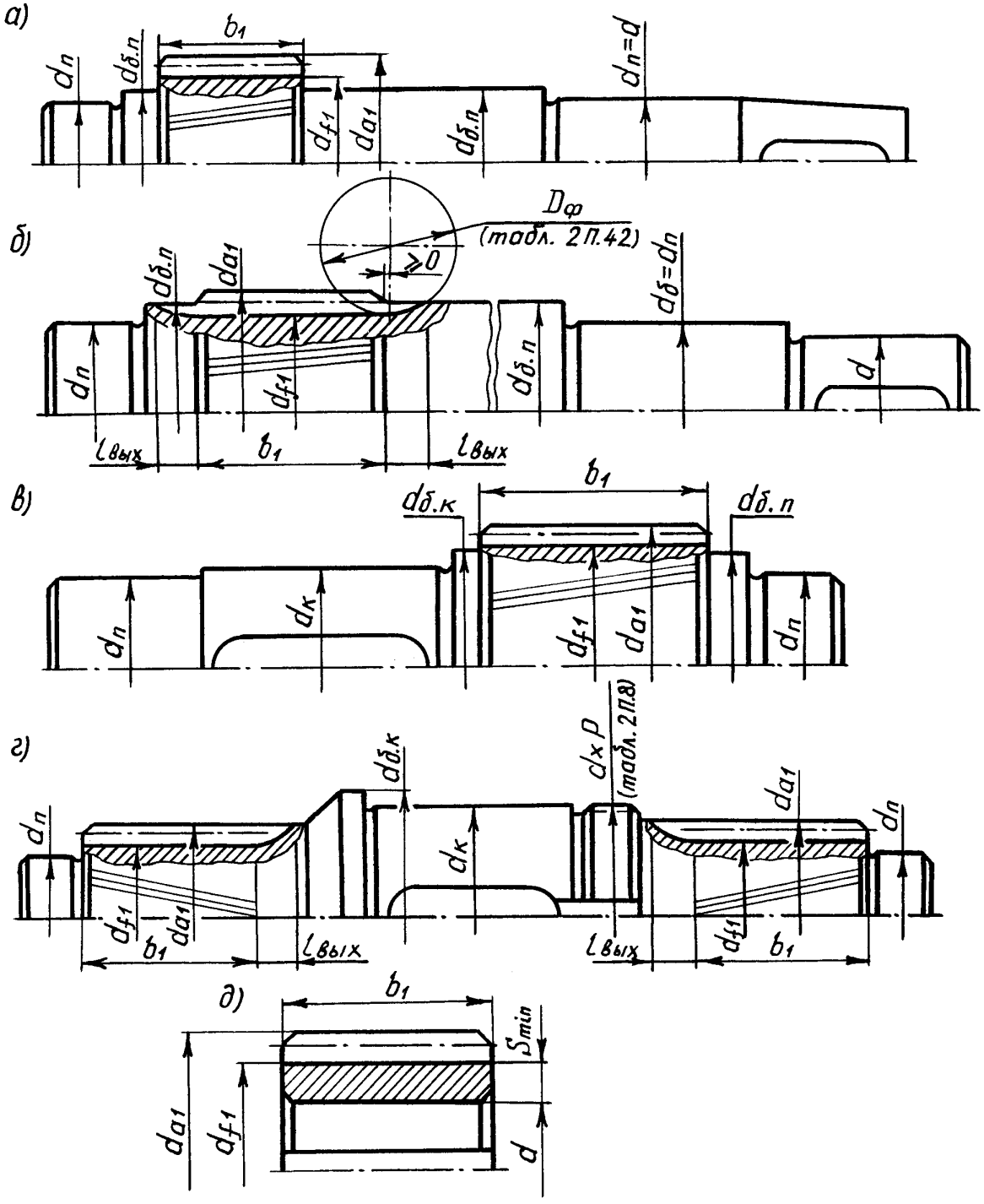

а)
b_1
d_n
$d_{б.п}$
d_{f1}
d_{a1}
$d_{б.п}$
$d_n=d$
б)
$D_ф$
(табл. 2П.42)
≥0
$d_{б.п}$
d_{a1}
$d_б=d_n$
d_n
d_{f1}
$d_{б.п}$
d
$l_{вых}$
b_1
$l_{вых}$
в)
b_1
$d_{б.к}$
$d_{б.п}$
$d_к$
d_n
d_{f1}
d_{a1}
d_n
г)
$d_{б.к}$
$d_{x.р}$
(табл. 2П.8)
d_{a1}
d_n
d_n
$d_к$
d_{f1}
d_{a1}
b_1
$l_{вых}$
$l_{вых}$
d_{f1}
b_1
д)
b_1
S_{min}
d_{a1}
d_{f1}
d

Рис. 6.1

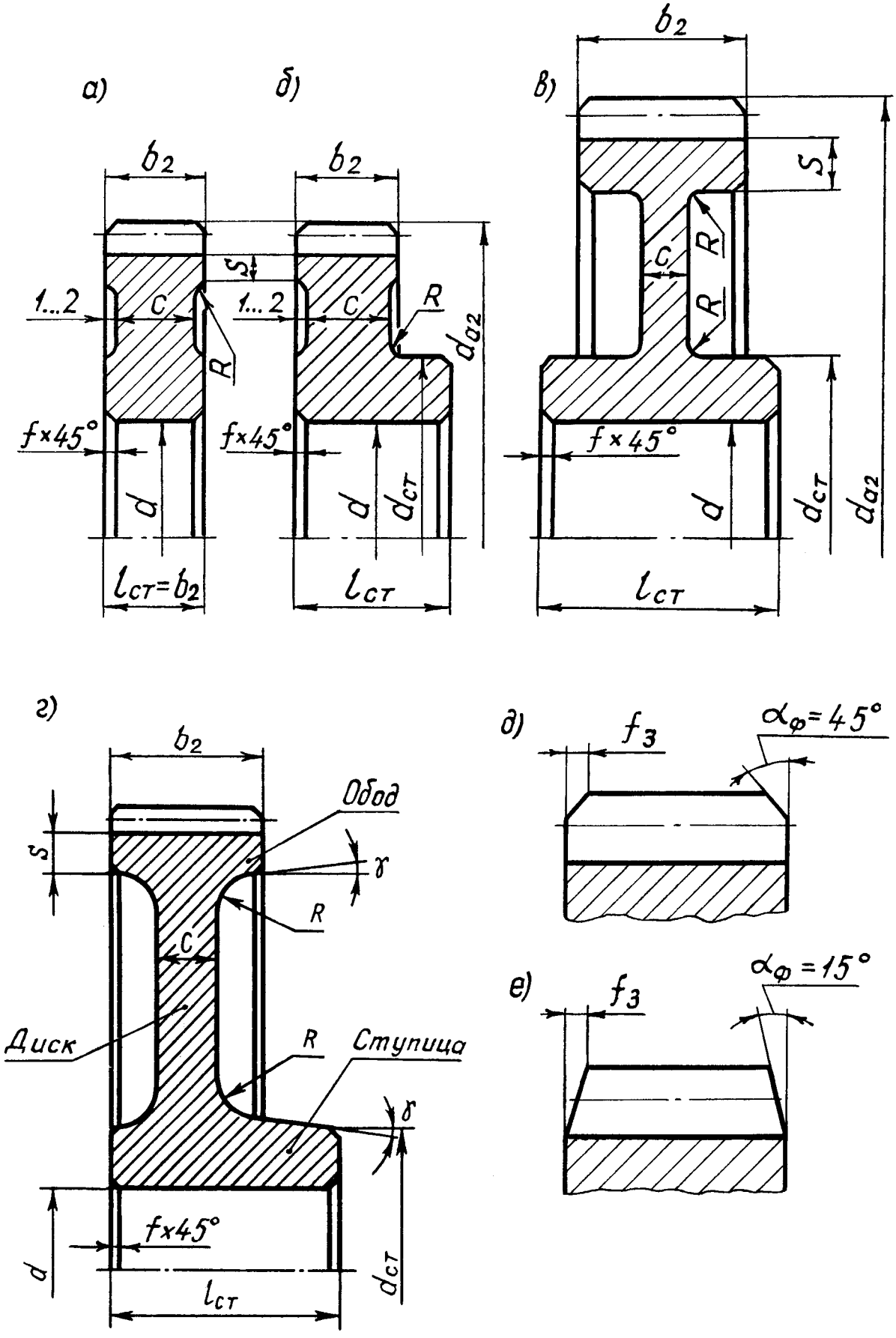

а)
б)
в)
г)
д)
е)
b2
S
1...2
C
R
f×45°
d
dст
da2
lст=b2
lст
Обод
γ
Диск
Ступица
δ
fз
αф=45°
αф=15°

Рис. 6.2

ка $d_{б.к}$ для упора насадного колеса) подробно изложена в главе 5 при конструировании быстроходных (входных) и промежуточных валов двухступенчатых редукторов.

Заготовкой для вала-шестерни при единичном типе производства служит круглый прокат, при серийном и массовом – поковка.

Основными элементами цилиндрического насадного колеса являются обод (или зубчатый венец), диск и ступица (рис. 6.2, *в*, *г*).В ряде конструкций колес диск может отсутствовать, а обод объединяться со ступицей (рис. 6.2, *а*, *б*).

На рис. 6.2, *а*…*в* показаны формы насадных цилиндрических колес, применяемые при единичном и мелкосерийном производствах. Колеса небольших размеров (d_{a2}< 100 мм) изготавливают точением из круглого проката. При d_{a2}=100…500 мм в качестве заготовок используют поковки, получаемые свободной ковкой. У колес, заготовки которых получают из круглого проката или свободной ковкой, обрабатывают все поверхности. Колеса небольшого размера (d_{a2}< 80 мм) выполняют преимущественно в виде сплошных дисков. При $d_{a2} \geq$ 80 мм, для уменьшения объема точной обработки резанием базовых поверхностей, на дисках выполняют небольшие выточки глубиной 1…2 мм с более грубой обработкой (рис. 6.2, *а*, *б*). В целях уменьшения массы колес диаметрами d_{a2}= 250…500 мм глубину выточек по торцам увеличивают, получая при этом колесо с диском (рис. 6.2, *в*). В мелкосерийном производстве наряду со свободной ковкой для получения заготовок малых и средних размеров находит применение ковка в односторонних подкладных штампах (форма колеса, полученная из такой заготовки, приведена на рис. 4.18, *а*). Колесо в данном случае имеет глубокую одностороннюю выемку с расположением ступицы со стороны подкладного штампа. С этой же стороны заготовка, с целью облегчения ее выемки из штампа, имеет уклоны $\gamma \geq 7^0$ и радиусы закруглений $R \geq 6$ мм. С противоположной стороны на торце колеса выполняют выточку глубиной 1…2 мм.

В среднесерийном, крупносерийном и массовом производствах заготовки колес диаметрами $d_{a2} \leq 500$ мм получают в основном штамповкой в двухсторонних штампах. Заготовка в данном случае максимально приближена к форме готового колеса (рис. 6.2, *г*), имеет достаточно чистую поверхность и не требует обработки нерабочих поверхностей. Облегчение выемки заготовки из двухстороннего штампа обеспечивается, как и в односторонних подкладных штампах, назначением уклонов $\gamma \geq 7^0$ и радиусов закруглений $R \geq 6$ мм. При крупносерийном и массовом производствах нарезание зубьев производится при обработке колес пакетами. По этой причине длину ступицы колеса $l_{ст}$ принимают равной или меньше ширины венца b_2. Если ступица выступает с одной стороны, то нарезание в пакете возможно только двух колес. Во всех остальных случаях ступица колеса может располагаться симметрично или несимметрично относительно обода в зависимости от конструкции редуктора. При этом нарезание зубьев проводят отдельно для каждого колеса.

При диаметрах колес $d_{a2} > 500$ мм их изготавливают литыми из углеродистых или легированных сталей (кроме единичного производства). При единичном производстве для колес таких размеров применяют сварную заготовку.

Основные размеры конструктивных элементов цилиндрических зубчатых колес, изготовленных из круглого проката и заготовок, полученных свободной ковкой или штамповкой, приведены в табл. 6.1. Рекомендации по определению размеров элементов сварных и литых колес приведены в учебном пособии [13].

Следует отметить, что окончательная длина ступицы колеса l_{cm} может быть принята только после расчета соединения колеса с валом (шпоночного, шлицевого или с натягом).

С целью облегчения обработки и транспортировки колес, в дисках иногда выполняют четыре отверстия, размеры которых принимают конструктивно.

Конические зубчатые колеса. Как и цилиндрические, конические зубчатые колеса изготавливают заодно целое с валом в виде валов-шестерен (рис. 6.3, *а*) или насадной конструкции (рис. 6.3, *б* и 6.4). Варианты конструктивного исполнения конических валов-шестерен, являющихся быстроходными (входными) валами коническо – цилиндрических редукторов, подробно рассмотрены в главе 5 (см. пример 5.3). Если коническая шестерня выполняется насадной конструкции, то по условиям прочности следует выдержать минимальную толщину ее тела $S_{\min}$ (рис. 6.3, *б*), которая принимается по рекомендациям, изложенным для насадных цилиндрических шестерен по рис. 6.1, *д*, где $m = m_{te}$. При единичном типе производства конические валы-шестерни изготавливают из круглого проката, при серийном и массовом – из поковок.

Формы насадных конических колес при внешнем диаметре вершин зубьев $d_{ae} \le 120$ мм показаны на рис. 6.4, *а, б*. Если угол делительного конуса $\delta \le 30^0$, то коническое колесо выполняют по рис. 6.4, *а*, при $\delta \ge 45^0$ - по рис. 6.4, *б*. В диапазоне делительных углов $\delta = 30\ldots45^0$ допускаются обе формы конических колес.

При единичном и мелкосерийном типах производств конические колеса небольших размеров ($d_{ae} < 100$ мм) изготавливают течением из круглого проката, а при $d_{ae} = 100\ldots500$ мм в качестве заготовок используют поковки, полученные свободной ковкой (конструктивные формы таких колес показаны на рис. 6.4, *а…в*). В серийном, крупносерийном и массовом производствах при $d_{ae} \le 500$ мм конические колеса изготавливают из заготовок, полученных штамповкой в двухсторонних штампах (форма такого колеса показана на рис. 6.4, *г*).

При конструировании конических колес определяют (см. рис. 6.4): размеры обода g_0, g и S (ширина обода b получена при расчете передачи), толщину диска C, радиусы скруглений R, а для заготовок, полученных штамповкой – уклон γ. Кроме этого, рассчитывают размеры ступицы колеса: диаметр $d_{cm} = 1{,}55d$ и длину $l_{cm} = (1{,}0\ldots1{,}2)d$, где $d = d_к$, здесь $d_к$ - диаметр вала под колесом.

Таблица 6.1

Размеры конструктивных элементов цилиндрических зубчатых колес, мм

<table>
<tr><th rowspan="2">Элемент колеса</th><th rowspan="2">Параметр</th><th colspan="3">Способ получения заготовки</th></tr>
<tr><th>Круглый прокат (рис. 6.2, а)</th><th>Свободная ковка (рис. 6.2, б, в)</th><th>Штамповка (рис. 6.2, г)</th></tr>
<tr><td rowspan="3">Обод</td><td>Диаметр</td><td>$d_{a2} < 100$ мм</td><td>б) $d_{a2} = 100\ldots250$ мм
в) $d_{a2} = 250\ldots500$ мм</td><td>$d_{a2} = 100\ldots500$ мм</td></tr>
<tr><td>Толщина</td><td colspan="3">$S = (2...4)m \geq 10$ мм</td></tr>
<tr><td>Ширина</td><td colspan="3">b_2</td></tr>
<tr><td rowspan="3">Ступица</td><td>Диаметр внутренний</td><td colspan="3">$d = d_k$ (здесь d_k – диаметр вала под колесом)</td></tr>
<tr><td>Диаметр наружный</td><td colspan="3">$d_{cm} = 1{,}55d$</td></tr>
<tr><td>Длина</td><td>$l_{cm} = b_2$</td><td colspan="2">$l_{cm} = (0{,}8...1{,}5)d$ [оптимальное значение $l_{cm} = (1{,}0...1{,}2)d$]</td></tr>
<tr><td rowspan="3">Диск</td><td>Толщина</td><td>$C = b_2 - (2...4)$мм</td><td colspan="2">$C = b_2 - (2...4)$ мм – рис. 6.2, б
$C = (0{,}3...0{,}4)b_2 \geq 10$ мм – рис. 6.2, в, г</td></tr>
<tr><td>Радиусы скруглений</td><td colspan="2">$R \geq 1$ мм</td><td>$R \geq 6$ мм</td></tr>
<tr><td>Уклон</td><td>–</td><td>–</td><td>$\gamma \geq 7^0$</td></tr>
</table>

Примечания:

1. Размер фаски f в отверстии ступицы диаметром d принимают по табл. 2П.3 приложения 2П. Размеры фасок по углам наружной поверхности ступицы и обода колеса принимают такого же размера f.
2. На торцах зубьев выполняют фаски $f_3 = (0{,}5...0{,}7)m$ (см. рис. 6.2, *д, е*) и округляют до ближайшего стандартного значения, выбираемого из ряда:
   1,0; 1,2; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0.
3. Угол фаски α_ϕ (см. рис. 6.2, *д, е*): на колесах с прямыми зубьями $\alpha_\phi = 45^0$; на колесах с косыми зубьями при твердости рабочих поверхностей $H_2 \leq 350$ НВ $\alpha_\phi = 45^0$, при $H_2 > 350$ НВ $\alpha_\phi = 15...20^0$.

Внешние углы конических колес притупляют фаской $f_3 \approx 0{,}5\ m_{te}$. Размер k (рис. 6.4, *в*, *г*) принимают конструктивно. Размер фаски f по торцам ступицы принимают по табл. 2П.3 приложения 2П в зависимости от диаметра отверстия d.

Рекомендации по конструированию литых и составных (сборных) конических колес см. учебное пособие [13].

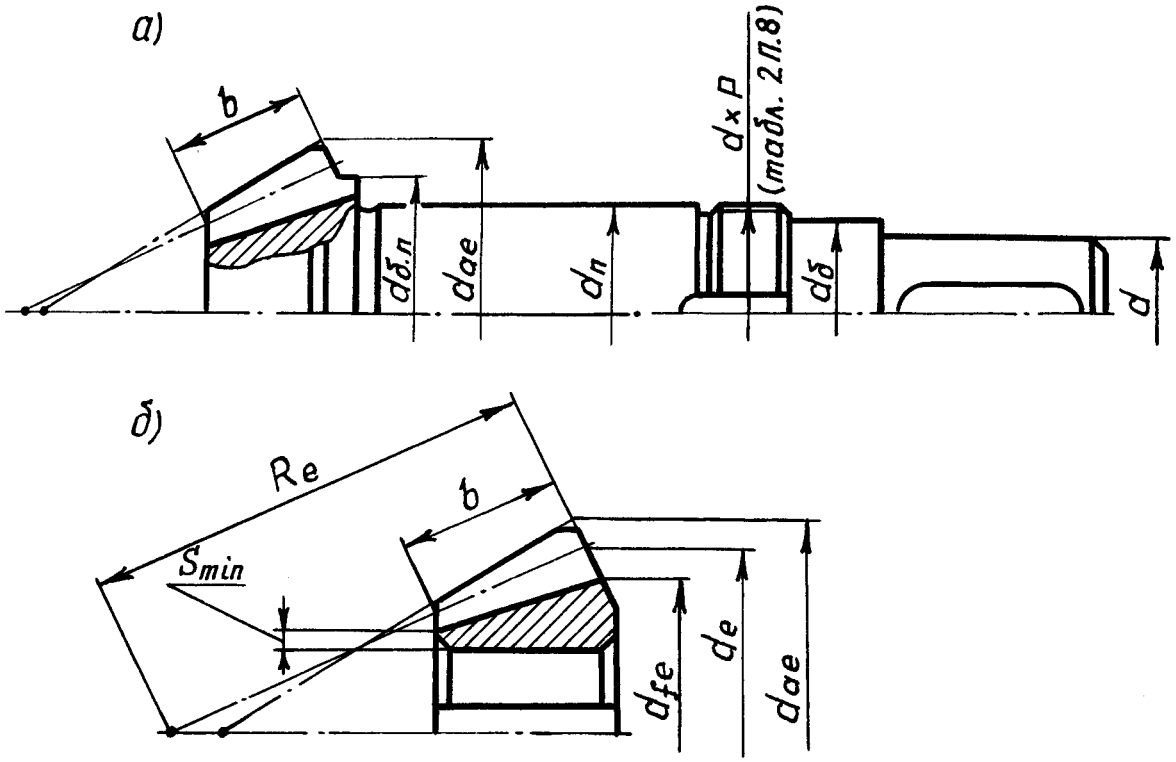


Рис. 6.3

Пример 6.1. Разработать конструкции цилиндрических зубчатых колес косозубой тихоходной ступени коническо – цилиндрического двухступенчатого редуктора (рис. 2.2, *а*) на основании ранее выполненных расчетов: передачи – в примере 2.1 главы 2, валов – в примере 5.3 главы 5. Производство среднесерийное.

Решение. Шестерня тихоходной ступени данного редуктора выполнено заодно целое с промежуточным валом, конструкция которого разработана в примере 5.3. Колесо выполняется насадным и устанавливается на тихоходном валу редуктора. Диаметр вала под ступицей колеса $d_к$ = 85 мм. Основные размеры колеса: d_{a2} = 341,529 мм; d_2 = 333,529 мм; d_{f2} = 323,529 мм; b_2 = 63 мм; m_n = 4 мм; β =13,72915^0 .

Учитывая среднесерийный тип производства, принимаем для изготовления колеса заготовку, полученную штамповкой в двухсторонних штампах (форма такого колеса показана на рис. 6.2, *г*). Размеры конструктивных элементов колеса определяем на основании табл. 6.1.

Размеры обода: диаметр d_{a2} = 341,529 мм; ширина b_2 = 63 мм; толщина S=(2…4) m_n=(2…4)4 = 8…16 мм; принимаем S = 12 мм > 10 мм.

Размеры диска: толщина C = (0,3…0,4)b_2 = (0,3…0,4)63 =18,9…25,2 мм; принимаем C = 24 мм >10 мм; радиусы скруглений R = 7 мм; уклон γ = 7^0.

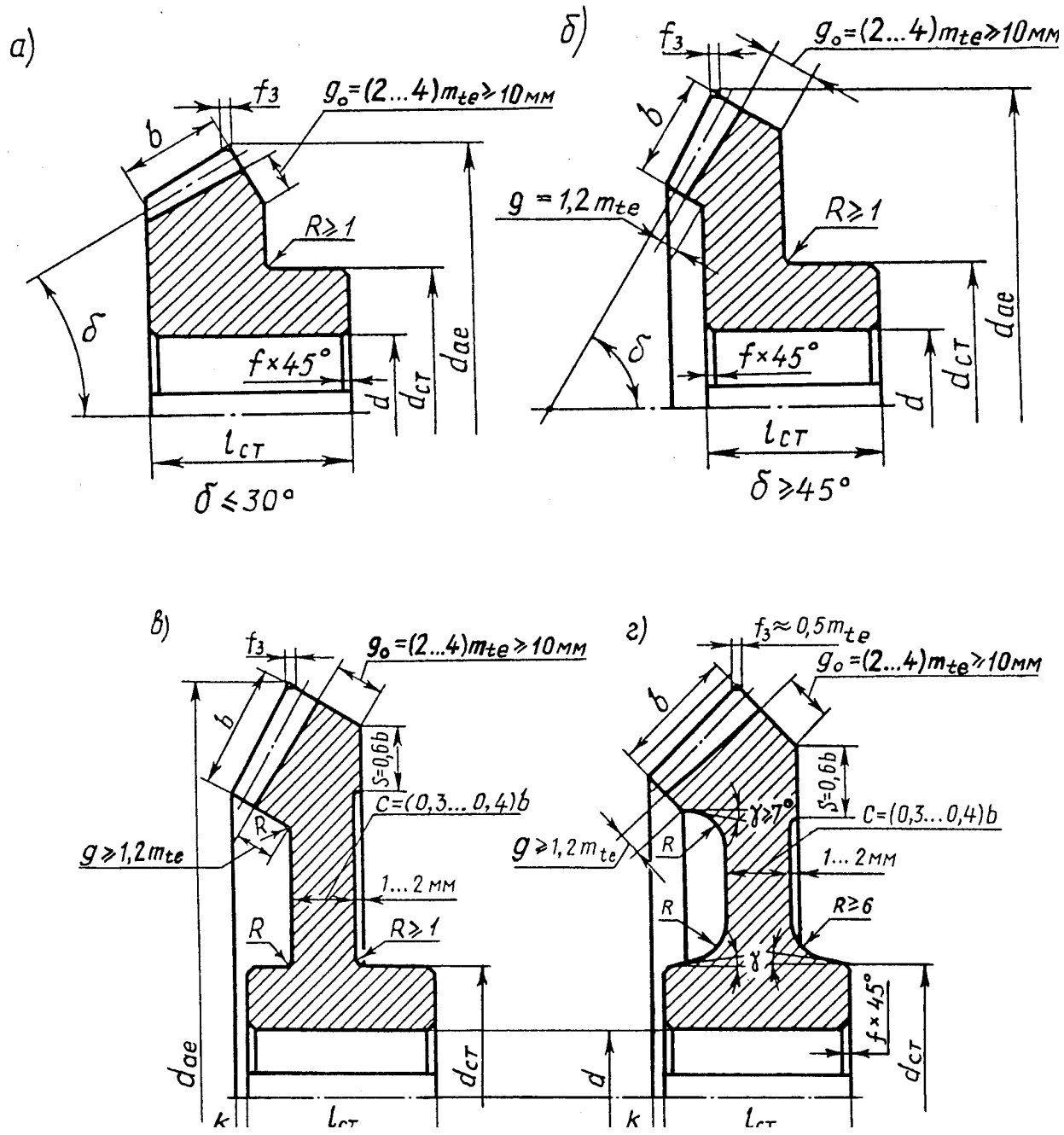


Рис. 6.4

Размеры ступицы: диаметр $d_{ст} = 1{,}55d = 1{,}55 \cdot 85 = 132$ мм, где $d = d_к = 85$ мм; длина $l_{ст} = (1{,}0\ldots1{,}2)d = (1{,}0\ldots1{,}2)85 = 85\ldots102$ мм; принимаем $l_{ст} = 100$ мм. С целью использования пространства в средней части редуктора ступицу колеса выполняем несимметричной относительно обода, смещая ее в сторону конического колеса (см. рис. 5.8).

Размер фасок в отверстии ступицы по табл. 2П.3 приложения 2П $f = 2{,}5$ мм. Такой же размер фасок принимаем по углам наружной поверхности ступицы и обода колеса. Размер фасок на торцах зубьев $f_з = (0{,}5\ldots0{,}7)m_n = (0{,}5\ldots0{,}7)4 = 2\ldots2{,}8$ мм; принимаем стандартное значение $f_з = 2{,}5$ мм (см. примечание 2 к

табл. 6.1). Так как средняя твердость поверхности зубьев колеса $H_2 = 285{,}5HB < 350HB$, то принимаем угол фасок на торцах зубьев $\alpha_ф = 45^0$ (см. примечание 3 к табл. 6.1).

Пример 6.2. По данным примера 6.1 разработать конструкции конических зубчатых колес с круговыми зубьями быстроходной ступени коническо – цилиндрического двухступенчатого редуктора. Расчет конической зубчатой передачи – см. пример 2.5 главы 2.

Решение. Коническая шестерня данного редуктора выполнена заодно целое с быстроходным (входным) валом, конструкция которого разработана в примере 5.3 главы 5. Коническое колесо выполняется насадным и устанавливается на промежуточном валу. Диаметр вала под ступицей колеса $d_к$ =48 мм. Основные размеры конического колеса: d_{ae2} = 248,338 мм; d_{e2} = 247,030 мм; d_{fe2} = 244,372 мм; b = 35 мм; m_{te} = 3,529 мм; $\delta_2 = 72{,}54345^0$. Для изготовления конического колеса, как и цилиндрического, учитывая среднесерийный тип производства, принимаем заготовку, полученную штамповкой в двухсторонних штампах. Форма такого колеса изображена на рис. 6.4, *г*, на основании которого и определяем размеры его конструктивных элементов.

Размеры обода: диаметр d_{ae2} = 248,338 мм; b = 35 мм; g_0 = (2…4)m_{te} = (2…4)3,529 = 7,1…14,1 мм; принимаем g_0 = 12 мм > 10 мм; $g \geq 1{,}2\ m_{te}$ = 1,2·3,529 = 4,2 мм; принимаем g = 5 мм; $S = 0{,}6b$ =0,6·35 = 21 мм.

Размеры диска: толщина C =(0,3…0,4)b =(0,3…0,4)35 = 10,5…14 мм; принимаем C =12 мм > 10 мм; радиусы скруглений R = 7 мм; уклон $\gamma = 7^0$.

Размеры ступицы: диаметр d_{cm} = 1,55d = 1,55·48 = 74 мм, где $d = d_к$ = 48 мм; длина l_{cm} = (1,0…1,2) d = (1,0…1,2)48 = 48…57,6 мм; принимаем l_{cm} = 55 мм.

Размер фасок в отверстии ступицы по табл. 2П.3 приложения 2П f = 1,6 мм. Фаски по углам наружной поверхности ступицы принимаем такого же размера. Коническое колесо притупляем фаской f_3 =0,5 m_{te} = 0,5·3,529 = 1,8 мм; принимаем стандартное значение f_3 =2,5 мм (см. примечание 2 к табл. 6.1). Размер k = 2 мм.

6.2. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЧЕРВЯКОВ И ЧЕРВЯЧНЫХ КОЛЕС

Червяки. Червяки выполняют из стали за одно целое с валом. При единичном производстве в качестве заготовки используют круглый прокат, при серийном и массовом – поковки (полученные свободной ковкой – при мелкосерийном производстве и штамповкой – при среднесерийном, крупносерийном и массовом производствах). На данной стадии проектирования вид червяка, его материал, термообработка и основные размеры нарезаемой части уже известны после расчета червячной передачи. При конструировании вала червяка желательно, чтобы был обеспечен свободный выход инструмента при нарезании витков (рис. 6.5, *а…в*), что дает свободу выбора метода их нарезания и удобство шлифования вследствие свободного выхода шлифовального круга. При малом

диаметре червяка его выполняют по рис. 6.5, *г*. В данном случае с двух сторон от полной нарезки витков имеется сбег резьбы для выхода инструмента $l_{вых}$, величину которого назначают по технологическим условиям.

Использование в качестве опор вала червяка однорядных радиально – упорных шариковых или роликовых конических подшипников, установленных по схеме 1 "враспор", характерно в основном для одноступенчатых червячных редукторов. В двухступенчатых червячно – цилиндрических (рис. 4.30, *а*, *б*) или цилиндрическо – червячных (рис. 4.35) редукторах вал червяка устанавливают обычно по схеме 3 (вариант 3.2) – одна опора сдвоенная фиксирующая, расположенная в стакане, вторая – плавающая. В данном случае в конструкции вала червяка предусматривается ступень с резьбой и пазом для круглой шлицевой гайки и стопорной многолапчатой шайбы. Такое конструктивное исполнение подшипниковых узлов вала червяка упрощает обработку отверстий под подшипники, их регулировку и сборку редуктора. С целью обеспечения высокой жесткости червяка, расстояние между его опорами стараются делать как можно меньше.

Червячные колеса выполняют обычно составными: центр – из стали или чугуна, венец – из бронзы (реже из латуни). При единичном и мелкосерийном производствах венец червячного колеса с наибольшим диаметром $d_{aM2} < 300$ мм соединяют с центром посадкой с натягом (рис. 6.6, *а*). При этом посадочная поверхность центра может выполняться с буртиком или без буртика. Предпочтение следует отдавать конструкции без буртика, так как он, хотя и обеспечивает осевую фиксацию венца при сборке, но в то же время усложняет конструкцию центра. Отсутствие буртика может привести к некоторому смещению венца относительно центра, которое однако может быть устранено при последующей токарной обработке сборного червячного колеса. При $d_{aM2} = 300…600$ мм допускается крепление венца к центру посредствам болтов для отверстий из – под развертки по ГОСТ 7817-80 (рис. 6.6, *б*). Размеры этих болтов даны в табл. 2П32. приложения 2П.

В среднесерийном, крупносерийном и массовом производствах применяют червячные колеса с наплавленным венцом (рис. 6.6, *в*). Такое колесо изготавливают посредством заливки расплавленной бронзой предварительно нагретого центра, вставленного в форму. Для более надежного соединения наплавленного венца с центром на ободе последнего выполняют 4…6 углублений, пазов или выступов (рис. 6.6, *в*, вид *В*). После заливки венца и остывания червячного колеса выполняют механическую обработку и нарезание зубьев.

По виду обода центра и диска, связывающего его со ступицей, червячные колеса могут быть:

а) с симметрично расположенным диском, выполненным с отверстием или без отверстий (рис. 6.6, *а*) при $d_{aM2} = 150…300$ мм;

б) с несимметрично расположенным диском (рис. 6.6, *б*) при $d_{aM2} = 300…600$ мм;

в) со сплошным центром (толщина диска равна ширине обода) (рис. 6.6, *в* и 4.32, *а*) при d_{aM2} = 80…150 мм.

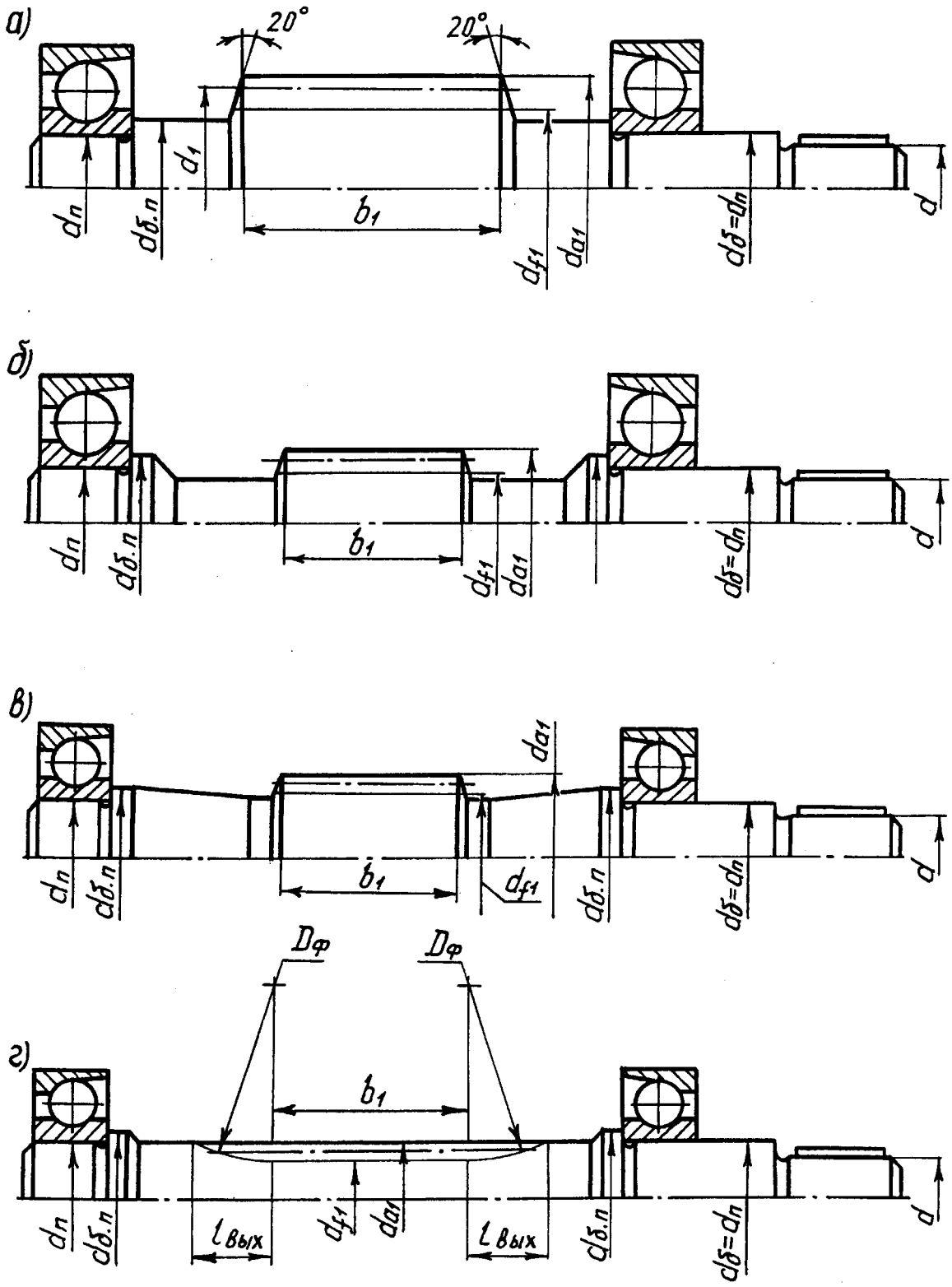


Рис. 6.5

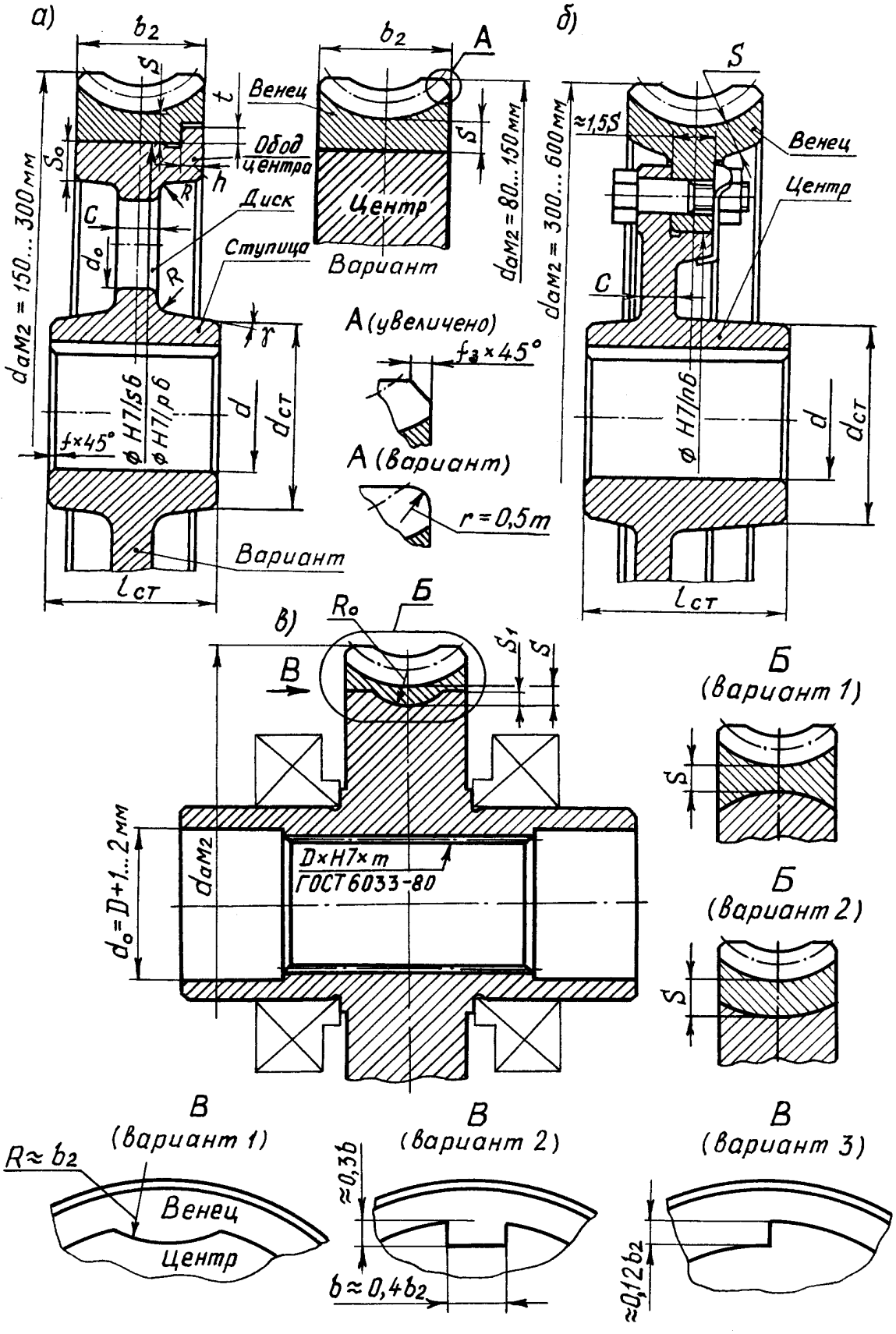

а)
б)
в)
Венец
Обод центра
Диск
Ступица
Центр
Вариант
А (увеличено)
А (вариант)
Б
(Вариант 1)
Б
(Вариант 2)
В
(Вариант 1)
В
(Вариант 2)
В
(Вариант 3)
Венец
Центр
D×H7×m
ГОСТ 6033-80

Рис. 6.6

Червячное колесо, показанное на рис. 6.6, *в*, предназначено для редукторов с полым тихоходным валом (навесное исполнение), что не требует установки муфты между редуктором и приводным валом. Эвольвентные шлицы, выполненные внутри полой удлиненной ступицы червячного колеса, предназначены для передачи вращающего момента с тихоходного вала редуктора на приводной вал машины.

Ориентировочные рекомендации по выбору размеров конструктивных элементов червячных колес (рис. 6.6) таковы: $S = 2m + 0{,}5b_2 \geq 10$ мм; $S_0 = (1{,}0\ldots1{,}25)\,S$; $C = (0{,}2\ldots0{,}35)\,b_2$; $h = (0{,}15\ldots0{,}2)\,b_2$; $t = 0{,}8h$; $S_1 = (1{,}0\ldots1{,}2)m \geq 5$ мм; $R_0 = (0{,}4\ldots0{,}5)b_2$; $d_0 \geq 25$ мм (число отверстий $n_0 = 4\ldots6$); $d_{ст} = 1{,}55d$ – сталь; $d_{ст} = 1{,}6d$ – чугун; $l_{ст} = (1{,}0\ldots1{,}5)d$; фаски: f – по табл. 2П.3 приложения 2П; $f_3 = 0{,}5m$ с округлением до стандартного значения по табл. 6.1 (примечание 2); радиусы скруглений R и уклон γ - по табл. 6.1 в зависимости от способа получения заготовки стального центра колеса (для литых центров R и γ - для отливок).

Пример 6.3. Разработать конструкцию червячного колеса по данным примера 2.6 главы 2. Конструкция вала червяка, сопряженного с проектируемым колесом, разработана в примере 5.2 главы 5. Диаметр вала под ступицей червячного колеса $d = 45$ мм. Производство мелкосерийное.

Решение. После расчета червячной передачи (см. пример 2.6) получены следующие размеры червячного колеса: наибольший диаметр $d_{aM2} = 205$ мм; ширина венца $b_2 = 54$ мм; модуль $m = 5$ мм.

Учитывая мелкосерийный тип производства и наибольший диаметр червячного колеса $d_{aM2} = 205$ мм, принимаем форму колеса по рис. 6.6, *а*: венец соединяется со стальным центром посадкой с натягом; посадочная поверхность центра выполняется без буртика; обод центра и ступицу колеса связывает диск без отверстий.

Размеры конструктивных элементов червячного колеса:

толщина венца $S = 2m + 0{,}05b_2 = 2 \cdot 5 + 0{,}05 \cdot 54 = 13$ мм > 10 мм;

толщина обода центра $S_0 = (1{,}0\ldots1{,}25)S = (1{,}0\ldots1{,}25)13 = 13\ldots16{,}3$ мм; принимаем $S_0 = 15$ мм;

толщина диска $C = (0{,}2\ldots0{,}35)b_2 = (0{,}2\ldots0{,}35)13 = 10{,}8\ldots18{,}9$ мм; принимаем $C = 15$ мм.

размеры стальной ступицы: диаметр $d_{ст} = 1{,}55d = 1{,}55 \cdot 45 = 70$ мм; длина $l_{ст} = (1{,}0\ldots1{,}5)d = (1{,}0\ldots1{,}5)45 = 45\ldots67{,}5$ мм; принимаем $l_{ст} = 60$ мм (окончательная длина ступицы будет установлена после расчета соединения вал-ступица); ступицу располагаем симметрично относительно венца колеса;

размер фасок в отверстии ступицы принимаем по табл. 2П.3 приложения 2П: $f = 1{,}6$ мм для $d = 45$ мм; фаски по углам наружной поверхности ступицы и обода центра принимаем такого же размера; размер фаски по торцам зубьев колеса

$f_3 = 0{,}5m = 0{,}5 \cdot 5 = 2{,}5$ мм, что соответствует стандартному значению согласно примечания 2 к табл. 6.1.

Учитывая мелкосерийный тип производства, для изготовления стального центра принимаем заготовку, полученную свободной ковкой. Тогда, как и для зубчатых колес, по табл. 6.1: радиусы скруглений $R \geq 1$ мм; принимаем R = 5 мм; уклон $\gamma = 0$.

6.3. КОНСТРУИРОВАНИЕ ШКИВОВ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ. НАТЯЖНОЕ УСТРОЙСТВО

Шкивы. Исходными данными для конструирования шкивов клиноременной передачи являются следующие параметры, полученные после ее расчета: тип и сечение ремня; число ремней *z*; расчетный диаметр шкива d_p (диаметр окружности по нейтральной линии ремня): ведущего d_{p1} и ведомого d_{p2}; диаметр *d*, длина *l* и форма (цилиндрическая или коническая) конца вала электродвигателя и быстроходного (входного) вала редуктора, а также тип производства.

При окружной скорости $\upsilon \leq 30$ м/с шкивы для клиновых ремней изготавливают литыми из чугуна СЧ15, СЧ20 (ГОСТ 1412 – 85), при υ = 30…40 м/с – литыми из стали 25Л (ГОСТ 3977 – 88). При расчетном диаметре шкивов $d_p < 200$ мм для их изготовления используют прокат сталь Ст 3 (ГОСТ 380 – 88). В зависимости от типа производства шкивы изготавливают литыми, коваными или штампованными. При этом конструкция шкива может быть цельной или составной (сборной).

Шкивы диаметром $d_p \leq 100$ мм изготавливают монолитными типов 1…3 (рис. 6.7, *а*...*в*). У монолитного шкива обод объединен со ступицей. Шкивы диаметром $d_p >$ 100 мм изготавливают с диском, который объединяет в одно целое обод и ступицу (см. шкивы типов 4…6 на рис. 6.7 *г*...*е*).

Размеры профиля канавок, обода и толщина *C* диска шкива даны в табл. 1П.37 приложения 1П. Диаметр ступицы d_{cm}: $d_{cm} = 1{,}55d$ – сталь; $d_{cm} = 1{,}6d$ – чугун, здесь d – диаметр отверстия ступицы. Длина ступицы должна соответствовать размерам стандартных концов валов: цилиндрических – по ГОСТ 12080 – 66, конических – по ГОСТ 12081 – 72. При установке шкива на цилиндрическом конце вала и осевой фиксации, например, с помощью круглой шлицевой гайки со стопорной многолапчатой шайбой, допускается длину ступицы l_{cm} не согласовывать с длиной стандартных концов валов, а принимать $l_{cm} = (1{,}2...1{,}5)d$ с обязательной проверкой на прочность соединения ступица-вал (шпоночного или шлицевого).

Радиусы скруглений R и уклон γ: для литых шкивов R = 4…5 мм, γ - по табл.7.1 главы 7; для заготовок шкивов, полученных свободной ковкой $R \geq 1$ мм; $\gamma = 0$; для заготовок шкивов, полученных штамповкой $R \geq$ 6 мм; $\gamma \geq 7^0$.

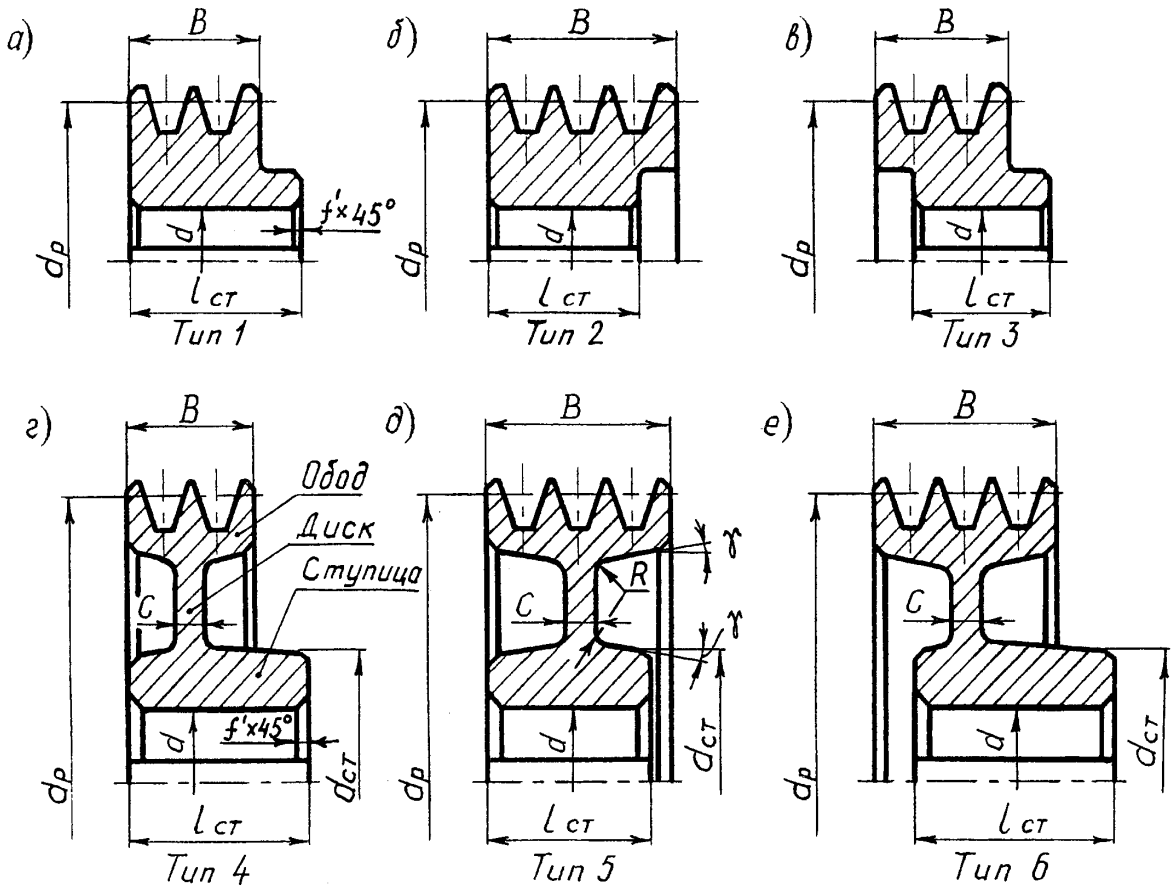


Рис. 6.7

Размер фаски f' в отверстии ступицы принимают по табл. 2П.3 приложения 2П. Размеры фасок по углам наружной поверхности ступицы и обода принимают такого же размера f'.

Пример 6.4. Разработать конструкции шкивов клиноременной передачи, расчет которой выполнен в примере 3.1 главы 3. После расчета передачи получены следующие данные: тип ремня – клиновой нормального сечения *B*; число ремней *z* = 4; расчетные диаметры шкивов: ведущего d_{p1} = 140 мм, ведомого d_{p2} = 280 мм. Размеры цилиндрических концов валов: электродвигателя 4А132S4У3 – $d_э$ = 38 мм; $l_э$ = 80 мм, быстроходного (входного) вала редуктора – *d*=40 мм; *l*=82 мм. Производство среднесерийное.

Решение. Так как расчетные диаметры шкивов d_{p1} и d_{p2} больше 100 мм и учитывая среднесерийный тип производства, принимаем решение изготавливать оба шкива с диском литыми из чугуна СЧ20. По табл. 1П.37 приложения 1П для клинового ремня нормального сечения *B* размеры профиля канавок обода: t = 4,2 мм; l_p = 14 мм; p = 19 мм; f =12,5 мм; h =10,8 мм. Угол α профиля канавки шкива: ведущего $\alpha = 34^0$ для d_{p1} = 140 мм и ведомого $\alpha = 38^0$ для

d_{p2} = 280 мм. Толщина обода чугунного шкива $\delta = (1{,}1...1{,}3)h$ = (1,1…1,3)10,8 = 12…14 мм; принимаем δ = 13 мм.

Наружные диаметры шкивов: $d_{e1} = d_{p1} + 2t = 140 + 2 \cdot 4{,}2$ = 148,4 мм; $d_{e2} = d_{p2} + 2t = 280 + 2 \cdot 4{,}2$ = 288,4 мм.

При числе канавок на шкиве $n = z$ = 4 ширина шкивов $B = (n-1)p + 2f = (4-1)19 + 2 \cdot 12{,}5$ = 82 мм.

Толщина диска $C = (1{,}2...1{,}3)\delta$ = (1,2…1,3)13 = 15,6…16,9 мм; принимаем *C* = 16 мм.

Размеры ступицы ведущего шкива: $d_{cm1} = 1{,}6d_{э} = 1{,}6 \cdot 38$ = 61 мм; $l_{cm1} = l_{э}$ = 80 мм. Фиксацию ступицы ведущего шкива на валу электродвигателя от случайных осевых смещений осуществляем установочным винтом М6 длиной 12 мм: Винт В.М6 – $6g \times 12.14H.05$ ГОСТ 1478 – 93 (см. табл. 2П.35 приложения 2П).

Размеры ступицы ведомого шкива: $d_{cm2} = 1{,}6d = 1{,}6 \cdot 40 =$ 64 мм; $l_{cm2} = l + c =$ 82+3=85 мм, здесь *c* = 3 мм – зазор между концевой шайбой и торцом выходного конца быстроходного вала редуктора [крепление шкива осуществляем с помощью шайбы 7019 – 0629 ГОСТ 14734 – 69 (см. табл. 2П.24 приложения 2П)].

Принимаем типы шкивов: ведущий – тип 5 (рис. 6.7, *д*), ведомый – тип 4 (рис. 6.7, *г*).

Принимаем литейные радиусы *R* = 4…5 мм и литейные уклоны $\gamma = 1^0$.

Размер фаски f' в отверстии ступицы шкива по табл. 2П.3 приложения 2П: ведущего – f'= 1,2 мм; ведомого – f'= 1,6 мм. Размеры фасок по углам наружной поверхности ступицы и обода соответствующего шкива принимаем такого же размера f'.

Натяжное устройство и требования монтажа. Важным элементом любой ременной передачи, в том числе и клиноременной, является натяжное устройство, которое оказывает значительное влияние на нагрузочную способность передачи и ресурс ее работы. Натяжное устройство должно обеспечивать изменение межосевого расстояния *a* в пределах от 0,97*a* до 1,06*a*. Уменьшение величины *a* необходимо для надевания новых клиновых ремней, увеличение – для компенсации неизбежной вытяжки ремней в процессе их эксплуатации. Наибольшее распространение получили натяжные устройства с периодическим подтягиванием ремней путем прямолинейного перемещения электродвигателя или с помощью качающейся плиты. Конструкции данных натяжных устройств подробно рассмотрены в учебных пособиях [1] и [13].

Для нормальной работы привода с клиноременной передачей и натяжным устройством предусмотрены следующие технические условия:

а) прогиб ветви клинового ремня (мм) под воздействием силы *Q* (Н) – по ГОСТ 1284.3 – 96;

б) непараллельность осей шкивов на 100 мм межосевого расстояния *a* не более: 0,5 мм – при n_1 > 1500 1/мин и 0,8 мм – при $n_1 \le$ 1500 1/мин;

в) смещение рабочих поверхностей шкивов – не более 0,2 мм на 100 мм межосевого расстояния.

6.4. КОНСТРУИРОВАНИЕ ЗВЕЗДОЧЕК ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ С ПРИВОДНОЙ РОЛИКОВОЙ ЦЕПЬЮ

Конструирование звездочек рассмотрим на конкретном примере, который, однако, имеет общий характер.

Пример 6.5. Разработать конструкции звездочек цепной передачи, рассчитанной в примере 3.2 главы 3:

а) тип цепи – двухрядная приводная роликовая цепь 2ПР с шагом $p_ц$ = 38,1 мм и разрушающей нагрузкой 254000 Н:

Цепь 2ПР-38.1-254000 ГОСТ 13568 – 75;

б) числа зубьев звездочек – ведущей z_1 = 25, ведомой z_2 = 51;

в) делительные диаметры звездочек – ведущей $d_{д1}$ = 303,99 мм, ведомой $d_{д2}$ = 618,90 мм.

Размеры выходного конца тихоходного вала редуктора, на котором закрепляется ведущая звездочка: диаметр $d_т$ = 70 мм, длина $l_т$ = 105 мм, форма – цилиндрическая.

Решение. Конструкцию звездочек разрабатывают с учетом ГОСТ 591 – 69, который регламентирует метод расчета и построение профиля зубьев звездочек для приводных роликовых и втулочных цепей, а также поперечное сечение венца. От цилиндрических зубчатых колес конструкции звездочек отличаются только зубчатым венцом. Размеры ступицы (диаметр $d_{ст}$ и длину $l_{ст}$) определяют по формулам для зубчатых колес (см. табл. 6.1).

Определение размеров венца ведущей и ведомой звездочек (рис. 6.8 и 6.9) рекомендуется проводить в следующей последовательности.

Диаметр окружности выступов D_e:

$$D_{e1} = p_ц\left[0{,}5 + ctg\left(\frac{180°}{z_1}\right)\right] = 38{,}1\left[0{,}5 + ctg\left(\frac{180°}{25}\right)\right] = 320{,}6 \text{ мм};$$

$$D_{e2} = p_ц\left[0{,}5 + ctg\left(\frac{180°}{z_2}\right)\right] = 38{,}1\left[0{,}5 + ctg\left(\frac{180°}{51}\right)\right] = 636{,}8 \text{ мм}.$$

По табл. 1П.31 приложения 1П диаметр ролика цепи d_1 = 22,23 мм.

Радиус впадин (для ведущей и ведомой звездочек)

$$r = 0{,}5025 d_1 + 0{,}05 = 0{,}5025 \cdot 22{,}23 + 0{,}05 = 11{,}22 \text{ мм}.$$

Радиус сопряжения (для ведущей и ведомой звездочек)

$$r_1 = 0{,}08 d_1 + r = 0{,}08 \cdot 22{,}23 + 11{,}22 = 13{,}00 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин D_i:

$$D_{i1} = d_{д1} - 2r = 303{,}99 - 2 \cdot 11{,}22 = 281{,}55 \text{ мм};$$

$$D_{i2} = d_{д2} - 2r = 618{,}90 - 2 \cdot 11{,}22 = 596{,}46 \text{ мм}.$$

Наибольшая хорда (для контроля звездочек с нечетным числом зубьев) L_x:

$$L_{X1} = d_{\partial 1}\cos\left(\frac{95°}{z_1}\right) - 2r = 303{,}99 \cdot \cos\left(\frac{95°}{25}\right) - 2 \cdot 11{,}22 = 280{,}88 \text{ мм};$$

$$L_{X2} = d_{\partial 2}\cos\left(\frac{95°}{z_2}\right) - 2r = 618{,}90 \cdot \cos\left(\frac{95°}{51}\right) - 2 \cdot 11{,}22 = 596{,}13 \text{ мм}.$$

Половина угла впадины α:

$$\alpha_1 = 55° - \left(\frac{60°}{z_1}\right) = 55° - \left(\frac{60°}{25}\right) = 52{,}6° = 52°36';$$

$$\alpha_2 = 55° - \left(\frac{60°}{z_2}\right) = 55° - \left(\frac{60°}{51}\right) = 53{,}82° = 53°49'.$$

Угол сопряжения β:

$$\beta_1 = 18° - \left(\frac{60°}{z_1}\right) = 18° - \left(\frac{60°}{25}\right) = 15{,}6° = 15°36';$$

$$\beta_2 = 18° - \left(\frac{60°}{z_2}\right) = 18° - \left(\frac{60°}{51}\right) = 16{,}82° = 16°49'$$

Половина угла зуба φ:

$$\varphi_1 = 17° - \left(\frac{64°}{z_1}\right) = 17° - \left(\frac{64°}{25}\right) = 14{,}44° = 14°26';$$

$$\varphi_2 = 17° - \left(\frac{64°}{z_2}\right) = 17° - \left(\frac{64°}{51}\right) = 15{,}75° = 15°45'.$$

Радиус головки зуба r_2:

$r_{21} = d_1\,(1{,}24\cos\varphi_1 + 0{,}8\cos\beta_1 - 1{,}3025) - 0{,}05 = 22{,}23 \cdot (1{,}24 \cdot \cos 14{,}44° + 0{,}8\cos 15{,}6° -$
$- 1{,}3025) - 0{,}05 = 14{,}80$ мм;

$r_{22} = d_1\,(1{,}24\cos\varphi_2 + 0{,}8\cos\beta_2 - 1{,}3025) - 0{,}05 = 22{,}23 \cdot (1{,}24 \cdot \cos 15{,}75° + 0{,}8\cos 16{,}82° -$
$- 1{,}3025) - 0{,}05 = 14{,}55$ мм.

Прямой участок профиля FG:

$(FG)_1 = d_1\,(1{,}24\sin\varphi_1 - 0{,}8\sin\beta_1) = 22{,}23 \cdot (1{,}24\sin 14{,}44° - 0{,}8\sin 15{,}6°) = 2{,}09$ мм;

$(FG)_2 = d_1\,(1{,}24\sin\varphi_2 - 0{,}8\sin\beta_2) = 22{,}23 \cdot (1{,}24\sin 15{,}75° - 0{,}8\sin 16{,}82°) = 2{,}34$ мм.

Расстояние от центра дуги впадины до центра головки зуба

$$OO_2 = 1{,}24\,d_1 = 1{,}24 \cdot 22{,}23 = 27{,}57 \text{ мм}.$$

Смещение центров дуг впадины

$$e = 0{,}03\ p_ц = 0{,}03 \cdot 38{,}1 = 1{,}14 \text{ мм}.$$

Координаты точки O_1:

а) для ведущей звездочки

$$X_1 = 0{,}8\,d_1\sin\alpha_1 = 0{,}8 \cdot 22{,}23\sin 52{,}6° = 14{,}13 \text{ мм};$$

$$Y_1 = 0{,}8\,d_1\cos\alpha_1 = 0{,}8 \cdot 22{,}23\cos 52{,}6° = 10{,}80 \text{ мм};$$

Рис. 6.9

б) для ведомой звездочки

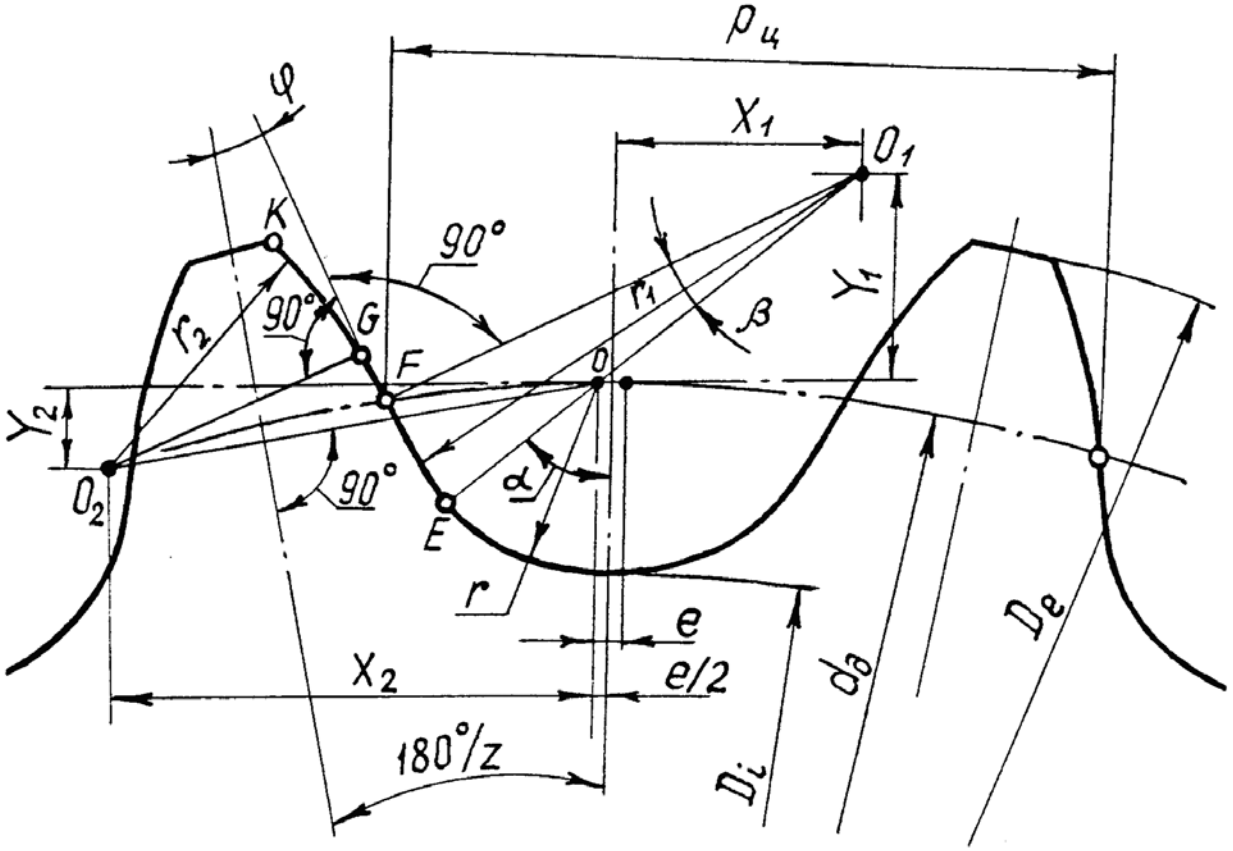

$p_ц$
X_1
O_1
φ
K
90°
G
F
r_2
r_1
β
Y_1
O
Y_2
O_2
α
E
r
e
e/2
X_2
180°/z
D_i
d_a
D_e

Рис.6.8

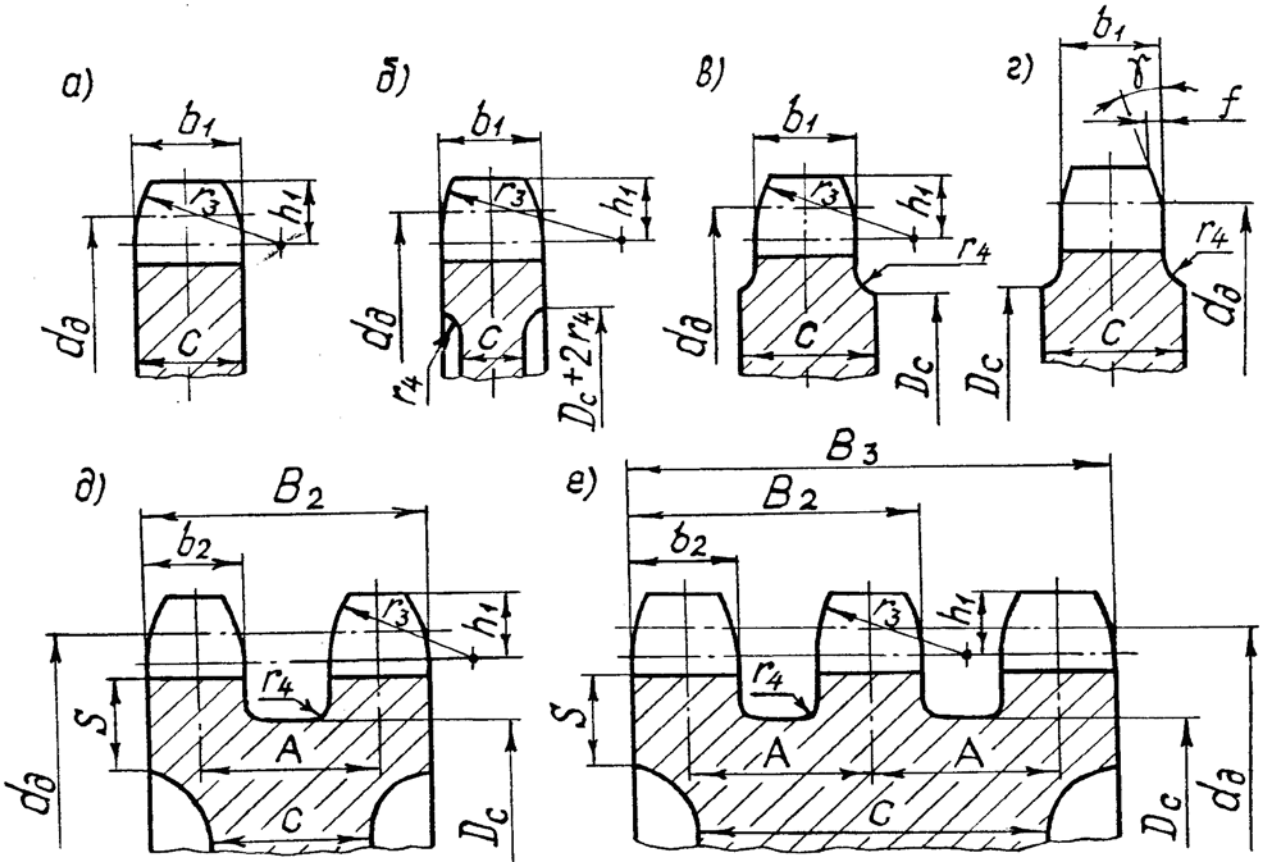

а)
б)
в)
г)
д)
е)
b_1
r_3
h_1
d_a
c
r_4
D_c+2r_4
D_c
γ
f
B_2
b_2
s
A
B_3

Рис.6.9

$$X_1 = 0{,}8\, d_1 \sin\alpha_2 = 0{,}8 \cdot 22{,}23 \sin 53{,}82° = 14{,}35 \text{ мм};$$
$$Y_1 = 0{,}8\, d_1 \cos\alpha_2 = 0{,}8 \cdot 22{,}23 \cos 53{,}82° = 10{,}50 \text{ мм}.$$

Координаты точки O_2:

а) для ведущей звездочки

$$X_2 = 1{,}24\, d_1 \cos\left(\frac{180°}{z_1}\right) = 1{,}24 \cdot 22{,}23 \cos\left(\frac{180°}{25}\right)° = 27{,}35 \text{ мм};$$
$$Y_2 = 1{,}24\, d_1 \sin\left(\frac{180°}{z_1}\right) = 1{,}24 \cdot 22{,}23 \sin\left(\frac{180°}{25}\right)° = 3{,}45 \text{ мм};$$

б) для ведомой звездочки

$$X_2 = 1{,}24\, d_1 \cos\left(\frac{180°}{z_2}\right) = 1{,}24 \cdot 22{,}23 \cos\left(\frac{180°}{51}\right)° = 27{,}51 \text{ мм};$$
$$Y_2 = 1{,}24\, d_1 \sin\left(\frac{180°}{z_2}\right) = 1{,}24 \cdot 22{,}23 \sin\left(\frac{180°}{51}\right)° = 1{,}70 \text{ мм}.$$

Для принятой двухрядной цепи ведущая и ведомая звездочки выполняются двухрядными (рис. 6.10, *б*).

По табл. 1П.31 приложения 1П: ширина пластины цепи h =36,2 мм; расстояние между внутренними плоскостями пластин одного ряда $B_{вн}$ =25,4 мм; расстояние между осями симметрии рядов цепи A =45,44 мм.

Радиус закругления зуба r_3:

$$r_3 = 1{,}7\, d_1 = 1{,}7 \cdot 22{,}23 = 37{,}8 \text{ мм}.$$

Расстояние от вершины зуба до линии центров дуг закруглений

$$h_1 = 0{,}8\, d_1 = 0{,}8 \cdot 22{,}23 = 17{,}8 \text{ мм}.$$

Следует отметить, что широкое распространение получил профиль зуба в осевом сечении со скосом (рис. 6.9, *г*). Угол скоса принимают $\gamma \cong 20°$, а размер фаски $f \cong 0{,}2\, b$.

Наибольший диаметр обода (диаметр проточки) D_c:

$$D_{C1} = p_ц\, ctg\left(\frac{180°}{z_1}\right) - 1{,}3\, h = 38{,}1\, ctg\left(\frac{180°}{25}\right) - 1{,}3 \cdot 36{,}2 = 255 \text{ мм};$$
$$D_{C2} = p_ц\, ctg\left(\frac{180°}{z_2}\right) - 1{,}3\, h = 38{,}1\, ctg\left(\frac{180°}{51}\right) - 1{,}3 \cdot 36{,}2 = 571 \text{ мм}.$$

Радиус закруглений r_4:

при шаге $p_ц \le 35$ мм $\quad r_4 = 1{,}6$ мм;

при шаге $p_ц > 35$ мм $\quad r_4 = 2{,}5$ мм;

В нашем примере r_4=2,5 мм.

Ширина зуба звездочки:

а) однорядной

$$b_1 = 0{,}93\, B_{BH} - 0{,}15 \text{ мм};$$

б) двухрядной и трехрядной

$$b_2 = 0{,}90\, B_{BH} - 0{,}15 \text{ мм}$$

В нашем примере для двухрядной звездочки (рис 6.10, *б*)

$$b_2 = 0{,}90\, B_{BH} - 0{,}15 = 0{,}90 \cdot 25{,}4 - 0{,}15 = 22{,}7 \text{ мм}.$$

Ширина венца

$$B = (n-1)\, A + b,$$

где n –число рядов; b – ширина зуба.

Тогда для двухрядной звездочки ширина венца

$$B_2 = (n-1)\, A + b_2 = (2-1) \cdot 45{,}44 + 22{,}7 = 68{,}1 \text{ мм}.$$

Толщина обода S для многорядных цепей

$$S = 1{,}5\,(D_e - d_\partial).$$

В нашем случае:

$$S_1 = 1{,}5\,(D_{e1} - d_{\partial 1}) = 1{,}5 \cdot (320{,}6 - 303{,}99) = 25 \text{ мм};$$

$$S_2 = 1{,}5\,(D_{e2} - d_{\partial 2}) = 1{,}5 \cdot (636{,}8 - 618{,}90) = 27 \text{ мм}.$$

Толщина диска для однорядных цепей:

$$C = b_1 - \text{рис. 6.9, } а;$$

$$C = b_1 - 2\, r_4 - \text{рис. 6.9, } б;$$

$$C = b_1 + 2\, r_4 - \text{рис. 6.9, } в, г;$$

Толщина диска для многорядных цепей

$$C = (1{,}2 \ldots 1{,}3) S.$$

В нашем примере:

$$C_1 = (1{,}2 \ldots 1{,}3)\, S_1 = (1{,}2 \ldots 1{,}3) 25 = 30 \ldots 32{,}5 \text{ мм}$$

принимаем $C_1 = 32$ мм;

$$C_2 = (1{,}2 \ldots 1{,}3)\, S_2 = (1{,}2 \ldots 1{,}3) 27 = 32{,}4 \ldots 35{,}1 \text{ мм}$$

принимаем $C_2 = 35$ мм;

Для звездочек больших диаметров при числе рядов n $C \le n\, A$

По табл. 6.1 диаметр ступицы ведущей звездочки (см. рис. 6.10) при $d = d_T =$ 70 мм:

$$d_{cm} = 1{,}55 d_T = 1{,}55 \cdot 70 = 109 \text{ мм},$$

где d_T – диаметр выходного конца тихоходного вала редуктора.

Принимаем d_{cm} =110 мм.

Длину ступицы ведущей звездочки согласуем с длиной выходного конца вала l_T = 105 мм. Звездочку предполагаем закреплять на конце вала с помощью концевой шайбы. Для надежного прижатия ступицы к буртику между концевой шайбой и валом предусматриваем зазор 1…3 мм. Тогда длина ступицы ведущей звездочки

$$l_{cm} = l_T + (1 \ldots 3) = 105 + (1 \ldots 3) = 106 \ldots 108 \text{ мм}.$$

Принимаем l_{cm} = 107 мм.

Размеры d_{cm} и l_{cm} ступицы ведомой звездочки будут приняты после расчета приводного вала, на конце которого эта звездочка устанавливается консольно.

Звездочки изготавливаются из среднеуглеродистых и легированных сталей 40, 45, 40Х и 40ХН с термообработкой до 45…50 $HRC_Э$. Кроме конструкции с диском (рис. 6.10, *а, б*), звездочки выполняют сварной (рис. 6.10, *в*) или сос тавной (рис. 6.10, *г*) конструкции. Последняя предпочтительна при $D_e > 200$ мм, когда ступица может быть выполнена из чугуна. При износе венца замена его в сборной конструкции не представляет трудности. В некоторых конструкциях звездочек в диске предусматривают 4…6 отверстий диаметром d_0, который принимают конструктивно (рис. 6.10, *в*).

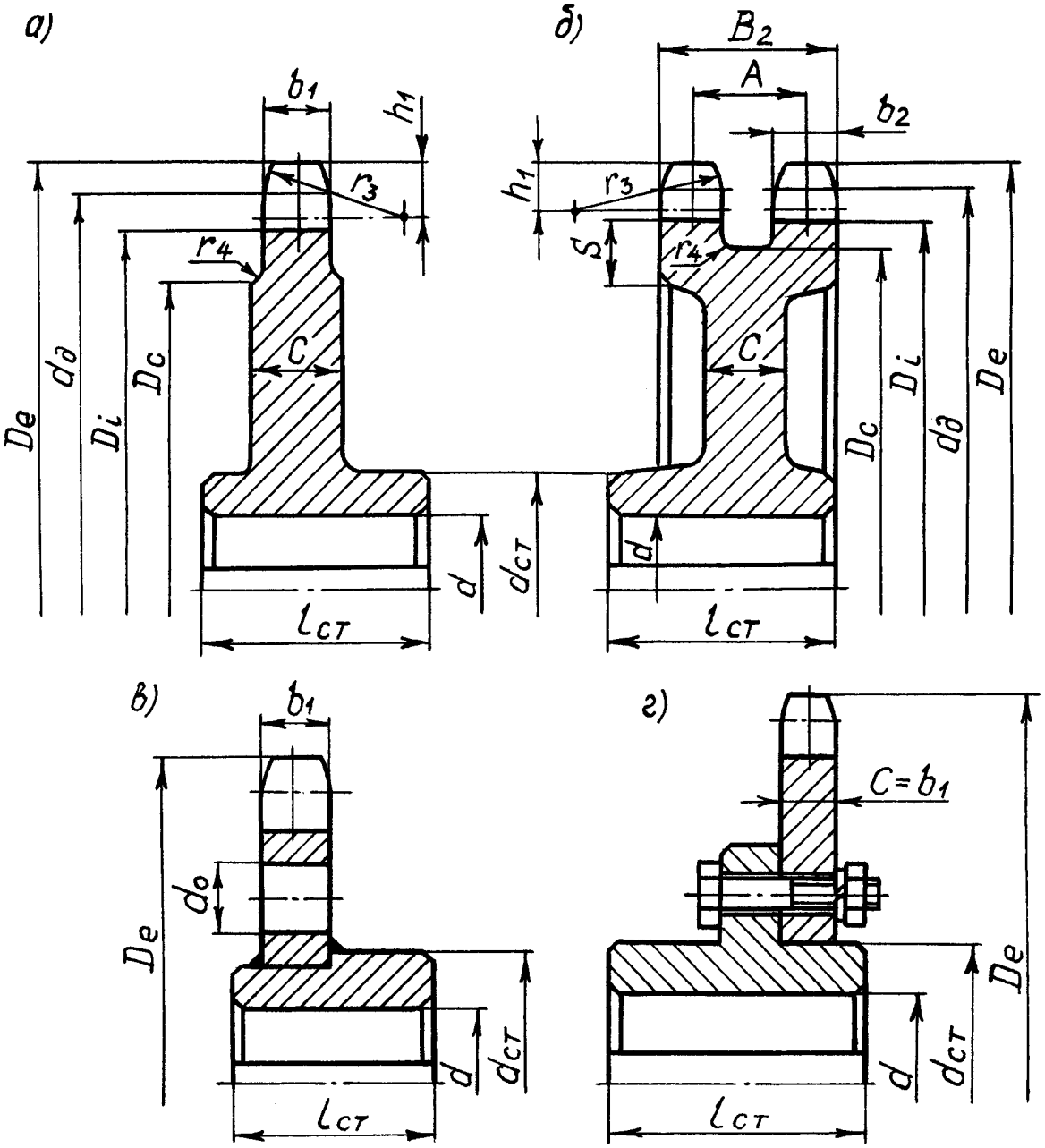


Рис. 6.10

Глава 7

КОНСТРУИРОВАНИЕ КОРПУСА И КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА. СМАЗЫВАНИЕ И СМАЗОЧНЫЕ УСТРОЙСТВА

7.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Конструкция корпуса редуктора определяется его главным параметром и характером производства (серийностью выпуска).

Для цилиндрических, коническо-цилиндрических, червячно-цилиндрических и цилиндрическо-червячных двухступенчатых редукторов главным параметром является межосевое расстояние тихоходной ступени a_{wT}.

По размеру главного параметра редукторы подразделяют на мелкие $(a_{wT} \le 250$ мм$)$, средние $(250 < a_{wT} \le 630$ мм$)$ и крупные $(a_{wT} > 630$ мм$)$.

Годовой выпуск редукторов определяется типом производства и составляет:

а) при единичном и мелкосерийном производстве – не более 100 штук в год;

б) при среднесерийном производстве - 100…10000 штук в год;

в) при крупносерийном производстве – более 10000 штук в год.

При серийном производстве корпуса редукторов изготавливают литыми из серого чугуна марки не ниже СЧ 15 (ГОСТ 1412-85). В ответственных конструкциях используют стальное литьё марки 25Л, а при ограничении массы – легкие сплавы (например, силумин).

Ранее выпускаемые редукторы имели форму, показанную на рис.7.1, *а, б*.

В соответствии с современными требованиями технической эстетики корпус редуктора должен иметь строгую геометрическую форму: рёбра с внешней поверхности перенесены внутрь корпуса; верх крышки выполнен горизонтальным; для строповки взамен грузовых винтов применяются крючья или проушины, отлитые заодно с корпусом; стяжные винты расположены в основном по продольной стороне корпуса в нишах и ввёртываются в гнёзда, нарезанные непосредственно в корпусе; фундаментные болты расположены в выемках корпуса; фундаментные лапы не выступают за габариты корпуса.

Примеры современных конструкций корпусов редукторов показаны на рис.7.1, *в…и.*

При конструировании корпуса редуктора необходимо придерживаться следующих рекомендаций.

Формовочные уклоны обычно задают углом β, который принимают в зависимости от размера h (см. табл. 7.1). Если плоскости стенок корпуса образуют прямой или тупой угол, то их сопрягают радиусами $r \approx 0{,}5\delta$, $R \approx 1{,}5\delta$, здесь δ - толщина стенки (рис. 7.2, *а*). Если плоскости стенок образуют острый угол (рис. 7.2, *б*), то их соединяют вертикальной стенкой (здесь r и R те же, что и на рис. 7.2, *а*). Радиусы r и R, рассчитанные выше, округляют до ближайшего целого числа. В местах расположения бобышек, фланцев, приливов толщину стенки увеличивают.

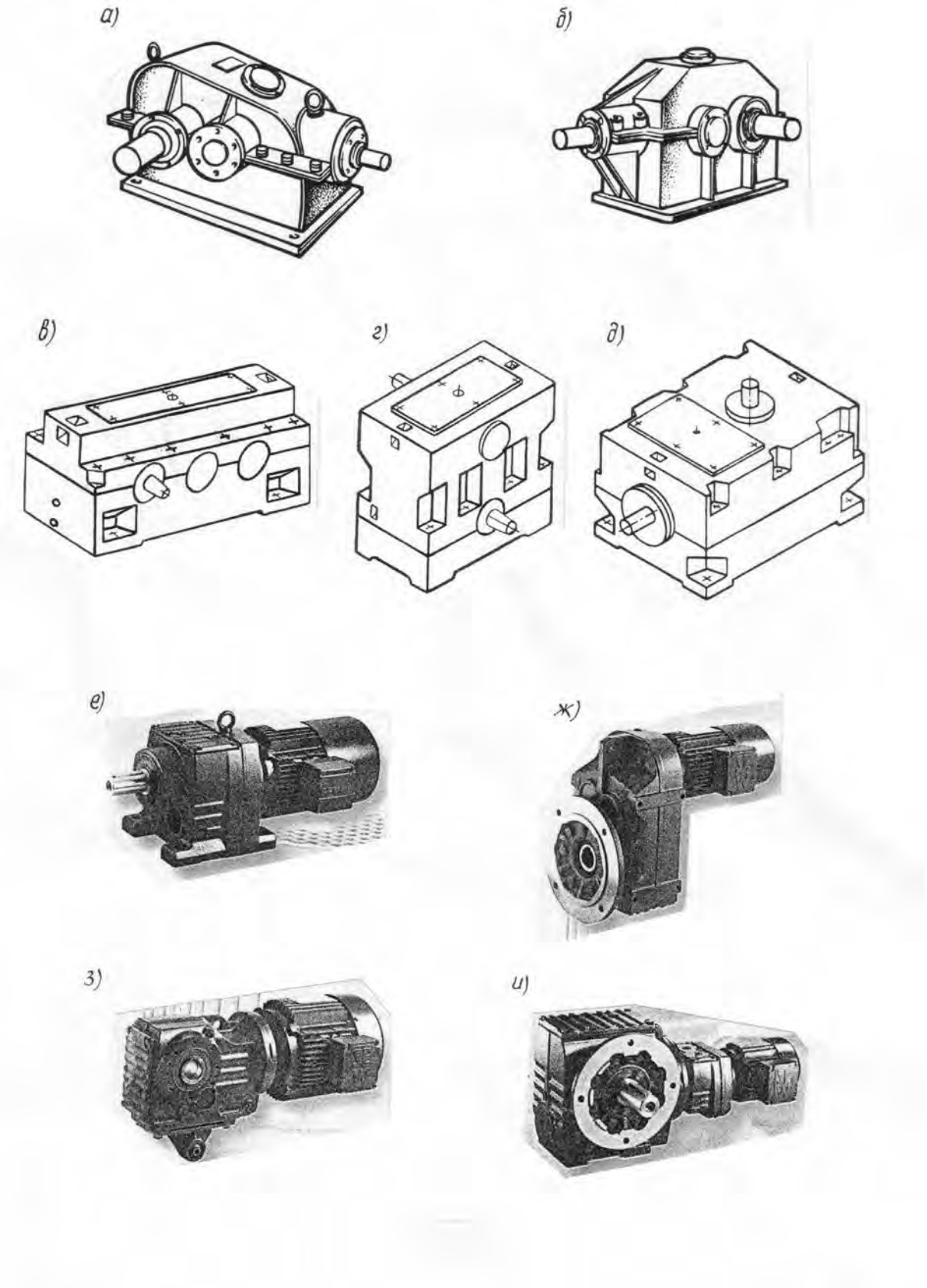


Рис. 7.1

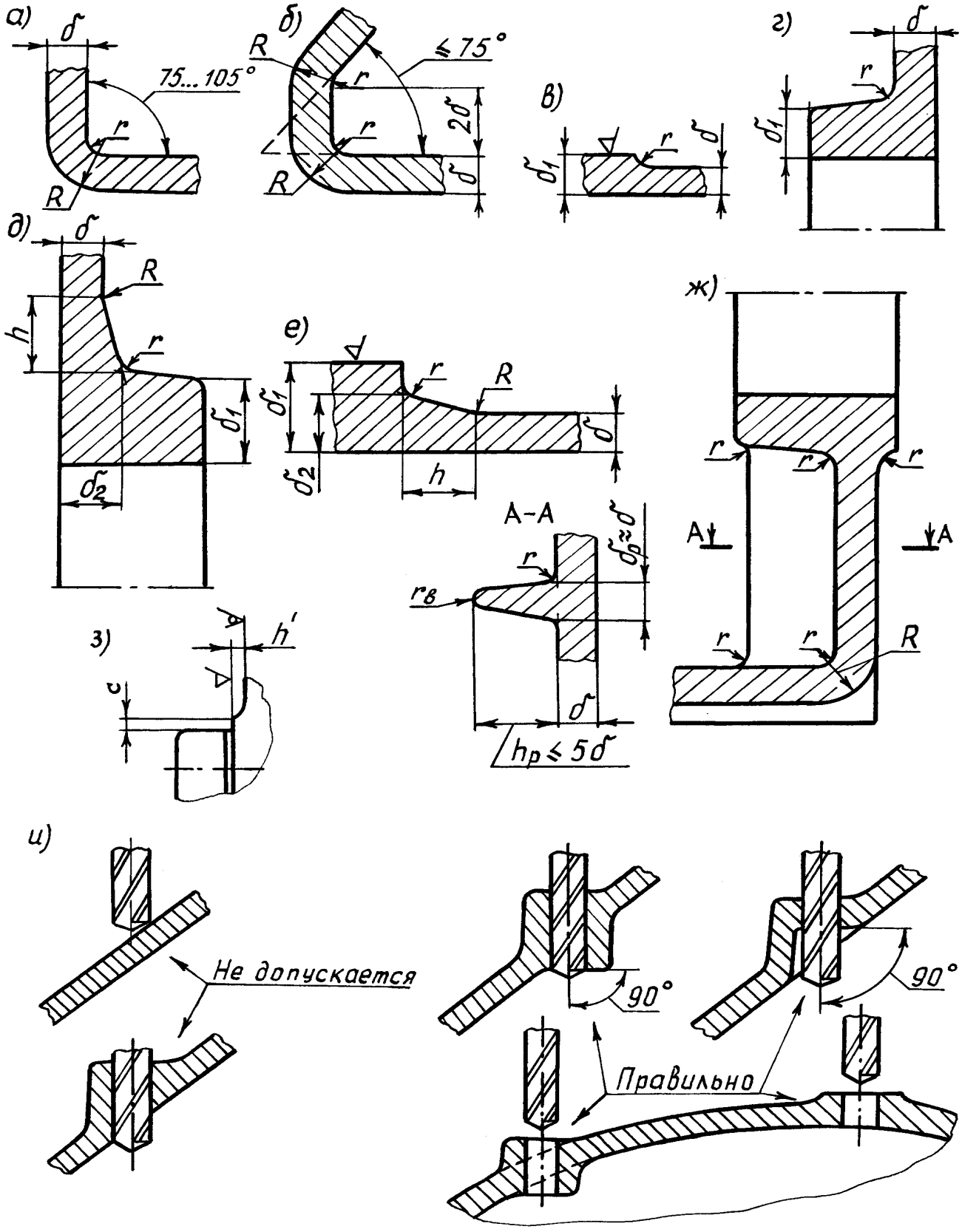
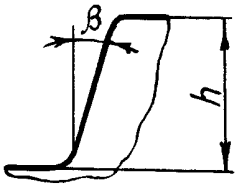

а)
б)
в)
г)
д)
е)
ж)
з)
и)
75... 105°
≤ 75°
Не допускается
Правильно
90°
A–A
$h_р \leq 5\delta$

Рис. 7.2

Если отношение толщин $\delta_1/\delta \le 2$ (рис. 7.2, *в, г*), то стенки сопрягают радиусом $r \approx 0{,}5\delta$. При $\delta_1/\delta > 2$ должен быть обеспечен плавный переход в виде клина одного сечения в другое (рис. 7.2, *д, е*). С этой целью принимают: $h \ge 4(\delta_2 - \delta)$; $\delta_2 = 1{,}5\delta$; $r \approx 0{,}5\delta$.

Таблица 7.1

Формовочные уклоны



h, мм	β, град	*h,* мм	β, град
До 10	2° 55′	Св. 40 до 63	45′
Св. 10 до 16	1° 55′	Св. 63 до 100	35′
Св. 16 до 25	1° 30′	Св. 100 до 250	25′
Св. 25 до 40	1° 05′	Св. 250 до 630	20′

Размеры внутренних рёбер (рис. 7.2, *ж*): $\delta_P \approx \delta$; $h_P \le 5\delta$. Поперечное сечение ребра выполняют с уклоном. У верхушки ребро с обеих сторон скругляют радиусом $r_в > 1$мм. Если же толщина ребра у верхушки меньше 8 мм, то его верхушку закругляют радиусом $r_B \approx 0{,}5\delta$.

Все обрабатываемые поверхности корпуса в обязательном порядке следует отделять от необрабатываемых (черновых) на величину $h' \approx (0{,}4...0{,}5)\delta$ (см. рис 7.2, *з*).

Фланцы крышек, стаканов, и других деталей, прикрепляемых к корпусу, могут быть смещены относительно платиков, предусмотренных на поверхности корпуса. По этой причине размеры опорных платиков принимают больше размеров прикрепляемых деталей на величину с=3…5 мм (см. рис. 7.2, *з*).

В местах сверления отверстий в корпусе следует предусматривать перпендикулярность поверхности, с которой соприкасается сверло в начале сверления, к оси сверла (рис. 7.2, *и*). На выходе сверла поверхность также должна быть перпендикулярна его оси.

7.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ОСНОВНЫХ ЭЛЕМЕНТОВ КОРПУСА И КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Прежде, чем приступить к компоновке редуктора, следует провести анализ существующих конструкций, предлагаемых различными литературными источниками. На основе этого анализа выбирают прототип конструкции проектируемого редуктора и намечают его конструктивные изменения.

Корпус любого редуктора состоит из нижней части и крышки. Корпус цилиндрического вертикального редуктора, кроме этого, имеет ещё одну или две промежуточные части.

Основными элементами корпуса редуктора являются: стенки; рёбра; фланцы, объединенные с приливами (бобышками) для подшипниковых гнёзд; стакан (для вала конической шестерни и червяка); подшипниковые крышки (привертные или закладные); опорная часть; проушины; крышка люка; маслоуказатель и маслосливная пробка. Точное положение крышки относительно нижней части корпуса или промежуточных частей у вертикального редуктора фиксируется штифтами, а для соединения их используют винты и болты. Выходные концы валов снабжены уплотнениями. Конструирование корпуса редуктора и заключается в определении размеров или выборе по стандартам выше перечисленных элементов. Кроме этого, на данной стадии проектирования решается вопрос смазывания передач, подшипников и выбора сорта масла.

Однако независимо от типа редуктора можно выделить некоторые общие требования, которых должен придерживаться студент при разработке конструкции его корпуса :

а) внешний вид корпуса должен соответствовать современным требованиям технической эстетики (см. п.7.1);

б) плоскость разъема и верхнюю поверхность крышки располагают параллельно плоскости основания, что обеспечивает удобство обработки корпуса;

в) торцы подшипников со стороны внутренней части редуктора совмещают с внутренними торцами приливов для подшипниковых гнезд. Допускается отодвигать их от внутренних торцов приливов на 3…6 мм, учитывая неровность и возможную неточность положения литой поверхности;

г) для соединения крышки с нижней частью корпуса (а также с промежуточной частью у вертикальных редукторов) по всему контуру плоскости разъема выполняются специальные фланцы, объединенные вместе с приливами для подшипниковых гнезд;

д) длина подшипниковых гнезд для всех валов может быть одинаковой и равной длине подшипникового гнезда тихоходного вала. Допускается подшипниковое гнездо каждого вала выполнять различной длины внутрь от стенки корпуса;

е) ширина фланца может быть одинаковой по всему периметру плоскости разъема и равной длине подшипникового гнезда тихоходного вала. Допускается ширину фланца вдоль продольных и поперечных сторон корпуса выполнять меньшей ширины, чем в месте установки приливов для подшипниковых гнезд, но не менее двойной толщины стенки нижней части корпуса;

ж) наружные торцы приливов подшипниковых гнезд, расположенные на одной стенке корпуса редуктора и подлежащие обработке, должны лежать в одной плоскости и быть отделены от внешней необрабатываемой стенки корпуса (это касается как привертных так и закладных подшипниковых крышек);

з) канавки в корпусе для кольцевых выступов закладных подшипниковых крышек должны быть одинаковыми (принимаются по размеру канавки для за-

кладной крышки подшипников тихоходного вала) и выполняться на одинаковом расстоянии от наружных торцов приливов на внешней стенке корпуса;

и) стяжные винты (болты) для соединения крышки с нижней частью корпуса располагают главным образом по продольным сторонам и принимают в большинстве случаев одинаковой длины, равной максимальному значению.

Рассмотрим особенности конструкции некоторых типов двухступенчатых редукторов.

Коническо-цилиндрические горизонтальные редукторы. Конструкции корпусов этих редукторов обычно выполняют разъемными с плоскостью разъема, проходящей через оси валов (табл. 3П.1 приложения 3П). Разъем корпуса позволяет каждый вал редуктора со всеми расположенными на нем деталями (колеса, подшипники и пр.) собирать и контролировать заранее и независимо от других валов. Параллельное расположение плоскости разъема плоскости основания, обеспечивает удобство обработки корпуса. По всему периметру плоскости разъема предусмотрены фланцы, соединяющие крышку с нижней частью корпуса, которые в свою очередь объединены с массивными приливами (бобышками) для подшипниковых гнезд. Толщины фланцев выбирают по условиям жесткости, что в свою очередь обеспечивает плотность стыка. Дополнительно при сборке поверхности стыка покрывают пастой типа Герметик.

Корпус коническо-цилиндрического редуктора выполняют симметричным относительно оси вала конической шестерни независимо от конструктивного исполнения тихоходной ступени (нераздвоенной или раздвоенной). Отличительной особенностью корпуса является наличие прилива, в котором размещается стакан вала конической шестерни с подшипниками и крышкой. С крышкой корпуса и нижней частью прилив связан ребрами, что повышает жесткость конструкции. Боковые стенки крышки смещены относительно стенок нижней части корпуса к средней плоскости редуктора (см. табл. 3П.1 приложения 3П), что обеспечивает установку и завинчивание винтов (болтов).Возможно также расположение стенок крышки в одной плоскости со стенками нижней части корпуса. Однако в данном случае в крышке требуется выполнение специальных ниш для стяжных винтов (см. табл. 3П.10 приложения 3П). Места крепления корпуса к раме оформляют чаще всего в виде ниш, расположенных по углам нижней части корпуса или вынесенных на боковую стенку (см. табл. 3П.11 приложения 3П). В качестве конструктивного варианта используется крепление корпуса к раме снизу (табл. 3П.12 приложения 3П).

Цилиндрические редукторы. Корпуса горизонтальных цилиндрических редукторов отличаются от коническо-цилиндрических только отсутствием прилива для вала конической шестерни и параллельным расположением осей валов (рис. 4.10). В остальном их конструкции схожи. Вариант конструктивного исполнения нижней части корпуса цилиндрического горизонтального редуктора приведен в табл. 3П.6 приложения 3П.

Корпуса цилиндрических вертикальных редукторов имеют несколько плоскостей разъема (две или три). Если в крышке корпуса выполнить монтажные отверстия достаточными для прохода быстроходного вала-шестерни с установ-

ленными на нем подшипниками и применить привертные крышки, то корпус двухступенчатого вертикального редуктора будет иметь две плоскости разъема. В противном случае будет три плоскости разъема.

Известны конструкции вертикальных редукторов, корпуса которых имеют две взаимно перпендикулярные плоскости разъема: одна нижняя горизонтальная по оси зубчатого колеса и вторая вертикальная – по осям остальных зубчатых колес.

Цилиндрические соосные редукторы. Нижние части корпусов соосных цилиндрических редукторов отличаются наличием дополнительной внутренней стенки для установки одного из подшипников соосно расположенных быстроходного и тихоходного валов и образования так называемой средней или промежуточной опоры (табл. 3П.3 приложения 3П). Примерно в середине нижней части корпуса внутренняя стенка замыкается на днище (известны конструкции со сплошной внутренней стенкой по всей длине нижней части редуктора). Вверху стенку выполняют с Т-образным сечением с целью повышения жесткости конструкции. Прилив для двух подшипников соосно расположенных валов выполняют массивным и закрывают отдельной съемной крышкой. Установка подшипников средней опоры в специальном литом фланце (рис. 4.20) позволило отказаться от внутренней стенки в нижней части корпуса и упростить его конструкцию. В данном случае корпус соосного редуктора практически не отличается от корпуса цилиндрического горизонтального редуктора (имеет меньшую длину).

Конструктивное исполнение крышки корпуса соосного горизонтального редуктора такое же, как и в других типах горизонтальных редукторов.

Вертикальные соосные редукторы (рис 4.43) имеют в нижней части корпуса сплошную внутреннюю стенку Т - образного сечения по всей длине корпуса,в которой предусмотрен прилив для средней опоры соосных валов. Конструктивное исполнение этой опоры аналогично конструкции средней опоры горизонтального соосного редуктора. Так как внутренняя стенка полностью перекрывает нижнюю часть корпуса, то при общей масляной ванне для сообщения обеих ее частей во внутренней стенке предусматривают окно квадратной или прямоугольной формы.

Цилиндрическо-червячный редуктор. Корпус редуктора имеет только одну плоскость разъема по оси червячного колеса (рис 4.35). Вал червяка с закрепленными на нем подшипниками устанавливают в нижнюю часть корпуса без зубчатого колеса. И только после этого на концевом участке червяка устанавливают колесо. По этой причине в соединении вал-ступица цилиндрического колеса недопустимы большие натяги. При разработке данной конструкции студенту рекомендуется шпоночное соединение ступицы колеса с валом заменить на шлицевое, что является лучшим вариантом. Быстроходная цилиндрическая ступень небольших размеров закрывается отдельной крышкой, прикрепляемой к нижней части корпуса редуктора 8-ю винтами. Точное положение крышки обеспечивается установкой двух штифтов. После установки колеса проводиться монтаж быстроходного вала -шестерни с закрепленными на нем подшипника-

ми. Эта операция возможна в том случае, если зубья колеса не перекрывают отверстие в нижней части корпуса под правый подшипник (зазор $c \geq 1$мм на рис. 4.35).

Крепление редуктора к раме осуществляется снизу. Стяжные винты у подшипниковых гнезд (сечение Б-Б на рис. 4.35) и во фланце (сечение В-В) имеют различную длину. Положение крышки редуктора относительно нижней части корпуса обеспечивается установкой двух конических штифтов с внутренней резьбой (сечение Г-Г). Проушины для подъема собранного редуктора отлиты заодно с крышкой корпуса.

Червячно-цилиндрические редукторы с внутренней опорой вала червяка. Конструкции данных редукторов отличаются расположением червяка: верхним (рис. 4.30,*а*)**,** нижним (рис. 4.30,*б*) или вертикальным (рис. 4.34). Приливы для внешней сдвоенной фиксирующей опоры червяка на поперечной стенке корпуса и плавающей опоры внутри корпуса отливают заодно: с крышкой корпуса – при верхнем расположении червяка и нижней частью корпуса – при нижнем расположении червяка. При вертикальном расположении червяка прилив для фиксирующей сдвоенной опоры отливают заодно с нижней частью корпуса, а для плавающей опоры - с крышкой корпуса. Ось вала червяка в червячно-цилиндрических редукторах не совпадает с плоскостью симметрии корпуса. Исключение составляют редукторы с раздвоенной тихоходной ступенью.

При конструировании тихоходной ступени редуктора с верхним или нижним расположении червяка необходимо предусматривать зазор между наружной поверхностью прилива внутренней плавающей опоры вала червяка и цилиндрическим колесом (рис. 4.32,*а*).

В остальном конструкция корпуса червячно-цилиндрического редуктора аналогична конструкции корпуса цилиндрического горизонтального редуктора.

Конструктивное оформление места соединения корпуса редуктора с фланцем электродвигателя исполнения IM 3081. Фланцевый электродвигатель обычно присоединяют к специальному опорному фланцу на корпусе или с использованием промежуточного элемента с двумя фланцами, одни из которых крепиться к корпусу, а к другому присоединяется электродвигатель (см. табл. 3П.23 приложения 3П). Толщина опорного фланца $\delta_ф = (1{,}4...2{,}0)d$, где d- диаметр болта или шпильки для крепления электродвигателя, принимаемого с учетом диаметра отверстий в его фланце.

При использовании промежуточного опорного элемента толщину его стенки принимают равной толщине нижней части корпуса δ или крышки корпуса δ_1. Конструирование корпуса редуктора и его элементов рассмотрим на конкретном примере. При этом, последовательность и методика определения размеров основных элементов корпуса, выбор способов смазки подшипников качения и передач, а также сорта масла, используются студентом при конструировании корпуса редуктора для заданной схемы привода.

ПРИМЕР

Разработать конструкцию корпуса, выбрать способы смазывания подшипников качения и передач, а также сорт масла для коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора привода цепного конвейера с горизонтальной цепной передачей (рис. 1.1). Межосевое расстояние тихоходной ступени $a_{wT} = 210$ мм. Вращающий момент на тихоходном (выходном) валу T_{III}=1421Н*м. Фактические контактные напряжения $\sigma_н$: для тихоходной ступени (цилиндрическая косозубая передача) $\sigma_н$ = 554 МПа ; для быстроходной ступени (коническая зубчатая передача с круговыми зубьями) $\sigma_н$=409 МПа. Окружная скорость колеса: тихоходной ступени υ=1,4 м/с, быстроходной ступени с круговыми зубьями υ=3,4 м/с. Разработка конструкций валов редуктора и предварительный выбор подшипников качения выполнены в примере 5.3 главы 5. Конструкция цилиндрического косозубого колеса разработана в примере 6.1, конического колеса с круговыми зубьями - в примере 6.2 главы 6, ведущей звездочки цепной передачи – в примере 6.5 (глава 6). Производство среднесерийное.

ПОРЯДОК РАЗРАБОТКИ

1. Толщина стенок корпуса

Толщина стенки нижней части корпуса

$$\delta = 2{,}6\sqrt[4]{0{,}1T_T} \geq 6 \text{ мм},$$

где T_T - вращающий момент на тихоходном валу редуктора, $Н \cdot м$.

В нашем примере $T_T = T_{III} = 1421$ $Н \cdot м$.

Тогда

$$\delta = 2{,}6\sqrt[4]{0{,}1 \cdot 1421} = 9 \text{ мм},$$

что больше 6 мм.

Толщина стенки крышки корпуса

$$\delta_1 \approx 0{,}9 \cdot \delta = 0{,}9 \cdot 9 = 8{,}1 \text{ мм}.$$

Величина δ_1 также должна быть больше 6 мм. Принимаем $\delta_1 = 8$ мм. Если по расчёту получилось $\delta_1 < 6$ мм, то принимают $\delta_1 = 6$ мм.

2. Конструктивное оформление фланцев корпуса

Для соединения крышки с нижней частью корпуса предусматриваем фланцы по всему периметру плоскости разъёма. Фланцы объединяем с приливами (бобышками) для подшипниковых гнёзд.

В конструкции корпуса, представленного в табл. 3П.1 приложения 3П, на продольных длинных сторонах фланцы нижней части корпуса расположены внутрь от стенки, а фланцы крышки - наружу. На коротких поперечных сторонах оба фланца расположены внутрь. Возможно расположение фланцев крышки и нижней части корпуса внутрь от стенки по всему кон-

туру плоскости разъёма. Другие варианты конструктивного исполнения фланцев представлены в табл. 3П.4…3П.6 приложения 3П.

Размеры фланцев (рис. 7.4):

$b = 1{,}5\delta = 1{,}5 \cdot 9 = 13{,}5$ мм; принимаем b = 14 мм ;

$b_1 = 1{,}5\delta_1 = 1{,}5 \cdot 8 = 12$ мм;

$l_\Phi = (2...2{,}2)\delta = (2...2{,}2)9 = 18...19{,}8$ мм; принимаем $l_\Phi = 19$ мм.

В ряде конструкций (см. табл. 3П.2 приложения 3П) для того, чтобы скрыть несовпадение контуров крышки и нижней части корпуса по причине погрешности изготовления, крышку выполняют с некоторым напуском на величину $f = (0{,}4...0{,}5)\delta_1$.

3. Конструирование стакана и крышек подшипников

Конструирование стакана. Стакан предназначен для установки подшипников быстроходного вала конической шестерни. Так как в качестве опор данного вала используются конические роликоподшипники с упорным кольцом на наружном кольце, то по табл. 3П.21 приложения 3П принимаем конструкцию стакана, представленную на рис.3. При этом в конструкцию стакана вносим некоторые изменения [см. рис. 7.4. (продолжение 2)].

По табл. 3П.21 приложения 3П: толщина стенки стакана $\delta_{CT} = 8$ мм для D = 110 мм; толщина фланца $\delta_\phi = 1{,}2\delta_{CT} = 1{,}2 \cdot 8 = 9{,}6$ мм, принимаем $\delta_\phi = 10$ мм; $D_a = D + 2\delta_{CT} = 110 + 2 \cdot 8 = 126$ мм; размер винтов $d_в$ принимаем М10, число винтов $n_в$ = 6; диаметр фланца стакана

$D_{ф.ст} = D_ф = Da$ + (4…4,4) $d_в$=126+(4…4,4)10=166…170 мм; с целью уменьшения диаметра фланца крышки $D_{ф.кр}$ ($D_{ф.кр} = D_{ф.ст}$), принимаем $D_{ф.ст}$ = 166 мм. При $c = d_в = 10$ мм диаметр окружности расположения винтов $D_в = D_a + 2c = 126 + 2 \cdot 10 = 146$ мм (такой же диаметр $D_в$ принимаем и для крышки). Диаметр отверстия во фланце для винта М10 по табл. 3П.22 $d_0 = 11$ мм (2-й ряд).

С учётом наружного диаметра бортов подшипников D_1 (по табл. 2П.16 приложения 2П для подшипника 7212А по ГОСТ 27365-87 $D_1 = 116$ мм) принимаем диаметр расточки D' = 118 мм [см. рис. 7.4. (продолжение 2)].

Размер канавки c_k принимаем по табл. 2П.4 приложения 2П.

Посадка стакана в корпус – H7/Js6 (необходимость перемещения стакана при регулировании осевого положения конической шестерни).

Стакан выполняем литым из чугуна СЧ15 (ГОСТ 1412-85).

Конструирование крышек. В качестве варианта конструктивного исполнения для проектируемого редуктора принимаем приветные крышки (табл. 3П.19 приложения 3П). Крепление крышек к корпусу производим винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением “под ключ” по ГОСТ 11738-84. Материал крышек чугун СЧ15 (ГОСТ 1412-85). Определим основные размеры крышек.

Быстроходный вал [рис. 7.4 (продолжение 2)]

Расчетная толщина крышки при диаметре отверстия D=D'=118 мм по табл. 3П.19 приложения 3П $\delta_{кр}$=7 мм. Толщину крышки в месте установки манжеты принимаем конструктивно с учётом ширины манжеты. Толщина фланца при креплении крышки винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением "под ключ" по ГОСТ 11738-84 $\delta_1 = H + 0{,}8\delta_{кр} = 10 + 0{,}8 \cdot 7 = 16$ мм (здесь H=$d_в$); крышку и стакан крепят к корпусу одними и теми же винтами $d_в$ М10, число которых $n_в$ при конструировании стакана было принято $n_в = 6$. Толщина прокладок между фланцем стакана и корпусом редуктора $\Delta_{пр} = 1{,}5...2$ мм, принимаем $\Delta_{пр} = 1{,}5$ мм. По табл. 3П.22 приложения 3П: глубина завинчивания винта в чугунный корпус $L_1 \approx 1{,}5d = 1{,}5 \cdot 10 = 15$ мм, запас глубины сверления L_3 при нормальном недорезе $a_{\min}$ $L_3 = 12$ мм, $L_4 = L_1 + L_3 = 15 + 12 = 27$ мм. Приняв толщину пружинной шайбы s = 2,5 мм для винта М10 (см. табл. 2П.23 приложения 2П), определим длину l винта: $l = L_1 + \Delta_{пр} + \delta_ф + (\delta_1 - H) + s = 15 + 1{,}5 + 10 + (16 - 10) + 2{,}5 = 35$мм; по табл. 2П.31 приложения 2П принимаем длину винта l=35 мм; обозначение винта М10, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6g , длиной $l = 35$ мм, класса прочности 6.6 с покрытием 05: Винт М10-6g×35.66.05 ГОСТ 11738-84. По табл. 2П.4 приложения 2П размер канавки $c_k = 8$ мм для D'=118 мм. Размеры центрирующего пояска: ширина $c_п = (1{,}0...1{,}5)c_k = (1{,}0...1{,}5)c_k = (1{,}0...1{,}5)8 = 8...12$ мм, принимаем $c_п = 10$ мм; толщина $\delta_2 = (0{,}9...1{,}0)$ $\delta_{кр} \approx 7$ мм. Размер фаски f по табл. 2П.3 приложения 2 для $D' = 118$ мм $f = 3$ мм. Диаметр фланца крышки $D_{ф.кр}$ принимаем равным диаметру фланца стакана $D_{Ф.СТ}$, тогда $D_{Ф.кр} = D_{Ф.СТ} = 166$ мм. Диаметр окружности расположения винтов был принят ранее при конструировании стакана ($D_в = 146$ мм); диаметр отверстия d_0 для винта во фланце крышки, как и для стакана $d_0 = 11$ мм. Посадка крышки в стакан с учётом установки манжеты H7/h8.

Промежуточный вал [рис. 7.4 (продолжение 3)]

Обе крышки имеют одинаковую конструкцию (глухие). Толщина крышки по табл. 3П.19 приложения 3П $\delta_{кр} = 6$ мм для D = 85 мм. Размер винта $d_в$ М8, число винтов $n_в = 4$ При $H = d_в$ толщина фланца $\delta_1 = H + 0{,}8\delta_{кр} = 8 + 0{,}8 \cdot 6 = 13$ мм; диаметр фланца $D_Ф = D + (4...4{,}4)d_в = 85 + (4{,}0...4{,}4)8 = 117...120$ мм, принимаем $D_Ф = 118$ мм; $c = d_в = 8$ мм; диаметр окружности расположения винтов $D_в = D + 2c = 85 + 2 \cdot 8 = 101$ мм. Приняв толщину прокладок между крышкой и корпусом $\Delta_{пр} = 1{,}5$ мм, а также глубину завинчивания винта в чугунный корпус $L_1 \approx 1{,}5d = 1{,}5 \cdot 8 = 12$ мм, размер $H = d_в$, толщину пружинной шайбы $s = 2{,}0$ мм, определим длину винта l:

$l = L_1 + \Delta_{пр} + (\delta_1 - H) + s = 12 + 1{,}5 + (13 - 8) + 2{,}0 = 20.5$ мм; принимаем $l = 20$ мм (табл. 2П.31 приложения 2П). Уточнив размер $L_1 = l - \Delta_{пр} - (\delta_1 - H) - s = 20 - 1{,}5 - (13 - 8) - 2{,}0 = 11{,}5$ мм и приняв L_3 = 10,5 мм при нормальном недорезе (табл. 3П.22 приложения 3П) окончательно $L_4 = L_1 + L_3 = 11{,}5 + 10{,}5 = 22$ мм. Обозначение винта: Винт М8-6g×20.66.05 ГОСТ 11738-84. Другие размеры: $c_k = 5$ мм (табл. 2П.4 приложения 2П); $c_n = (1{,}0...1{,}5)c_k = (1{,}0...1{,}5)5 = 5...8$ мм, принимаем $c_n = 6$ мм; $\delta_2 = (0{,}9...1{,}0)\delta_{кр} =$ $= (0{,}9...1{,}0)6 = 5{,}4...6{,}0$ мм, принимаем $\delta_2 = 6$ мм; $d_0 = 9$ мм (табл. 3П.22 приложения 3П). Посадки обеих крышек в корпус при отсутствии манжет H7/d11.

Тихоходный вал [рис. 7.4 (продолжение 4)]

Одна крышка глухая, другая с отверстием для выходного вала. Толщина глухой крышки $\delta_{кр} = 7$ мм для D = 140 мм; толщину крышки с отверстием принимаем конструктивно с учётом ширины манжеты. Размер винта $d_в$ М10, число винтов $n_в = 6$. При $H = d_в$ толщина фланца $\delta_1 = H + 0{,}8\delta_{кр} = 10 + 0{,}8 \cdot 7 = 15{,}6$ мм, принимаем $\delta_1 = 16$ мм. Диаметр фланца $D_Ф = D + (4...4{,}4)d_в = 140 + (4{,}0...4{,}4)10 = 180...184$ мм; принимаем $D_Ф = 182$ мм. Диаметр окружности расположения винтов $D_в = D + 2c = 140 + 2 \cdot 10 = 160$ мм (здесь $c = d_в = 10$ мм). Как и для промежуточного вала, приняв толщину прокладок между крышкой и корпусом $\Delta_{пр} = 1{,}5$ мм, $L_1 = 1{,}5d = 1{,}5 \cdot 10 = 15$ мм, $H = d_в$, толщину пружинной шайбы $s = 2{,}5$ мм для винта М10, определим длину винта *l*: $l = L_1 + \Delta_{пр} + (\delta_1 - H) + s = 15 + 1{,}5 + (16 - 10) + 2{,}5 = 25$ мм; принимаем *l=25* мм (табл. 2П.31 приложения 2П). По табл. 3П.22 приложения 3П при нормальном недорезе $a_{\min}$ $L_3 = 12$ мм окончательно размер $L_4 = L_1 + L_3 = 15 + 12 = 27$ мм; обозначение винта: Винт М10-6g×25.66.05 ГОСТ 11738-84. Другие размеры: $c_k = 8$ мм (табл. 2П.4 приложения 2П); $c_n = (1{,}0...1{,}5)c_k = (1{,}0...1{,}5) \cdot 8 = 8...12$ мм, принимаем $c_n = 10$ мм; $\delta_2 = (0{,}9...1{,}0)\delta_{кр} = (0{,}9...1{,}0) \cdot 7 = 6{,}3...7{,}0$ мм, для обеих крышек принимаем $\delta_2 = 7$ мм; $d_0 = 11$ мм (по табл. 3П.22 приложения 3П для второго ряда); размер фаски *f* по торцам крышки (см. табл. 2П.3 приложения 2П) при *D*=140 мм составляет *f* = 4 мм. Посадка глухой крышки в корпус H7/d11, крышки с отверстием и манжетой - H7/h8.

4.Конструктивное оформление приливов для подшипниковых гнёзд

Фланцы корпуса редуктора объединены с приливами (бобышками) для подшипниковых гнёзд. Конструктивное исполнение прилива зависит от типа крышки подшипника (привертной или закладной).

Размер прилива $D_{пр}$, расположенного внутри корпуса (табл. 3П.1 и 3П.2 приложения 3П) не зависит от типа применяемой крышки подшипника и определяется для соответствующего подшипникового гнезда в зависимости от диаметра *D* растачиваемого отверстия под подшипник или стакан (при установке конической шестерни):

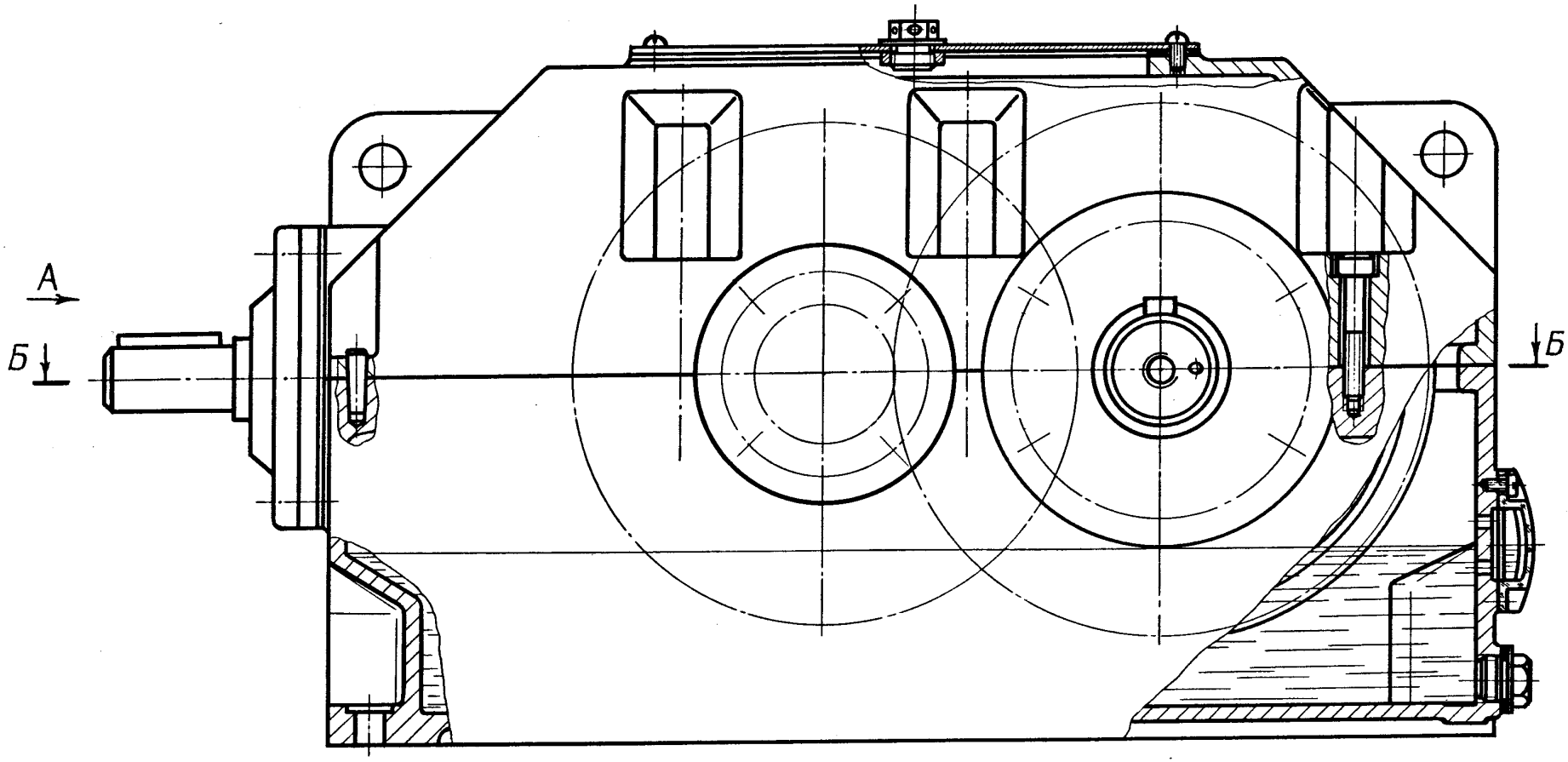


Рис. 7.3

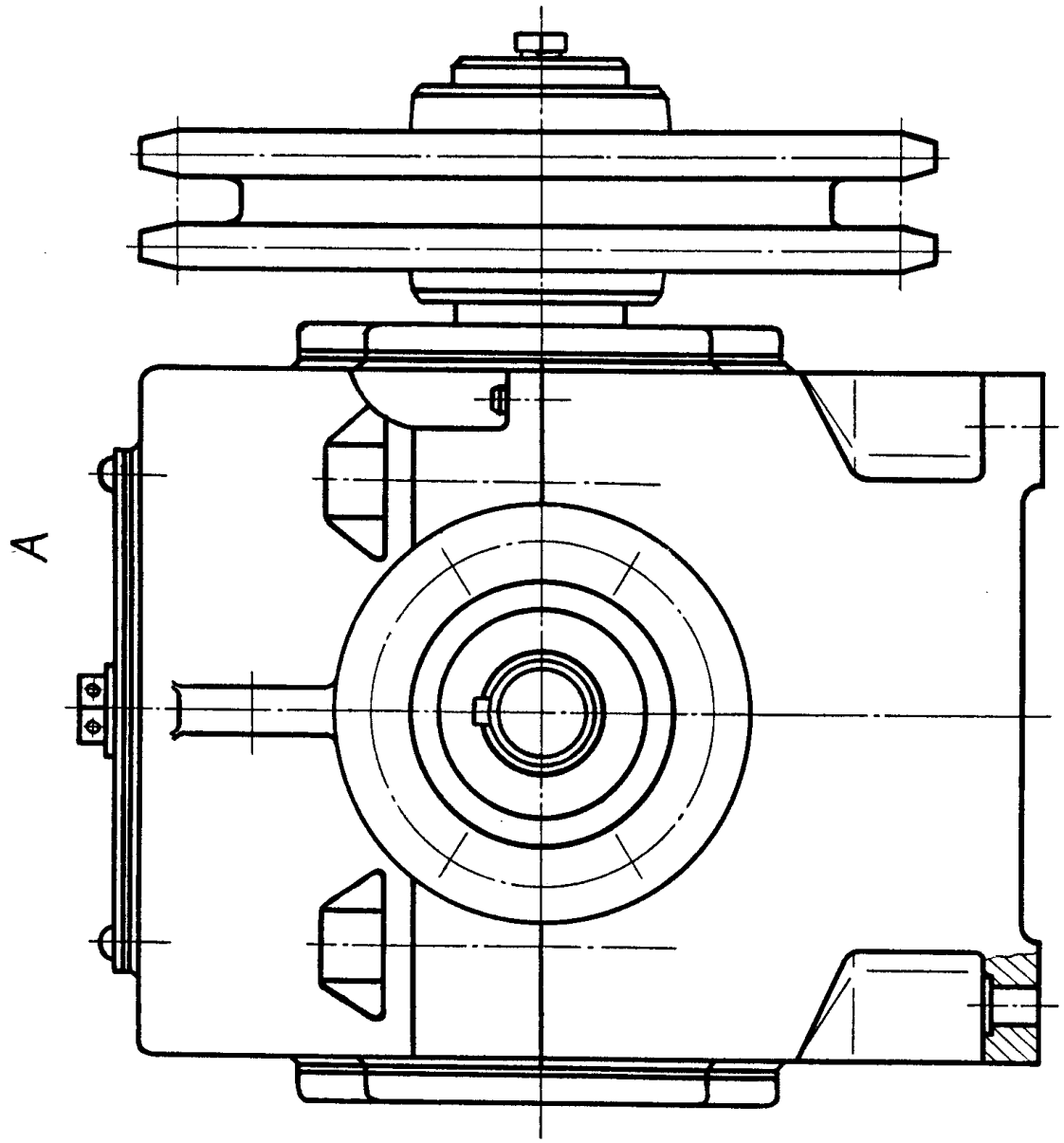


Рис. 7.3 (продолжение1)

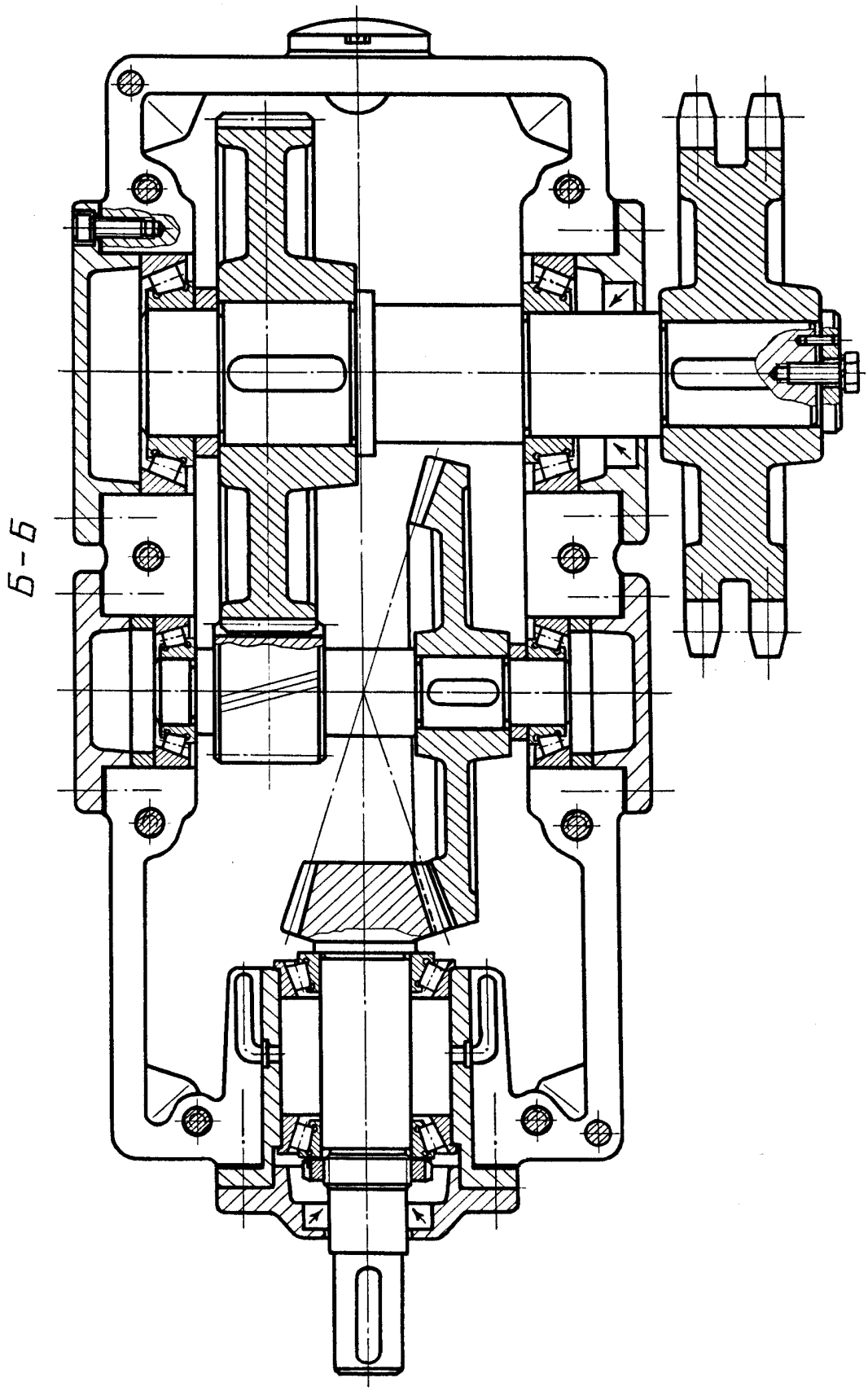


Рис. 7.3 (продолжение 2)

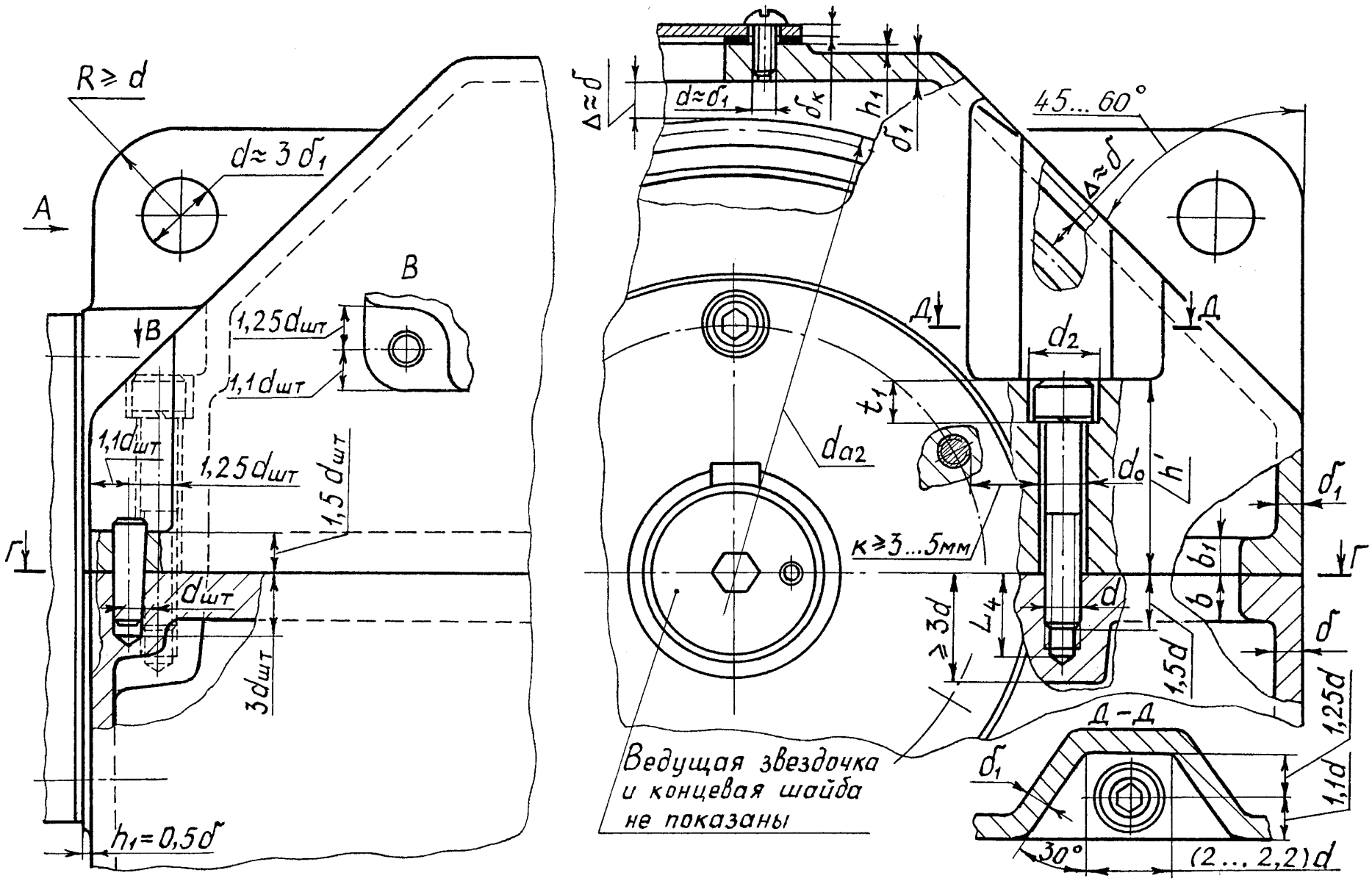

R ≥ d
d ≈ 3 δ1
A
B
1,25 dшт
1,1 dшт
1,1 dшт
1,25 dшт
1,5 dшт
Г
dшт
3 dшт
h1 = 0,5 δ
Δ ≈ δ
d ≈ δ1
δк
h1
δ1
45... 60°
Δ ≈ δ
Д
Д
d2
t1
da2
d0
h'
δ1
к ≥ 3...5мм
b1
Г
b
d
δ
L4
≥ 3d
1,5d
1,25d
1,1d
Д – Д
δ1
30°
(2... 2,2) d
Ведущая звездочка
и концевая шайба
не показаны

Рис. 7.4

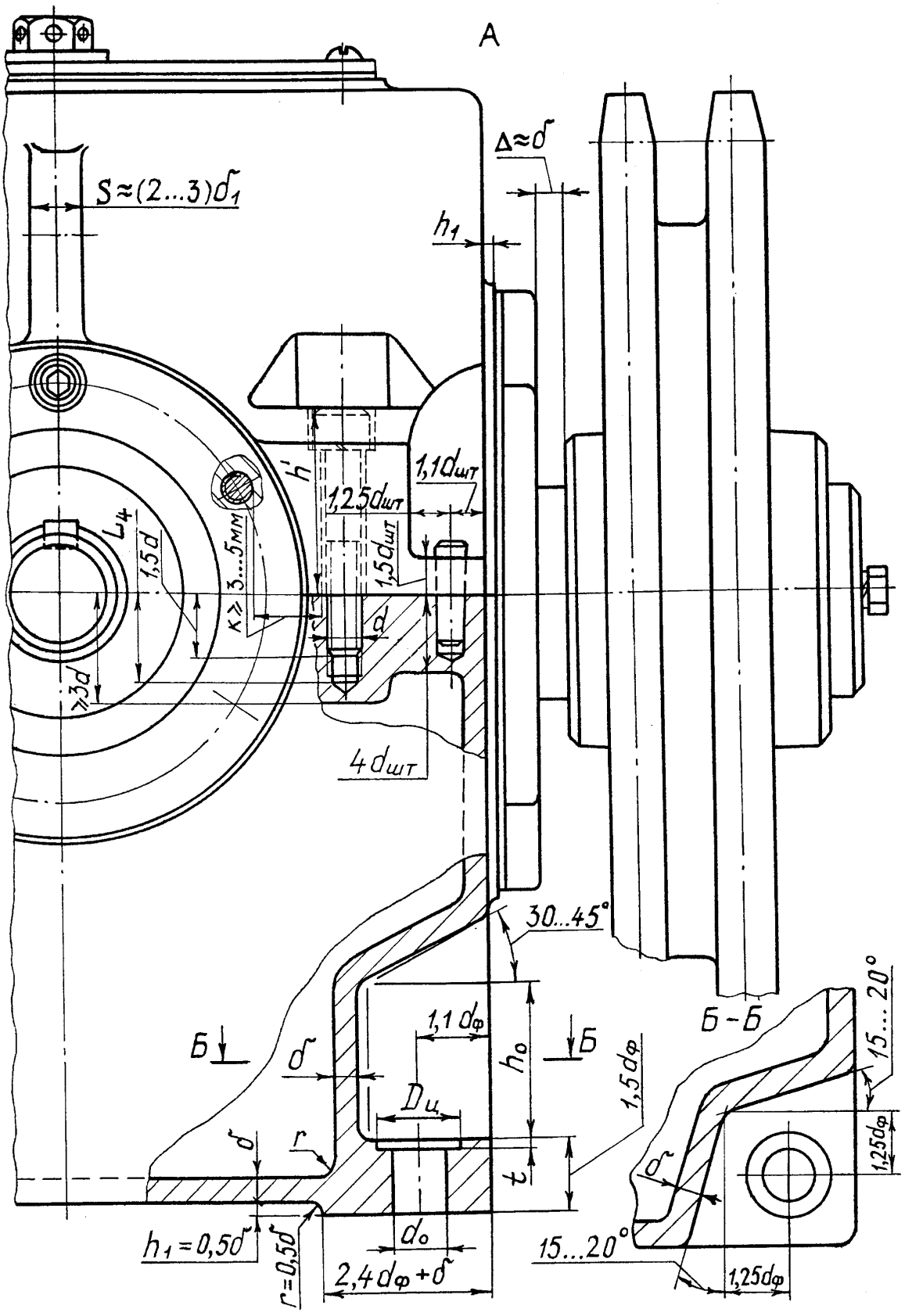


Рис. 7.4 (продолжение 1)

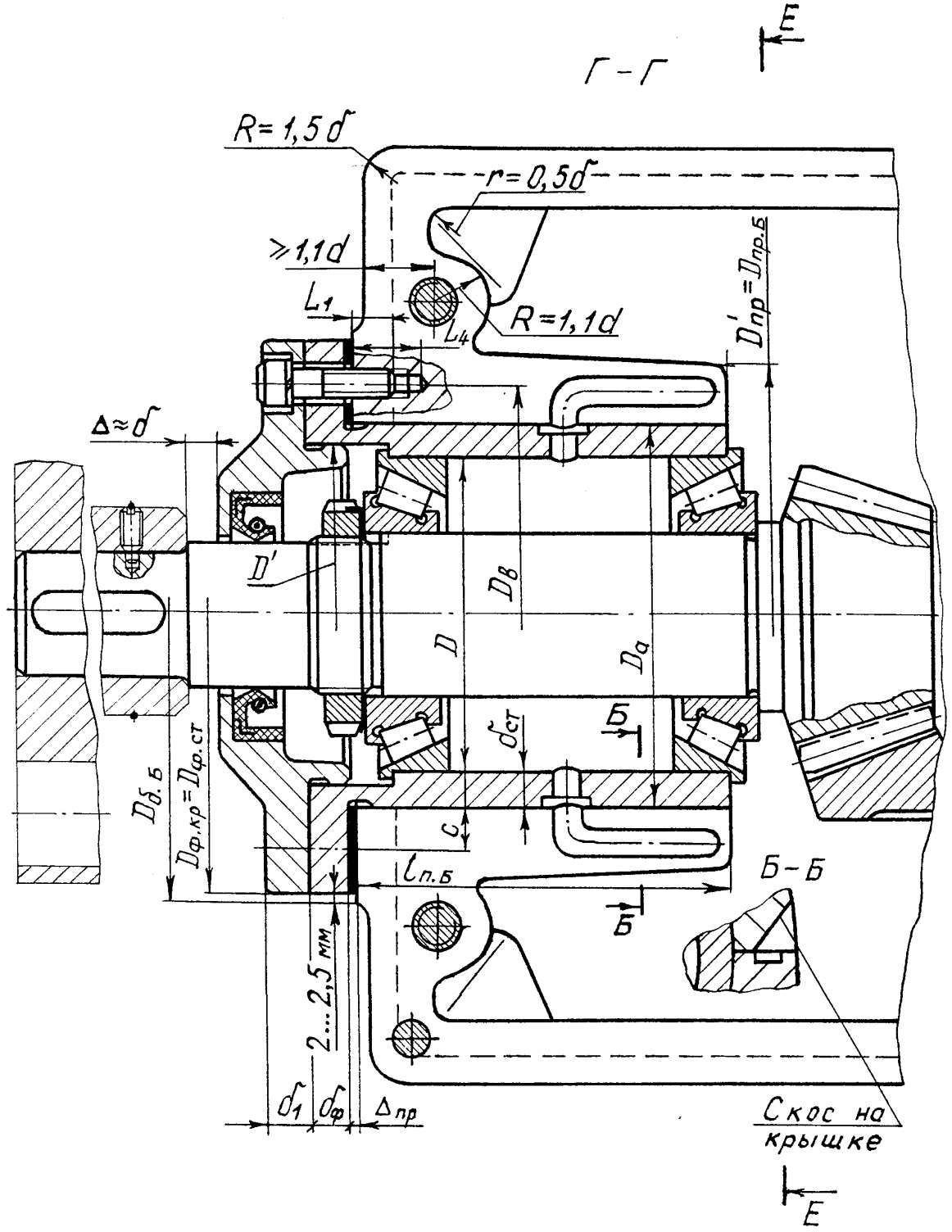


Рис. 7.4 (продолжение 2)

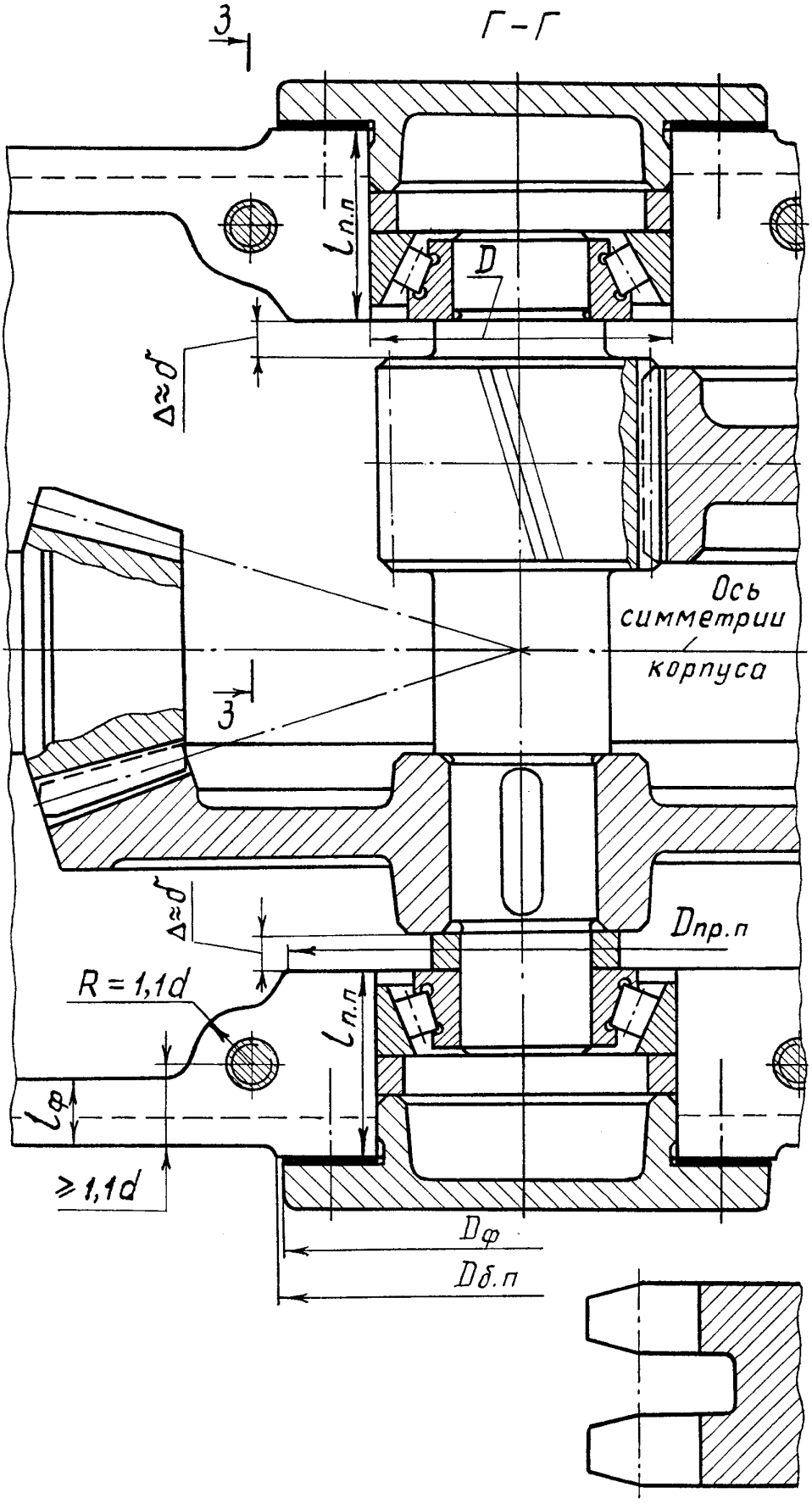


Рис. 7.4 (продолжение 3)

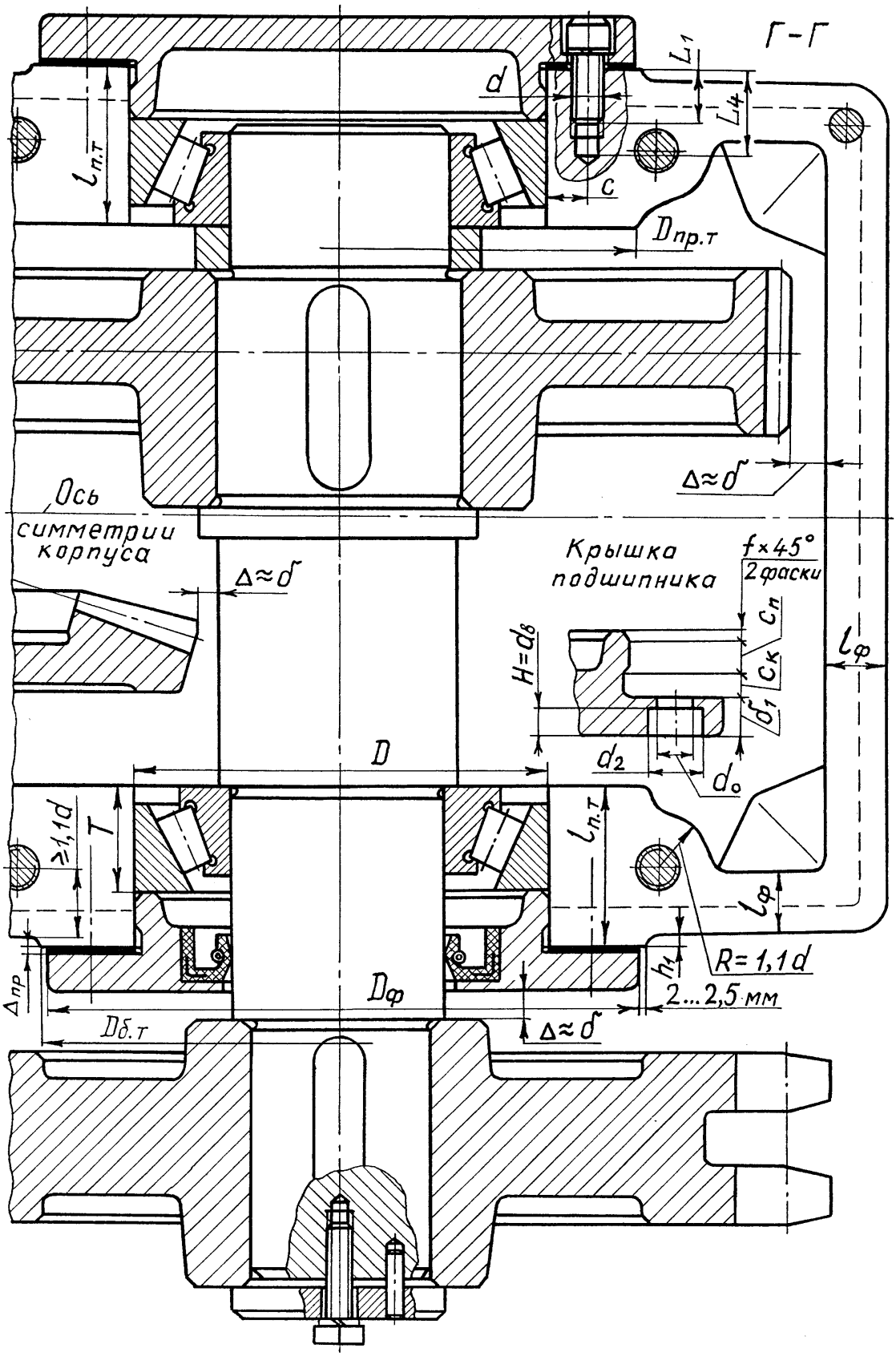


Рис. 7.4 (продолжение 4)

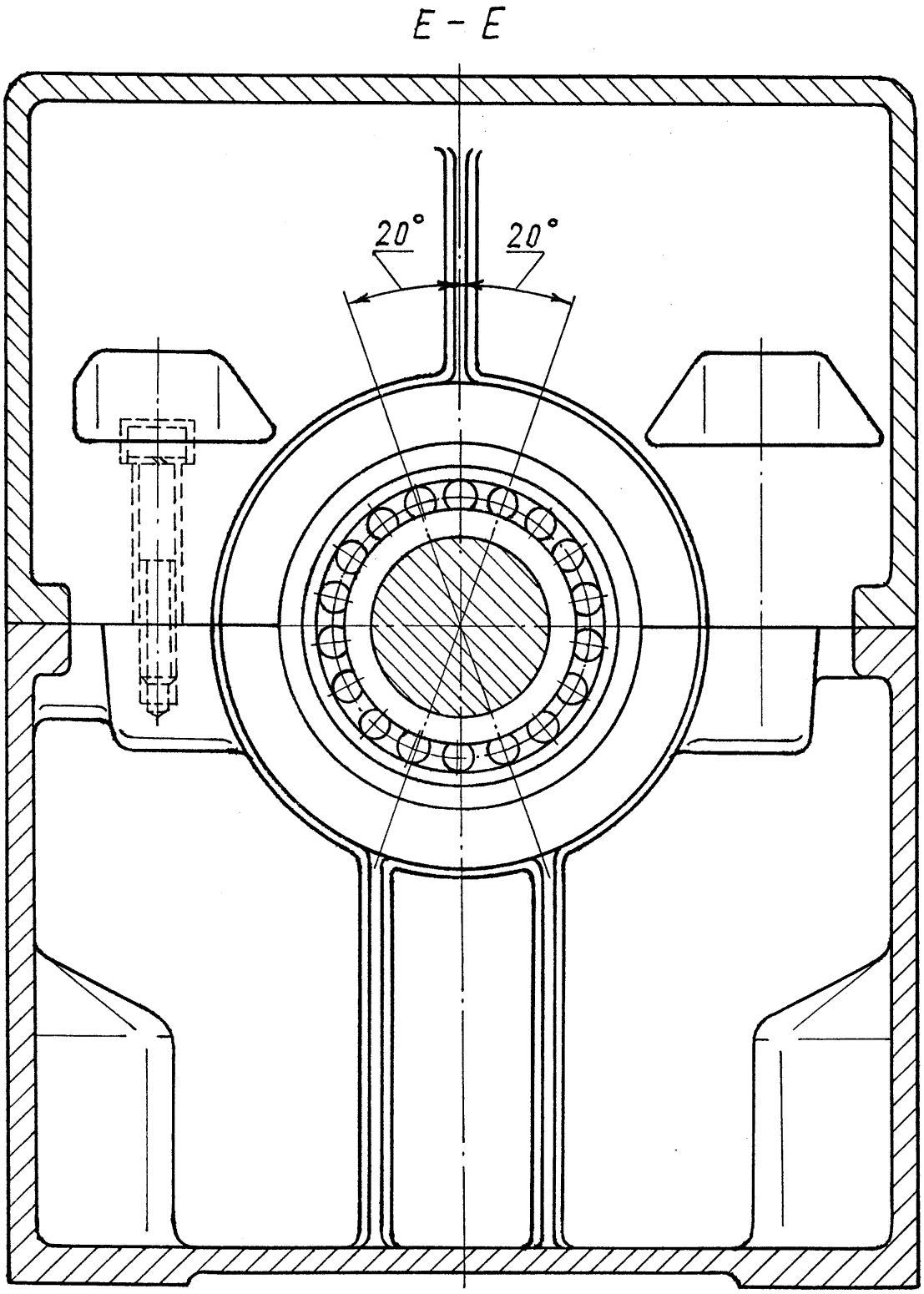


Рис. 7.4 (продолжение 5)

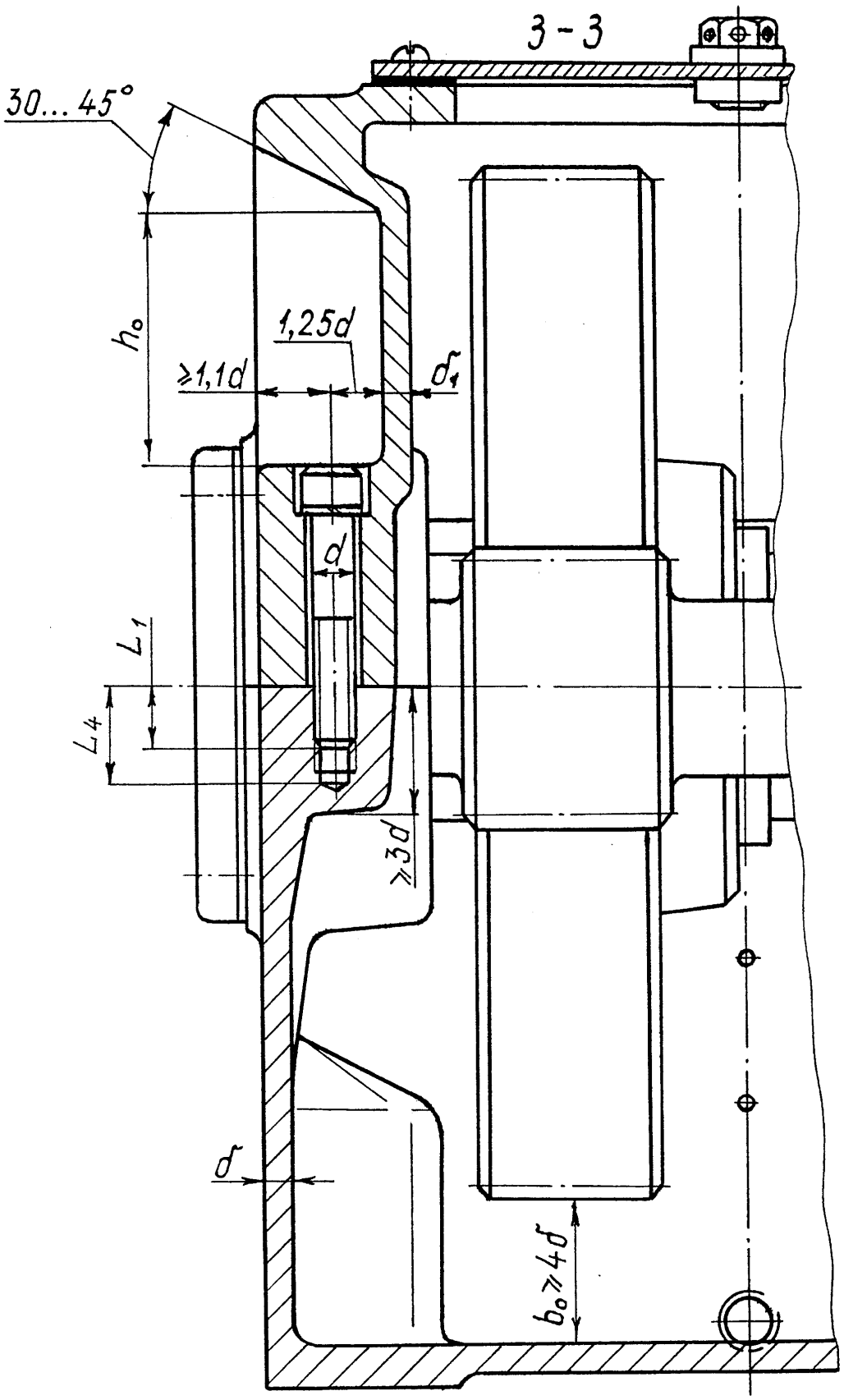


Рис. 7.4 (продолжение 6)

$$D_{пр} = 1{,}25D + 10 \text{ мм.}$$

Определим размер $D_{пр}$ для подшипниковых гнёзд валов редуктора (рис. 7.4):

а) быстроходного вала [рис. 7.4 (продолжение 2)]

$$D_{пр.Б} = D'_{пр} = 1{,}25D_a + 10 = 1{,}25 \cdot 126 + 10 = 168 \text{ мм;}$$

б) промежуточного вала [рис. 7.4 (продолжение 3)]

$$D_{пр.П} = 1{,}25D + 10 = 1{,}25 \cdot 85 + 10 = 116 \text{ мм;}$$

в) тихоходного вала [рис. 7.4 (продолжение 4)]

$$D_{пр.Т} = 1{,}25D + 10 = 1{,}25 \cdot 140 + 10 = 185 \text{ мм.}$$

Размер прилива (бобышки) $D_б$ со стороны установки крышки подшипника определяют только в случае применения привертных крышек по формуле

$$D_б = D_ф + (4...5) \text{ мм,}$$

где $D_ф$ - диаметр фланца соответствующей крышки.

При использовании закладных крышек

$$D_б = D_{пр}.$$

Размеры приливов $D_б$ со стороны крышек соответствующего вала [рис. 7.4 (продолжения 2…4)]:

$$D_{б.Б} = D_{ф.кр} + (4…5) = 166 + (4…5) = 170…171 \text{ мм,}$$

принимаем $D_{б.Б} = 171$ мм;

$$D_{б.П} = D_ф + (4…5) = 118 + (4…5) = 122…123 \text{ мм,}$$

принимаем $D_{б.П} = 123$ мм;

$$D_{б.Т} = D_ф + (4…5) = 182 + (4…5) = 186…187 \text{ мм,}$$

принимаем $D_{б.Т} = 187$ мм.

Определим длины подшипниковых гнёзд $l_п$.

Определение начинаем с подшипниковых гнёзд тихоходного вала, где установлены подшипники наибольшей ширины [см. рис. 7.4. (продолжение 4)].

Тогда

$$\boldsymbol{l}_{п.т} = T + f + c_n + c_k - \Delta_{пр} = 28{,}5 + 4 + 10 + 8 - 1{,}5 = 49 \text{ мм,}$$

где T – ширина подшипника тихоходного вала; f - размер фаски по торцам крышки (см. табл. 2П.3 приложения 2П), для D = 140 мм f = 4 мм; c_n , c_k и $\Delta_{пр}$ - см. размеры крышки тихоходного вала.

Для промежуточного вала принимаем $\boldsymbol{l}_{п.п} = \boldsymbol{l}_{п.т} = 49$ мм [см. рис. 7.4 (продолжение 3)], т.е. глубина подшипникового гнезда будет такой же, как и для тихоходного вала. Учитывая, что ширина подшипника для промежуточного вала меньше ширины подшипника тихоходного вала и составляет T = 21 мм (подшипник № 7209А), предусматриваем в подшипниковых гнездах промежуточного вала установку кольца между крышкой и подшипником.

Для быстроходного вала длина прилива $\boldsymbol{l}_{п.Б}$ [см. рис. 7.4 (продолжение 2)], в котором устанавливается стакан с коническими роликоподшипниками, принимается конструктивно с учётом ранее установленного расстояния $\boldsymbol{l}_т$ между торцами наружных колец подшипников.

5.Крепление крышки к нижней части корпуса редуктора

Для соединения крышки с нижней частью корпуса редуктора используем винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением “под ключ” класса точности А (ГОСТ 11738-84, см. табл. 2П.33 приложения 2П). Применение данных винтов обеспечивает наименьшую ширину фланца. При этом винты (а также болты, если их используют) должны быть класса прочности не менее 6.6.

В разрабатываемой конструкции стяжные винты размещаем в специально выполненных в крышке редуктора нишах, размеры которых даны в табл.3П.10 приложения 3П. Винт заворачивают в резьбовое отверстие, выполненное в нижней части корпуса.

Исходя из межосевого расстояния тихоходной ступени редуктора $a_{wT} = 210$ мм по табл. 3П.8 приложения 3П принимаем диаметр резьбы d стяжного винта М14, а также другие размеры, зависящие от данного диаметра : d_2 = 24 мм; t_1 = 18 мм; d_0 = 16 мм.

Примечание. Выбор диаметра d стяжного винта для других типов редукторов (цилиндрических, червячно-цилиндрических и т.п.) также проводится исходя из межосевого расстояния тихоходной ступени.

С целью увеличения жесткости соединения стяжной винт стараются приблизить на минимальное расстояние к отверстию под подшипник. Учитывая, что привертные крышки также крепятся к корпусу винтами, минимальное расстояние между стенками близко расположенных отверстий должно составлять величину $k \geq 3…5$ мм [см. рис. 7.4 и рис. 7.4 (продолжение 1)], а также табл. 3П.2 приложения 3. Для закладных крышек величину k выдерживают между стенками отверстий диаметрами D_p и d_0 (см.табл.3П.2 приложения 3П).

Стяжной винт, расположенный между подшипниковыми гнёздами, устанавливают посередине отверстий под подшипники.

Если боковая сторона редуктора имеет значительную длину, то на фланцах меньшей толщины также устанавливают стяжные винты такого же диаметра d, располагая их друг от друга на расстоянии $(10…12)d$. Размеры винтов (болтов) в данном случае принимают по табл. 3П.9 приложения 3П.

Обычно стяжные винты (болты) располагают преимущественно по продольным сторонам корпуса. Однако для коническо-цилиндрических редукторов их в обязательном порядке следует устанавливать на поперечной стороне вблизи стакана с коническими подшипниками вала конической шестерни [см. рис. 7.3 (продолжение 2) и рис. 7.4 (продолжение 2)]. На поперечной стороне корпуса устанавливают стяжные винты в соосных редукторах (см. табл. 3П.3 приложения 3П), а также в червячно-цилиндрических с раздвоенной тихоходной ступенью. Такая установка возможна и для других конструкций редукторов (см. рис. 4.10, 4.20, 4.34, а также табл. 3П.4 приложения 3П).

Высоту прилива h' [см. рис. 7.4 и рис. 7.4 (продолжение 1)] под стяжной винт вблизи подшипникового гнезда выбирают такой, чтобы на плоской опорной поверхности прилива крышки можно было разместить головку винта. При

этом вблизи подшипниковых гнёзд высота h' для всех стяжных винтов принимается одинаковой и равной максимальному значению.

6.Фиксирование крышки относительно нижней части корпуса

При сборке редуктора необходимо точно фиксировать положение крышки относительно нижней части корпуса. Такое фиксирование достигается штифтами, диаметр $d_{шт}$ которых выбирают по соотношению

$$d_{шт} = (0{,}7\ldots0{,}8)d,$$

где d - диаметр стяжного винта у подшипниковых гнёзд.

Чаще всего применяют два конических штифта с внутренней резьбой (ГОСТ 9464-79), которые устанавливают на максимальном расстоянии друг от друга (обычно по срезам углов, см. рис. 7.1, *в, д* , рис. 7.3 и табл. 3П.14 приложения 3П). Находит также применение фиксирование крышки четырьмя цилиндрическими штифтами (ГОСТ 3128-70), поставленными по одному в стык корпуса со стороны каждой стенки (табл. 3П.14 приложения 3П).

Размеры конических штифтов с внутренней резьбой (ГОСТ 9464 -79) приведены в табл. 2П.26 приложения 2П, цилиндрических (ГОСТ 3128-70) – в табл. 2П.27 приложения 2П.

В проектируемом редукторе крышку корпуса относительно его нижней части фиксируем двумя коническими штифтами с внутренней резьбой, диаметр $d_{шт}$ которых составляет $d_{шт} = (0{,}7...0{,}8)\cdot 14 = 9{,}8...11{,}2$ мм.

По табл. 2П.26 приложения 2П принимаем $d_{шт}$ = 10 мм (в табл. 2П.26 диаметр штифта обозначен d).

Установим длину штифта *l*. На основании рекомендаций, приведенных в табл. 3П.14 приложения 3П и в соответствии с рис. 7.4 и рис. 7.4 (продолжение 1) необходимая длина штифта

$$l > 3{,}5d_{шт} = 3{,}5\cdot 10 = 35 \text{ мм}.$$

По табл. 2П.26 приложения 2П принимаем l = 40 мм. Обозначение штифта:

Штифт 2.10×40 ГОСТ 9464-79.

7.Конструирование опорной части корпуса

Опорная часть корпуса предназначена для крепления редуктора к раме и выполняется в виде платиков в пределах габарита корпуса по одному из вариантов, представленных на рис. 7.5.

Диаметр $d_ф$ болтов для крепления корпуса редуктора к раме (фундаментных болтов) и их число n принимают по табл. 3П.11 приложения 3П. Места крепления корпуса к раме или плите оформляют в виде ниш, расположенных по углам корпуса, размеры которых также приведены в табл. 3П.11.

В проектируемом редукторе:

$$d_ф = 1{,}25d = 1{,}25\cdot 14 = 17{,}5 \text{ мм}.$$

По табл. 2П.29 приложения 2П принимаем $d_ф$ М18.

Число фундаментных болтов n = 4 при $a_{wT} <$ 250 мм.

Размеры конструктивных элементов указаны на рис. 7.4 (продолжение 1). Форма опорных платиков принята по варианту, представленному на рис. 7.5, *а*.

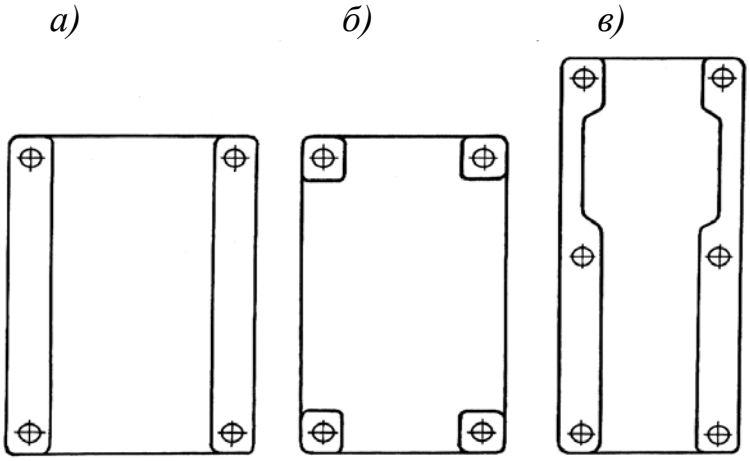


Рис. 7.5

Следует отметить, что широкое применение находит крепление редуктора к раме снизу (см. табл. 3П.12 приложения 3П).

8.Проушины

Проушины предназначены для подъёма крышки корпуса и собранного редуктора. Их отливают заодно с крышкой. В ряде конструкций предусматривают проушины в нижней части корпуса. Варианты конструктивного исполнения проушин крышки и нижней части корпуса приведены в табл. 3П.15 приложения 3П.

В проектируемом редукторе предусматриваем проушины, отлитые заодно с крышкой [см. рис. 7.4 и рис. 7.4 (продолжение 1)].

9.Крышки люков

Для контроля сборки и наблюдения за зацеплением передач при эксплуатации редуктора в конструкции корпуса предусматривают люк. Люк выполняют чаще всего прямоугольной формы и закрывают плоской или штампованной крышкой (табл. 3П.16 приложения 3П) такой же формы. Для удобства осмотра люк располагают на верхней части крышки корпуса редуктора, что позволяет использовать его для заливки масла. Под крышку в обязательном порядке следует поставить уплотняющие прокладки из картона (толщиной 1…1,5 мм) или резины (толщиной 2…3 мм), что предотвращает попадание пыли внутрь корпуса.

Нередко с крышкой совмещают пробку-отдушину, варианты конструктивного исполнения которой, а также её установку в крышке см. табл. 3П.16 приложения 3П.

В проектируемом редукторе предусматриваем в крышке корпуса люк прямоугольной формы размерами 310х210 мм, который закрывает плоская крышка из листа такой же формы с размерами 350х250 мм.

Толщина крышки

$$\delta_k = (0{,}010...0{,}012)L = (0{,}010...0{,}012)\cdot 350 = 3{,}5...4{,}2 \text{ мм.}$$

Принимаем $\delta_k = 4$ мм.

Крышку крепим винтами $n_в \approx \delta_1 = 6$ мм. Принимаем винт М6 длиной $l = 16$ мм (табл. 2П.34 приложения 2П). Обозначение принятого винта класса точности В, класса прочности 5.6 с покрытием 05: Винт В.М6-6g×16.56.05 ГОСТ 1491-80.

Шаг расположения винтов

$$t = (12...15)d_в = (12...15)\cdot 8 = 96...120 \text{ мм}.$$

Принимаем число винтов $n_в$= 10.

В крышке люка предусматриваем пробку-отдушину [см. рис. 7.3 и рис 7.3 (продолжение 1)].

10.Смазывание. Смазочные устройства

При проектировании привода смазыванию подлежат передачи (кроме ременных) и подшипники. Цель смазывания – защита от коррозии, снижение интенсивности износа трущихся поверхностей, отвод тепла и продуктов износа от контактируемых поверхностей, а также снижение шума.

Смазывание зубчатых и червячных передач. Для смазывания закрытых зубчатых и червячных передач широко используют картерную систему смазки – окунание зубьев зубчатых колёс в масло, залитое в корпус. Данный способ применяется при окружных скоростях до 12,5 м/с. Для червячных передач с цилиндрическим червяком данный способ допустим до скорости скольжения $\upsilon_S \le 10$ *м/с* независимо от того, окунается в масло червяк или червячное колесо.

При картерном смазывании достаточно, чтобы в масло погружалось только одно зубчатое колесо из смазываемой пары.

Глубину погружения в масло рекомендуется принимать:

а) для цилиндрических зубчатых колёс – две высоты зубьев, но не менее 10 мм и не более $0{,}25d_2$. При этом в двухступенчатой цилиндрической горизонтальной передаче при окружной скорости тихоходной ступени $\upsilon \ge 1$ *м/с* достаточно погрузить в масло только колесо тихоходной ступени (колесо быстроходной ступени допускается не погружать). Если для тихоходной ступени $\upsilon < 1$ *м/с*, в масло необходимо погружать колёса обеих ступеней. В соосных горизонтальных цилиндрических редукторах в масло погружают колёса, а не шестерни, каждой ступени. Для двухступенчатых цилиндрических передач с валами, расположенными в вертикальной плоскости, с целью смазывания выше расположенной над масляной ванной ступени, предусматривают установку специальных смазочных колёс (допускается их выполнение из полимерных материалов, см. рис. 4.43);

б) в коническо-цилиндрических двухступенчатых редукторах в масло погружают зубья конического колеса на всю длину зуба независимо от окружной скорости υ тихоходной цилиндрической ступени;

в) в червячных передачах с нижним расположением червяка его погружают в масло не глубже высоты витка, при этом желательно, чтобы уровень масла не превышал центра нижнего тела качения подшипника (шарика или ролика). Если уровень масла окажется выше центра нижнего тела качения подшипника, тогда уровень масла понижают до центра нижнего тела качения. Но так как в таком случае червяк окажется погруженным не на всю высоту витка или даже

может быть не погруженным в масло, с целью обеспечения нормальной смазки червячного зацепления на валу червяка устанавливают разбрызгиватели. Следует отметить, что ряд исследователей, например [1], допускают максимальное погружение червяка в масло на глубину до $0{,}5d_1$ (при низкой частоте вращения и работе с перерывами). При боковом или верхнем расположении червяка в масло будет погружено только червячное колесо. При этом минимальная глубина его погружения рекомендуется не менее $2{,}2m$, максимальная – не более $2{,}2m + 0{,}25d_2$;

г) в открытых передачах при окружной скорости до 4 м/с наибольшее распространение получило смазывание пластичными смазками, которые наносят на зубья через определённые промежутки времени.

Смазывание подшипников качения. Уплотнения. В проектируемых приводах для смазывания подшипников рекомендуется применять жидкие масла и пластичные смазки.

При картерном способе смазывания подшипники обычно смазываются за счёт разбрызгивания масла зубчатыми колёсами, образования масляного тумана и попадания масла в подшипники за счёт стекания его с валов и стенок корпуса. Однако надёжная смазка разбрызгиванием возможна при окружной скорости погруженного в масло колеса $\upsilon \geq 1$ *м*/*с*. При $\upsilon < 1$ *м*/*с* смазка разбрызгиванием невозможна. Тогда подшипники смазывают пластичным смазочным материалом. В этом случае полость подшипника должна быть отделена от внутренней части корпуса, а свободное пространство внутри подшипникового узла заполнено смазочным материалом. Изолирование подшипникового узла от внутренней полости редуктора необходимо по причине возможного вытекания внутрь корпуса разогретой при работе узла пластичной смазки, а также возможного её вымывания жидким маслом, применяемым для смазывания зацепления. Для этой цели в подшипниковом узле используют так называемые внутренние уплотнения: мазеудерживающие кольца или стальные уплотнительные шайбы.

Мазеудерживающее кольцо имеет на наружной поверхности от двух до четырёх канавок треугольного сечения (рис.7.6) и вращается вместе с валом. Зазор между кольцом и корпусом редуктора (или стаканом) составляет 0,1…0,3 мм и на чертежах не показывается. Наружная поверхность кольца должна выходить за торец корпуса или стакана на 1…2 мм, что обеспечивает отбрасывание жидкого масла выступающим участком кольца за счёт центробежных сил.

Стальные уплотнительные шайбы обеспечивают надёжную защиту подшипникового узла и получили в настоящее время широкое распространение (см. рис. 7.7). Основные их размеры приведены в табл. 2П.21 приложения 2П.

В качестве наружных уплотнений подшипниковых узлов с выходными концами валов используют в основном резиновые армированные манжеты (см. рис. 7.8…7.10). Основные размеры манжет приведены в табл. 2П.10 приложения 2П. Манжету обычно устанавливают открытой стороной внутрь корпуса, обеспечивая тем самым хороший доступ масла к рабочей кромке манжеты. Для предотвращения вытекания масла из корпуса при его высоком уровне рядом ставят

две манжеты (см. рис. 4.43). При высокой запыленности внешней среды устанавливают манжету с пыльником.

Эффективное уплотнение подшипниковых узлов с выходными концами валов может быть создано при использовании комбинированного уплотнения, состоящего из стальной шайбы и щелевого уплотнения (рис. 7.11). Формы канавок щелевых уплотнений приведены на рис. 7.12. Ширину канавки b принимают в зависимости от диаметра вала d (мм):

d ……	св. 20 до 50	св. 50 до 80	св. 80 до 120
b ……	2	3	4

Для того, чтобы в подшипниковый узел извне не могли попасть различные загрязнения, зазор в щелевом уплотнении заполняют пластичной смазкой.

В ряде конструкций шестерня передачи оказывается погружённой в масло, залитое в картер. Выжимаясь из зубчатого зацепления вместе с продуктами износа, оно направляется в подшипник, расположенный рядом с шестерней. В этом случае подшипник от чрезмерного залива маслом должен быть закрыт со стороны корпуса маслозащитной шайбой толщиной 1,2…2,0 мм (рис. 7.8 и 7.9). Если шайба выполняется со ступицей (рис. 7.8), то последняя должна на 2…3 мм перекрывать канавку для выхода шлифовального круга, что обеспечивает центрирование шайбы относительно вала. Если шайба изготовлена из тонкого листового материала (рис. 7.9), то её центрирование обеспечивается с помощью дополнительного кольца, перекрывающего канавку.

Подшипники валов, расположенных в вертикальной плоскости, а также опоры червяка, установленного над колесом, смазывают, как правило, пластичными смазками с установкой внутренних уплотнений.

В проектируемом коническо-цилиндрическом редукторе предусматриваем смазывание зацеплений конической и цилиндрической передач картерным способом. Как уже было указано выше, для коническо-цилиндрического редуктора в масло должны быть погружены зубья конического колеса на всю длину зуба. Из чертежа (см. рис. 7.4) определяем, что при таком погружении в масло конического колеса цилиндрическое колесо тихоходной ступени окажется погруженным на глубину, составляющую $\approx 0{,}23d_{a2}$, что меньше допустимой величины, принимаемой $0{,}25d_2$.

Расстояние между дном корпуса и наружной поверхностью наибольшего по размерам колеса (а это колесо тихоходной ступени) принимаем

$$b_0 \geq 4\Delta = 4 \cdot 9 = 36 \text{ мм},$$

где $\Delta = \delta = 9$ мм.

Учитывая, что в масло будут погружены колеса каждой ступени, при окружных скоростях, которые превышают 1 м/с, будет обеспечено интенсивное разбрызгивание масла, создание масляного тумана и надёжное смазывание подшипников валов. В несколько худших условиях будет находиться подшипник вала конической шестерни со стороны выходного конца вала, как наиболее удалённый от масляной ванны. Для улучшения его смазывания на фланце корпуса в плоскости разъёма выполняем канавки, а на крышке корпуса скосы [(см.

рис. 7.4 (продолжение 2)]. Стекая со стенок крышки корпуса в эти канавки, масло далее через отверстия в стакане будет попадать к данному подшипнику.

В качестве наружных уплотнений подшипниковых узлов быстроходного и тихоходного валов с выходными концами используем резиновые армированные манжеты 1-55×80 и 1-80×105 по ГОСТ 8752-79 (см табл. 2П.10 приложения 2П).

Выбор сорта масла. Сорт масла для смазывания передач рекомендуется выбирать по табл. 7.2 в зависимости от контактного напряжения σ_H и окружной скорости передачи υ. В качестве пластичных смазок для подшипников качения наибольшее распространение получили солидол жировой (ГОСТ 1033-79) и консталин жировой УТ-1 (ГОСТ 1957-73), а также ЦИАТИМ 202 и ЛИТОЛ 24.

Выбираем сорт масла для передач проектируемого редуктора. По табл. 7.2 принимаем масло индустриальное И-Г-А-46. Этим же маслом за счет разбрызгивания будут смазываться и подшипники редуктора.

Таблица 7.2

Рекомендуемые сорта смазочных масел для передач (ГОСТ 17479.4-87)

Передача	Контактные напряжения σ_H, МПа	Окружная скорость зубчатых передач υ, м/с Скорость скольжения червячных передач υ_S, м/с		
		До 2	Св. 2 до 5	св. 5
Зубчатая	До 600	И-Г-А-68	И-Г-А-46	И-Г-А-32
	Св.600 до 1000	И-Г-С-100	И-Г-С-68	И-Г-С-46
	Св. 1000	И-Г-С-150	И-Г-С-100	И-Г-С-68
Червячная	До 200	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100	И-Т-Д-68
	Св. 200 до 250	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100
	Св. 250	И-Т-Д-680	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220

Примечание. В обозначении индустриальных масел: И – индустриальное; Г – для гидравличесних систем; Т - для тяжело нагруженных узлов; А – масло без присадок; С – масло с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками; Д – масло с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противозадирными присадками; число в обозначении – класс кинематической вязкости, который для диапазона кинематической вязкости при $40°C$ в мм^2 /с составляет соответственно: 29…31 – 32, 41…51 – 46; 61…75 – 68; 90…100 – 100; 135…165 – 150; 198…242 – 220; 414…506 – 460; 612…748 – 680.

Контроль уровня масла. Наблюдение за уровнем масла в корпусе редуктора проводится с помощью маслоуказателя.

Широкое распространение получил маслоуказатель с использованием маслосливных пробок с конической резьбой (табл. 3П.17 приложения 3П). При этом используются две маслосливные пробки: одна для контроля за верхним уровнем масла, вторая – за нижним.

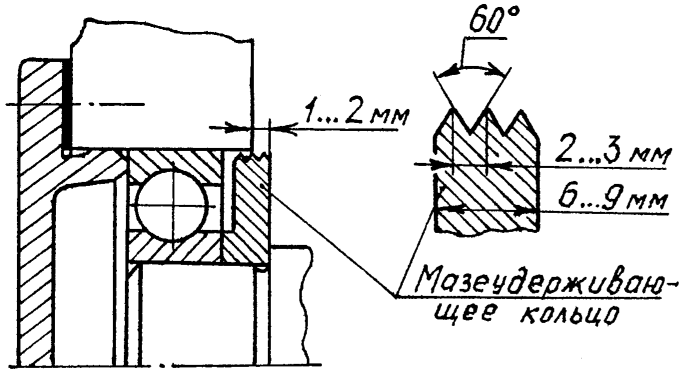


Рис. 7.6

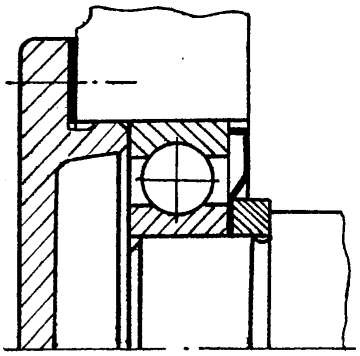


Рис. 7.7

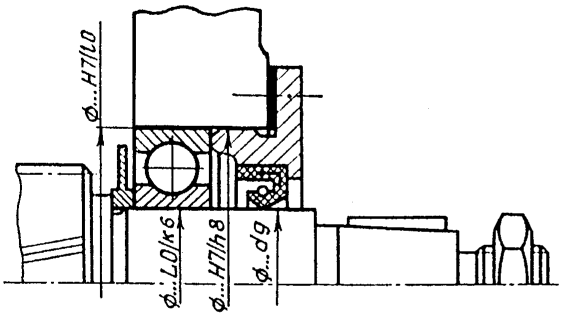


Рис. 7.8

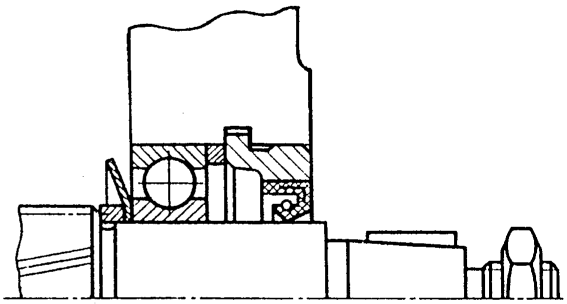


Рис. 7.9

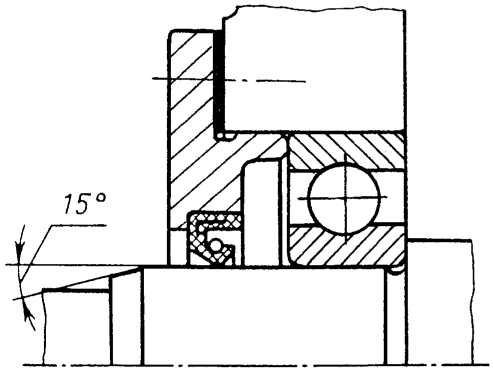


Рис. 7.10

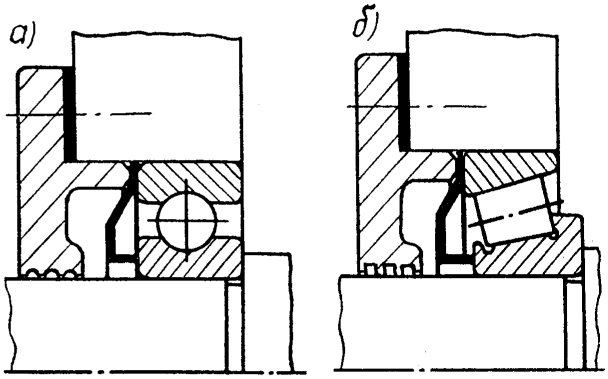


Рис. 7.11

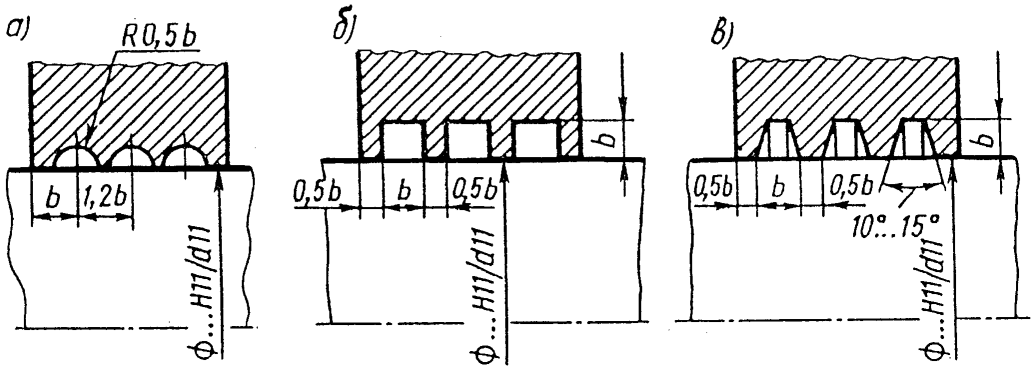


Рис. 7.12

Весьма удобны для осмотра при контроле уровня масла жезловые маслоуказатели (табл. 3П.17 приложения 3П), конструкция которых достаточно проста и надёжна.

Маслоуказатели из прозрачного материала (круглые и удлиненные) удобны для корпусов, расположенных над уровнем пола не менее 400 мм (табл. 3П.18 приложения 3П).

В проектируемом редукторе контроль уровня масла проводим с помощью круглого маслоуказателя из прозрачного материала, размеры которого принимаем по табл. 3П.18 приложения 3П.

Слив масла. С течением времени свойства масла, залитого в корпус, ухудшаются. Это связано с тем, что оно постепенно стареет, загрязняется продуктами износа передач. Поэтому через определённые промежутки времени масло подлежит замене. Для слива отработанного масла в корпусе предусматривают сливное отверстие, закрываемое маслосливной пробкой с цилиндрической или конической резьбой (табл. 3П.17 приложения 3П).

Так как цилиндрическая резьба не обеспечивает надёжное уплотнение, под пробку с цилиндрической резьбой следует устанавливать уплотняющую прокладку (паронит, фибра и др.). Для этой цели используют также кольцо из маслобензостойкой резины, которое следует размещать в углублении, предотвращающем его выдавливание пробкой при её завинчивании.

Коническая резьба обеспечивает герметичное соединение, что не требует дополнительного уплотнения.

В проектируемом редукторе для слива масла предусматриваем сливное отверстие, закрываемое маслосливной пробкой с цилиндрической резьбой М16×1,5 с уплотняющей прокладкой. Размеры маслосливной пробки принимаем по табл. 3П.17 приложения 3П. Так как поверхность нижней части корпуса в месте установки сливной пробки фрезеруется, предусматриваем отделение данного участка внешней поверхности от необрабатываемой на высоту $h_1 \approx 0{,}5\delta$. На такую же высоту отделяется и обрабатываемая поверхность в месте установки круглого маслоуказателя. Для улучшения слива масла у сливного отверстия предусматриваем местное углубление, выполняемое в дне нижней части корпуса.

Глава 8
РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ ВАЛ-СТУПИЦА

Для соединения валов со ступицами деталей (зубчатые и червячные колеса, шкивы ременных передач, звёздочки цепных передач, муфты) применяют шпоночные и шлицевые соединения, а также соединения с натягом, которые препятствуют относительному повороту вала и установленной на нём детали и передают вращающий момент T.

8.1. ШПОНОЧНОЕ СОЕДИНЕНИЕ

Основным элементом данного соединения является шпонка. В индивидуальном и серийном производстве наибольшее распространение получили призматические шпонки со скруглёнными или плоскими торцами. Все размеры шпонок и допуски на них стандартизованы. Стандарт предусматривает для каждого диаметра вала d определенные размеры поперечного сечения шпонки (ширину b и высоту h) и глубины пазов (вала t_1 и ступицы t_2) (см. табл. 2П.9 приложения 2П). Стандартной величиной должна быть и полная длина шпонки l.

При проектных расчетах размеры поперечного сечения шпонки $b \times h$ и глубину паза вала t_1 принимают в зависимости от диаметра ступени вала в месте установки шпонки (для ступеней вала цилиндрической формы и цилиндрических концов валов – по табл. 2П.9 приложения 2П, для конических концов валов – по табл. 2П.2). Полную длину шпонки l принимают на 5…10 мм меньше длины ступицы детали $l_{ст}$ и затем округляют до стандартного размера, указанного в примечании 1 к табл. 2П.9. В качестве расчетной длины шпонки $l_р$ принимают:

а) для исполнения 1 (оба торца шпонки скругленные) $l_p = l - b$;

б) для исполнения 2 (оба торца шпонки плоские) $l_p = l$;

в) для исполнения 3 (один торец шпонки скругленный, второй плоский) $l_p = l - (b/2)$.

При определении $l_р$ принимают стандартное значение полной длины шпонки l.

После этого проверяют условие прочности шпоночного соединения призматической шпонкой по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1) l_p} \leq [\sigma_{см}], \qquad (8.1)$$

где $\sigma_{см}$ – МПа; T – вращающий момент, передаваемый участком вала, где установлена шпонка, Н·м; d – мм (для конического конца вала вместо d подставляют средний диаметр $d_{ср} = d - 0{,}05 l_к$, здесь d – номинальный диаметр вала; $l_к$ – длина конического участка вала по табл.2П.2); h – мм; t_1 - мм (для конического конца вала – в среднем сечении по табл. 2П.2 приложения 2П).

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{см}]$ для неподвижных соединений М.Н. Иванов [3] рекомендует принимать: при переходных посадках $[\sigma_{см}]$ = 80…150 МПа, при посадках с натягом $[\sigma_{см}]$ = 110…200 МПа (большие значения при стальной ступице детали, меньшие – при чугунной). При колебаниях нагрузки $[\sigma_{см}]$ иногда снижают на 20…25 % . В подвижных (в осевом направлении) соединениях с целью предупреждения задира и уменьшения износа рекомендуется $[\sigma_{см}]$ = 20…30 МПа. Следует отметить, что стандартные призматические шпонки изготовляют из чистотянутых стальных прутков – углеродистой или легированной стали с пределом прочности $\sigma_в$ не ниже 500 МПа.

Если по условию (8.1) получилось $\sigma_{см} > [\sigma_{см}]$, то следует увеличить длину ступицы $l_{ст}$. При этом новое значение $l_{ст}$ не должно превышать 1,5d. Если $l_{ст} >$ 1,5d , то шпоночное соединение следует заменить соединением с натягом или шлицевым (при этом сохраняется предварительно принятое значение $l_{ст}$).

Опыт эксплуатации неподвижных шпоночных соединений показал, что их нормальная работа обеспечивается при установке на вал ступицы детали по посадке с натягом. Применение посадки с зазором не допускается. Для коробок передач, корпуса которых не имеют плоскости разъёма по осям валов, с целью облегчения сборки деталей внутри корпуса рекомендуется применять переходные посадки.

При курсовом проектировании для шпоночного соединения призматической шпонкой рекомендуются следующие посадки колёс на валы:

а) цилиндрических прямозубых – H7/p6 (H7/r6);

б) цилиндрических косозубых и червячных – H7/r6 (H7/s6);

в) конических – H7/s6 (H7/t6);

г) коробок передач – H7/k6 (H7/m6);

Посадки без скобок относятся к нереверсивным передачам, посадки в скобках– к реверсивным.

Установка полумуфт, шкивов ременных передач и звёздочек цепных передач на цилиндрические концы валов при шпоночном соединении проводится по следующим посадкам:

а) при нереверсивной работе и умеренной нагрузке ($\tau \leq 15$ МПа) – H7/k6; H7/m6;

б) при реверсивной работе, а также при сильно нагруженных валах ($\tau >$15 МПа) H7/n6.

Посадки призматических шпонок регламентированы ГОСТ 23360-78. Ширину призматической шпонки выполняют по h9. Поля допусков остальных размеров следующие:

а) ширины шпоночного паза вала – P9;

б) ширины шпоночного паза в ступице детали: соединение неподвижное нереверсивной передачи – Js9;соединение неподвижное реверсивной передачи–

P9; соединение подвижное в осевом направлении для любой передачи – D10.

При установке деталей на валы по посадке с натягом в случае использования шпоночного соединения очень трудно совместить шпоночный паз в ступице детали со шпонкой вала. Поэтому для облегчения сборки в данном случае рекомендуется предусматривать направляющий цилиндрический участок вала с допуском по d11 (см. рис. 4.14, *б*). В таком случае путём свободного поворота колеса относительно вала можно предварительно совместить шпоночный паз колеса со шпонкой, а затем напрессовать колесо на вал.

Цилиндрические посадочные поверхности при использовании шпоночного соединения обычно шлифуют, для чего перед упорным буртиком предусматривают канавку для выхода шлифовального круга шириной c_k (см. рис. 4.14, *в*). С целью надёжного прижатия ступицы к упорному буртику длина ступицы детали должна быть больше длины посадочной поверхности вала на величину $c \geq 1$ мм (рис. 4.14, *в*).

Для уменьшения напряжений смятия $\sigma_{см}$ в шпоночном соединении шпонку с закругленными торцами (исполнение 1) можно заменить шпонкой с плоскими торцами (исполнение 2), что увеличивает расчетную длину шпонки l_p. При этом допускается выход шпоночного паза вала на соседние ступени (см. рис. 4.10).

Если на валу предусмотрено несколько шпоночных пазов, то для удобства фрезерования их располагают вдоль одной образующей вала и выполняют одной ширины, принятой по меньшему диаметру вала.

Пример 8.1. Рассчитать шпоночные соединения валов коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора, конструкция которого разработана в примере главы 7.

Решение

Быстроходный (входной) вал

Шпонка установлена только под полумуфтой МУВП на конце входного вала цилиндрической формы. Диаметр вала $d = d_1 = 45$ мм, длина входного конца вала $l_1 = 82$ мм, длина ступицы полумуфты $l_{ст} = l_{цил} = 82$ мм. Для нереверсивной передачи установку полумуфты на вал осуществляем по переходной посадке H7/k6. Полумуфты упругой втулочно-пальцевой муфты МУВП изготовляют из чугуна марки СЧ 20 (ГОСТ 1412-85) или стали 35Л (ГОСТ 977-88). Принимаем материал полумуфт – чугун СЧ 20. Тогда для переходной посадки и чугунной ступицы $[\sigma_{см}] = 80$ МПа.

По табл. 2П.9 приложения 2П для $d = 45$ мм принимаем: $b = 14$ мм; $h = 9$ мм; $t_1 = 5{,}5$ мм. Полная длина шпонки

$$l = l_{ст} - (5\ldots10) = 82 - (5\ldots10) = 77\ldots72 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $l = 70$ мм (см. примечание 1 к табл. 2П.9 приложения 2П).

Расчетная длина шпонки для исполнения 1 (оба торца шпонки скругленные)

$$l_p = l - b = 70 - 14 = 56 \text{ мм}.$$

Тогда расчетные напряжения смятия при вращающем моменте на валу $T = T_I = 125$ Н·м.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1) l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 125}{45(9 - 5{,}5)56} = 28 \text{ МПа},$$

что меньше $[\sigma_{см}] = 80$ МПа.

Промежуточный вал

Шпонка установлена только под коническим колесом, длина ступицы которого составляет $l_{ст} = 55$ мм. Диаметр вала $d = d_k = 48$ мм. Материал ступицы конического колеса с круговыми зубьями – сталь 40Х. Принимаем посадку колеса на вал с натягом H7/s6. Тогда $[\sigma_{см}]$=200 МПа.

По табл. 2П.9 приложения 2П для $d = 48$ мм принимаем : $b = 14$ мм; $h = 9$ мм; $t_1 = 5{,}5$ мм. Полная длина шпонки

$$l = l_{ст} - (5 \ldots 10) = 55 - (5 \ldots 10) = 50 \ldots 45 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $l = 45$ мм с учетом того, что посадочная длина ступени вала будет меньше длины ступицы $l_{ст}$. Тем самым будет обеспечено надежное прижатие ступицы конического колеса к третьей ступени вала распорным кольцом [см. рис. 7.4 (продолжение 3)].

Расчетная длина шпонки для исполнения 1 (оба торца шпонки скругленные)

$$l_p = l - b = 45 - 14 = 31 \text{ мм}.$$

Тогда расчетные напряжения смятия при вращающем моменте на промежуточном валу $T = T_{II} = 381$ Н·м

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1) l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 381}{48(9 - 5{,}5)31} = 146 \text{ МПа},$$

что меньше $[\sigma_{см}] = 200$ МПа.

Тихоходный (выходной) вал

Шпонки установлены на конце вала под ступицей ведущей звездочки цепной передачи и под цилиндрическим косозубым колесом.

Рассмотрим шпоночное соединение ведущей звездочки. Диаметр вала $d = d_T = 70$ мм, длина конца вала $l_т = 105$ мм, форма конца вала – цилиндрическая. Длина ступицы ведущей звездочки $l_{ст} = 107$ мм. Тогда для переходной посадки H7/k6 (передача нереверсивная) и стальной ступицы $[\sigma_{см}] = 150$ МПа.

По табл. 2П.9 приложения 2П для $d = 70$ мм принимаем: $b = 20$ мм; $h = 12$мм; $t_1 = 7{,}5$ мм. Полная длина шпонки

$$l = l_{ст} - (5 \ldots 10) = 107 - (5 \ldots 10) = 102 \ldots 97 \text{мм}.$$

Принимаем стандартное значение $l = 100$ мм (см. примечание 1 к табл. 2П.9 приложения 2П).

Расчетная длина шпонки $l_р$ для исполнения 1 (оба торца шпонки скругленные)

$$l_p = l - b = 100 - 20 = 80 \text{ мм}.$$

Тогда расчетные напряжения смятия при вращающем моменте на тихоходном валу $T = T_{III}$ = 1421 Н·м

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1421}{70(12 - 7{,}5)80} = 113 \text{ МПа},$$

что меньше $[\sigma_{см}]$ = 150 МПа.

Рассмотрим шпоночное соединение цилиндрического косозубого колеса. Диаметр вала $d = d_5$ = 85 мм. Длина ступицы $l_{ст}$ = 100 мм. Материал ступицы – сталь 40Х. Тогда для посадки с натягом Н7/r6 и стальной ступицы $[\sigma_{см}]$ = 200 МПа.

Как уже указывалось выше, в случае выполнения на валу нескольких шпоночных пазов с целью удобства фрезерования их располагают вдоль одной образующей вала и выполняют одной ширины, принятой по меньшему диаметру вала со шпонкой. Таким образом, предполагаем установку под цилиндрическим косозубым колесом шпонки такого же поперечного сечения, что и под ведущей звездочкой: b = 20 мм; h = 12 мм; t_1 = 7,5 мм. Полная длина шпонки при $l_{ст}$ = =100 мм

$$l = l_{ст} - (5\ldots10) = 100 - (5\ldots10) = 95\ldots90 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение l = 90 мм (см. примечание 1 к табл. 2П.9 приложения 2П).

Расчетная длина шпонки $l_р$ для исполнения 1 (оба торца шпонки скругленные)

$$l_p = l - b = 90 - 20 = 70 \text{ мм}.$$

Тогда расчетные напряжения смятия при $T = T_{III}$ = 1421 Н·м

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1)l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1421}{85(12 - 7{,}5)70} = 106 \text{ МПа},$$

что меньше $[\sigma_{см}]$ = 200 МПа.

8.2. СОЕДИНЕНИЕ С НАТЯГОМ

Соединение с натягом получило в последнее время широкое распространение. Ряд литературных источников данное соединение называют прессовым или соединением с гарантированным натягом.

В соединении с натягом отсутствуют шпонки и пазы в сопряженных деталях, что исключает ослабление вала шпоночным пазом. Это соединение нечувствительно к реверсивным нагрузкам, обеспечивает хорошее базирование, отличается простотой и технологичностью. Недостаток соединения – широкое рассеивание значений коэффициента трения и натяга.

Методику расчета соединения с натягом, суть которого сводится к подбору посадки с натягом, рассмотрим на конкретном примере.

Пример 8.2. Рассчитать соединение с натягом цилиндрического косозубого колеса, установленного на тихоходном (выходном) валу редуктора по следующим исходным данным:

а) вращающий момент на колесе T= 1421 Н·м;

б) диаметр соединения (посадочной поверхности) d = 90 мм; диаметр ступицы $d_{ст}$=140мм; длина ступицы $l_{ст}$=100 мм;

в) диаметр отверстия пустотелого вала d_1, мм (так как тихоходный вал в месте установки колеса выполнен сплошным, принимаем d_1 = 0);

г) условный наружный диаметр охватывающей детали d_2, мм (так как цилиндрическое косозубое колесо имеет ступицу диаметром $d_{ст}$= 140 мм, то d_2 = $d_{ст}$=140 мм); если колесо выполнено без ступицы в виде диска, как показано на рис. 5.1, *а*, то под размером d_2 в данном случае понимают делительный диаметр зубчатого зацепления для цилиндрического колеса и средний делительный диаметр – для конического;

д) длина сопряжения (посадочной поверхности) l = 90 мм(при длине ступицы цилиндрического косозубого колеса $l_{ст}$ = 100 мм и с учетом размеров двух канавок для выхода шлифовального круга, каждая из которых имеет ширину c_k= 5 мм);

е) материал охватываемой детали (вала) – сталь 45 (σ_{T1} = 550 МПа при диаметре заготовки не более 120 мм и твердости не ниже 240 НВ);

ж) материал охватывающей детали (ступицы колеса) – сталь 40Х (σ_{T2} = 750 МПа);

з) выходной конец вала нагружен консольной нагрузкой (ведущая звездочка цепной передачи).

Порядок расчета

1. Выбор коэффициента запаса сцепления деталей. Для уменьшения влияния контактной коррозии в соединениях с натягом предусматривают определенный коэффициент запаса сцепления колеса с валом k в зависимости от того, есть на данном валу консольные нагрузки или нет:

а) конец вала нагружен консольной нагрузкой: k = 3 – на конце вала установлена полумуфта; k = 4 – на конце вала установлен шкив ременной передачи; k = 3,5 – на конце вала установлена звездочка цепной передачи;

б) на валу отсутствует консольная нагрузка (промежуточные валы) – k = 4,5.

В нашем примере цилиндрическое косозубое колесо установлено на тихоходном валу, выходной конец которого нагружен консольной нагрузкой, создаваемой ведущей звездочкой цепной передачи. Поэтому коэффициент запаса сцепления принимаем k = 3,5.

2. Выбор коэффициентов трения. Сборку соединения с натягом выполняют одним из трех способов: прессованием, температурным деформированием (нагревом колеса) и охлаждением вала.

В нашем примере рассмотрим два способа сборки, получивших наибольшее распространение: сборка прессованием и сборка температурным деформированием. Для стальных колеса и вала по табл. 8.1 выбираем коэффициенты трения: при сборке прессованием f = 0,08, при сборке температурным деформированием f = 0,14.

Таблица 8.1

Коэффициент трения f

Материал деталей соединения	При сборке	
	Прессованием	Температурным деформированием
Сталь – сталь	0,08	0,14
Сталь – чугун	0,08	0,14

3. Определение среднего контактного давления на посадочной поверхности. Основной нагрузкой при расчете среднего контактного давления p П. Ф. Дунаев и О. П. Леликов [1] рекомендуют считать только вращающий момент на колесе и не принимать во внимание осевую силу F_a , действующую в зацеплении. Это связано с тем, что влияние этой силы весьма мало. Так, например, при её учете величина p увеличивается для цилиндрических и червячных колес в $\approx$ 1,005 раза, а для конических колес с круговым зубом в $\approx$ 1,02 раза.

Среднее контактное давление рассчитывают по формуле

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 kT}{\pi d^2 lf} , \qquad (8.1)$$

где p – МПа ; T - Н·м; d, l - мм.

Тогда по формуле (8.1):

а) сборка прессованием

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 3{,}5 \cdot 1421}{3{,}14 \cdot 90^2 \cdot 90 \cdot 0{,}08} = 54{,}3 \text{ МПа};$$

б) сборка температурным деформированием

$$p = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 3{,}5 \cdot 1421}{3{,}14 \cdot 90^2 \cdot 90 \cdot 0{,}14} = 31 \text{ МПа}.$$

4. Определение коэффициентов жесткости c_1 и c_2. Для обоих видов сборки:

$$c_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 = \frac{90^2 + 0}{90^2 - 0} - 0{,}3 = 0{,}7;$$

$$c_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{140^2 + 90^2}{140^2 - 90^2} + 0{,}3 = 2{,}7;$$

где μ_1 и μ_2 - коэффициенты Пуассона охватываемой и охватывающей деталей: для стали μ = 0,3; для чугуна μ = 0,25.

5. Определение деформации деталей. Деформация деталей определяется по формуле

$$\Delta = pd \cdot 10^3 \, (c_1 / E_1 + c_2 / E_2), \quad (8.2)$$

где Δ - мкм; p –МПа ; d – мм; E_1 , E_2 - модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей: для стали $E = 2{,}1 \cdot 10^5$ МПа ; для чугуна $E = 0{,}9 \cdot 10^5$ МПа.

Тогда по формуле (8.2):

а) сборка прессованием

$$\Delta = 54{,}3 \cdot 90 \cdot 10^3 \, [0{,}7/(2{,}1 \cdot 10^5) + 2{,}7/(2{,}1 \cdot 10^5)] = 78{,}68 \text{ мкм};$$

б) сборка температурным деформированием

$$\Delta = 31 \cdot 90 \cdot 10^3 \, [0{,}7/(2{,}1 \cdot 10^5) + 2{,}7/(2{,}1 \cdot 10^5)] = 44{,}92 \text{ мкм}.$$

6. Определение поправки на обмятие микронеровностей. Предварительно предполагаем, что точность изготовления вала и отверстия в ступице колеса будет соответствовать 7-му квалитету. Тогда по табл. 8.2 для данного квалитета среднее арифметическое отклонение профиля поверхности Ra: вала Ra_1=1,6 мкм; отверстия Ra_2= 1,6 мкм.

Поправка на обмятие микронеровностей для обоих видов сборки

$$u = 5{,}5(Ra_1 + Ra_2) = 5{,}5(1{,}6 + 1{,}6) = 17{,}6 \text{ мкм}.$$

7. Определение минимального натяга (мкм), требуемого для передачи вращающего момента.

$$[N]_{min} = \Delta + u. \quad (8.3)$$

Тогда по формуле (8.3):

а) сборка прессованием

$$[N]_{min} = 78{,}68 + 17{,}6 = 96 \text{ мкм};$$

б) сборка температурным деформированием

$$[N]_{min} = 44{,}92 + 17{,}6 = 63 \text{ мкм}.$$

Таблица 8.2

Шероховатость *Ra* для посадочных поверхностей отверстий и валов

Интервалы размеров, мм	Отверстие			Вал		
	Квалитеты					
	6, 7	8	9	6, 7	8	9
	Ra, мкм					
Свыше 18 до 50	0,8	1,6	3,2	0,8	0,8	1,6
Свыше 50 до 120	1,6	1,6	3,2	1,6	3,2	3,2
Свыше 120 до 500	1,6	3,2	3,2	1,6	3,2	3,2

8. Определение максимальной деформации, допускаемой прочностью деталей. Максимальное давление, допускаемое прочностью охватываемой детали (т.е. вала) для обоих видов сборки определяется по формуле

$$[p]_{max1} = 0{,}5\ \sigma_{T1}\ [1 - (d_1/d)^2]\ . \qquad (8.4)$$

Для сплошных валов

$$[p]_{max1} = \sigma_{T1} = 550 \text{ МПа}.$$

Максимальное давление, допускаемое прочностью охватывающей детали (ступица колеса) для обоих видов сборки определяется по формуле

$$[p]_{max2} = 0{,}5\ \sigma_{T2}\ [1 - (d/d_2)^2] = 0{,}5 \cdot 750\ [1 - (90/140)^2] \ = 220 \text{ МПа}\ . \qquad (8.5)$$

Максимально допускаемая деформация деталей (мкм)

$$[\Delta]_{max} = [p]_{max}\ (\Delta/p). \qquad (8.6)$$

В формулу (8.6) подставляют меньшее из $[p]_{max1}$ и $[p]_{max2}$.

Тогда при $[p]_{max} = [p]_{max2}$ по формуле (8.6):

а) сборка прессованием

$$[\Delta]_{max} = 220\ (78{,}68 / 54{,}3) = 319 \text{ мкм};$$

б) сборка температурным деформированием

$$[\Delta]_{max} = 220(44{,}92/31) = 319 \text{ мкм}.$$

9. Максимальный натяг, допускаемый прочностью деталей (мкм).

$$[N]_{max} = [\Delta]_{max} + u. \qquad (8.7)$$

Тогда по формуле (8.7):

а) сборка прессованием

$$[N]_{max} = 319 + 17{,}6 = 337 \text{ мкм};$$

б) сборка температурным деформированием

$$[N]_{max} = 319 + 17{,}6 = 337 \text{ мкм}.$$

10. Выбор посадки. По табл. 8.3 выбирают соответствующую посадку для которой выполняется условие:

$$N_{min} \geq [N]_{min}\ ; \qquad (8.8)$$
$$N_{max} \leq [N]_{max}\ ,$$

где N_{min} , N_{max} - табличные значения (мкм) минимального и максимального натягов для принятой посадки.

По табл. 8.3 принимаем, что при сборке прессованием условию (8.8) удовлетворяет посадка H7/u7, для которой N_{min} = 99мкм, N_{max} = 149 мкм.

При сборке температурным деформированием условию (8.8) удовлетворяет посадка H7/t6, для которой N_{min} = 64 мкм, N_{max} = 105 мкм.

Следует отметить, что в табл. 8.3 в рамках даны посадки, предпочтительно рекомендуемые к применению, двумя чертами подчеркнуты рекомендуемые посадки. Однако при расчетах допускается выбор посадок H7/s7 и H8/za8, не входящих в число рекомендуемых.

11. Определение силы запрессовки при сборке прессованием. Сила запрессовки для выбранной посадки (Н)

$$F_n = \pi dl\, p_{max}\, f_n\ , \qquad (8.9)$$

где p_{max} - давление от натяга N_{max} выбранной посадки; $p_{max} = (N_{max} - u)p/\Delta$; f_n - коэффициент сцепления при прессовании, который рекомендуется принимать в

зависимости от материалов охватываемой и охватывающей деталей : сталь – сталь $f_n = 0{,}20$; сталь- чугун - $f_n = 0{,}14$.

Для выбранной посадки H7/u7 при $N_{max} = 149$ мкм

$$p_{max} = (N_{max} - u)p/\Delta = (149 - 17{,}6)\ 54{,}3/78{,}68 = 91 \text{ МПа}.$$

Тогда по формуле (8.9) при $f_n = 0{,}20$:

$$F_n = 3{,}14 \cdot 90 \cdot 90 \cdot 91 \cdot 0{,}20 = 462899 \text{ Н}.$$

Таблица 8.3

Посадки с натягом

Интервалы диаметров свыше…до (мм)	Значение натягов N_{min} / N_{max} (мкм)										
	Обозначение посадки										
	H7/p6	H7/r6	H8/s7	H7/s6	H7/s7	H7/t6	H8/u8	H7/u7	H8/x8	H8/z8	H8/za8
30…40	7/36	15/44	13/59	24/53	25/61	29/58	32/88	42/78	52/107	84/140	120/175
40…50	7/36	15/44	13/59	24/53	25/61	35/64	42/98	52/88	69/125	108/164	152/207
50…65	9/44	18/53	18/72	30/65	32/74	43/78	55/119	66/108	90/154	140/204	193/258
65…80	9/44	20/55	24/78	36/71	38/80	52/87	70/134	81/123	114/178	178/242	241/306
80…100	10/51	24/65	29/93	44/85	46/96	64/105	86/162	99/149	140/216	220/296	297/373
100…120	10/51	27/68	37/101	52/93	54/104	77/118	106/182	119/169	172/248	272/348	362/438
120…140	12/59	32/79	43/117	61/108	64/120	91/138	126/214	142/193	204/292	320/410	425/514
140…160	12/59	34/81	51/125	69/116	72/128	103/150	155/243	171/227	236/324	370/460	490/579
160…180	12/59	37/84	59/133	77/124	80/136	115/162	166/254	182/238	266/354	420/510	555/644
180…200	14/69	41/95	66/152	86/140	89/155	130/184	185/287	203/269	299/401	469/571	619/721
200…225	14/69	44/98	74/160	94/148	97/163	144/198	207/309	225/291	334/436	524/626	689/791
225…250	14/69	47/101	84/170	104/158	107/173	160/214	233/335	251/317	374/476	589/691	769/871
250…280	15/77	53/115	95/191	117/179	121/195	177/239	258/372	278/352	418/532	653/767	863/977
280…315	15/77	57/119	107/203	129/191	133/207	199/261	293/407	313/387	468/582	733/847	943/1057

12. Определение температуры нагрева охватывающей детали при сборке температурным деформированием. Температура нагрева (ºС) охватывающей детали (колеса) определяется по формуле

$$t = 20° + \frac{N_{\max} + z_{сб}}{d \cdot 10^3 \alpha} \quad , \qquad (8.10)$$

где $z_{сб}$ - зазор для удобства сборки : при d свыше 30 до 80 мм $z_{сб}$ = 10 мкм, при d свыше 80 до 180 мм $z_{сб}$ = 15 мкм, при d свыше 180 до 400 мм $z_{сб}$ = 20 мкм; α - температурный коэффициент линейного расширения материала нагреваемой детали (колеса): для стали α = $12 \cdot 10^{-6}$ 1/ºС; для чугуна $\alpha = 10 \cdot 10^{-6}$ 1/ºС .

При этом температура нагрева детали, рассчитанная по формуле (8.10), не должна превышать допускаемую [t], при которой возможны структурные изменения в материале. Для стали [t] = 230…240 ºС .

Тогда для выбранной посадки H7/t6 при N_{max} = 105 мкм, $z_{сб}$ = 15 мкм и α = $12 \cdot 10^{-6}$ 1/ºС по формуле (8.10):

$$t = 20° + \frac{105 + 15}{90 \cdot 10^3 \cdot 12 \cdot 10^{-6}} = 131 \text{ ºС},$$

что меньше допускаемой для стали [t] = 230…240 ºС.

8.3. ШЛИЦЕВОЕ СОЕДИНЕНИЕ

Шлицевое соединение иначе называют зубчатым. Оно может быть неподвижным и подвижным в осевом направлении. Наибольшее распространение получили прямобочное и эвольвентное шлицевые соединения (см. табл. 2П.44 и 2П.45 приложения 2П).

Соединение с прямобочными шлицами выполняют с центрированием по наружному D или внутреннему d диаметрам, а также по боковым граням b.

Центрирование по диаметрам D или d обеспечивает соосное положение соединяемых деталей. Центрирование по боковым граням b обеспечивает более равномерное распределение нагрузки между зубьями и поэтому его применяют при реверсивных и ударных нагрузках (карданные валы и др.).

Соединения с эвольвентными зубьями выполняют с центрированием по боковым поверхностям s и реже по наружному диаметру D.

Расчет шлицевых (зубчатых) соединений приведен в учебниках по курсу “Детали машин”, см., например, [3], § 6.7.

Глава 9
ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА

9.1.СОСТАВЛЕНИЕ СИЛОВОЙ СХЕМЫ НАГРУЖЕНИЯ ВАЛОВ ПРИВОДА

Прежде чем приступить к проверочному расчету валов редуктора, следует составить силовую схему нагружения валов привода, которая является основой для данного расчета.

При составлении силовой схемы нагружения валов привода студенту предварительно необходимо решить вопрос о направлении вращения валов, от которого будет зависеть направление действующих нагрузок. Как уже указывалось ранее, в конвейерах с тяговым элементом верхние грузовые ветви обычно являются набегающими на приводной барабан (в ленточном конвейере) или тяговую звездочку (в цепном конвейере), а холостые ветви – сбегающими. При этом, приводы этих конвейеров, как правило, нереверсивны. В то же время индивидуальные приводы являются реверсивными и здесь можно принимать любое направление вращения (желательно рассмотреть наиболее опасный случай нагружения привода). Для грузоподъемной лебедки силовая схема нагружения валов составляется для случая, когда тихоходный (выходной) вал редуктора испытывает наибольшую консольную нагрузку. Как известно, в настоящее время наиболее распространенным конструктивным исполнением лебедки (или механизма подъема груза) является установка барабана на оси и соединение его с выходным валом редуктора посредством зубчатой муфты, встроенной внутри барабана (рис. 4.42). Наибольшая консольная нагрузка тихоходного вала редуктора будет равна по модулю максимальной реакции подшипниковой опоры, устанавливаемой внутри консоли данного вала. Таким образом, в данном случае следует параллельно выполнить некоторые расчеты приводного узла. Для этого необходимо по формуле (11.10) определить максимальное усилие S_{max} в ветви каната, наматываемой на барабан, задаваясь при этом типом полиспаста (одинарным или сдвоенным). Далее в зависимости от принятого типа полиспаста в соответствии с рис. 11.19 или 11.20 составляется расчетная схема барабана. При этом, на данной стадии расчета, когда еще не известны осевые размеры барабана в сборе, приближенно можно принять, что реакция опоры А (подшипника, устанавливаемого внутри консоли выходного конца тихоходного вала) $R_A \approx S_{max}$. Тогда консольная нагрузка для выходного конца тихоходного вала редуктора $R_K = R_A$ и направлена вертикально вниз. Далее студенту предлагается самому проанализировать работу лебедки и выбрать такое направление вращения валов, при котором тихоходный вал редуктора и его опоры будут испытывать наибольшую нагрузку.

В ленточных и цепных конвейерах направление расчетного усилия S для приводного вала принимается горизонтальным (рис. 9.1…9.4, 11.10), элеваторах – вертикальным вниз.

На рис. 9.1 приведена силовая схема нагружения валов привода цепного конвейера на базе коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора с горизонтально расположенной открытой цепной передачей и даны варианты установки приводного вала.

С целью исключения ошибок при составлении силовой схемы нагружения валов привода, силы в зацеплении быстроходной ступени редуктора рекомендуется обозначать с индексом „Б”, а тихоходной – с индексом „Т”.

На рис 9.2 приведена силовая схема нагружения валов индивидуального при-

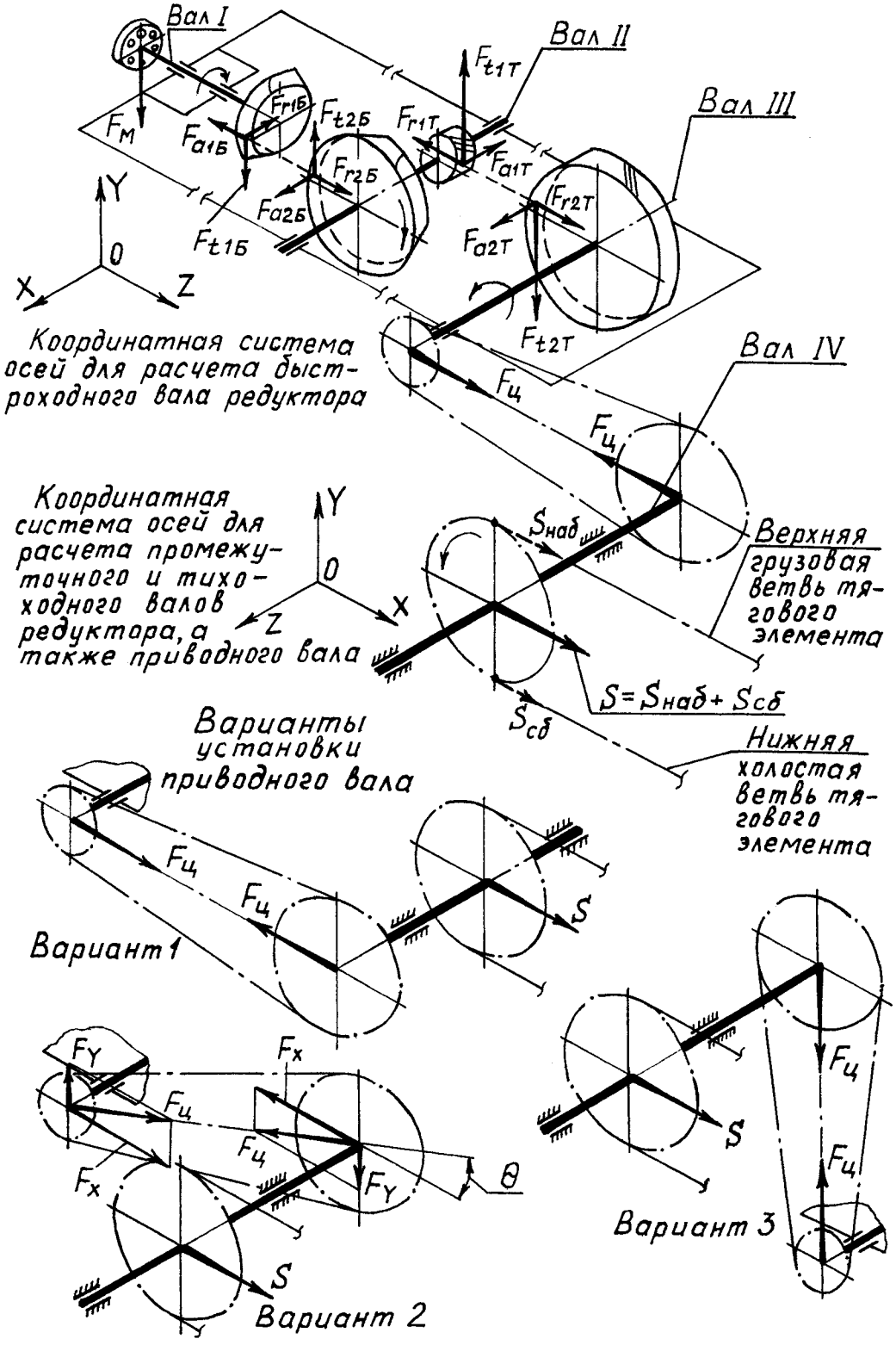


Рис. 9.1

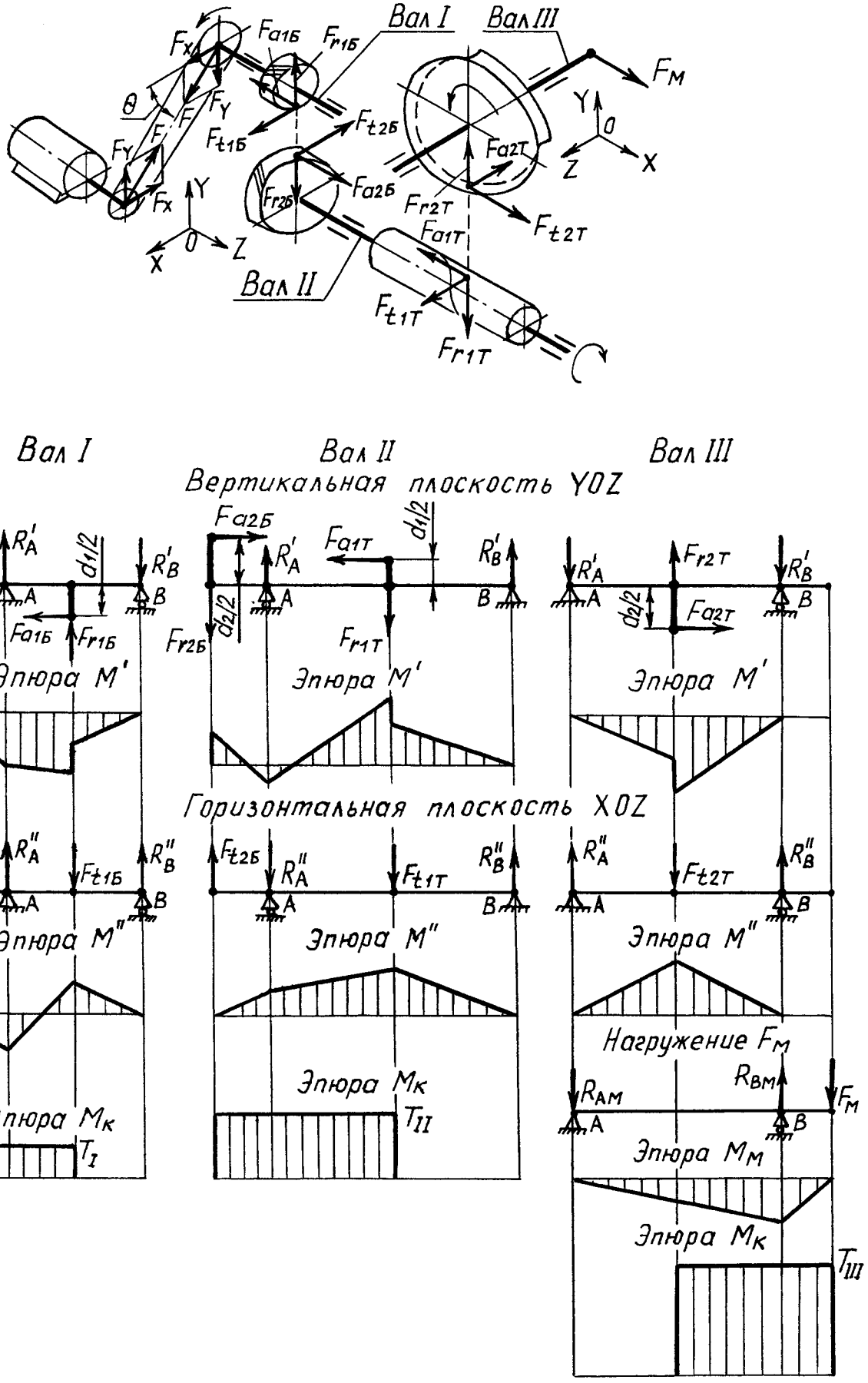

Вал I
Вал III
Вал II
Вал I
Вал II
Вал III
Вертикальная плоскость YOZ
Горизонтальная плоскость XOZ
Эпюра M'
Эпюра M''
Эпюра Mк
Нагружение FM
Эпюра MM

Рис. 9.2

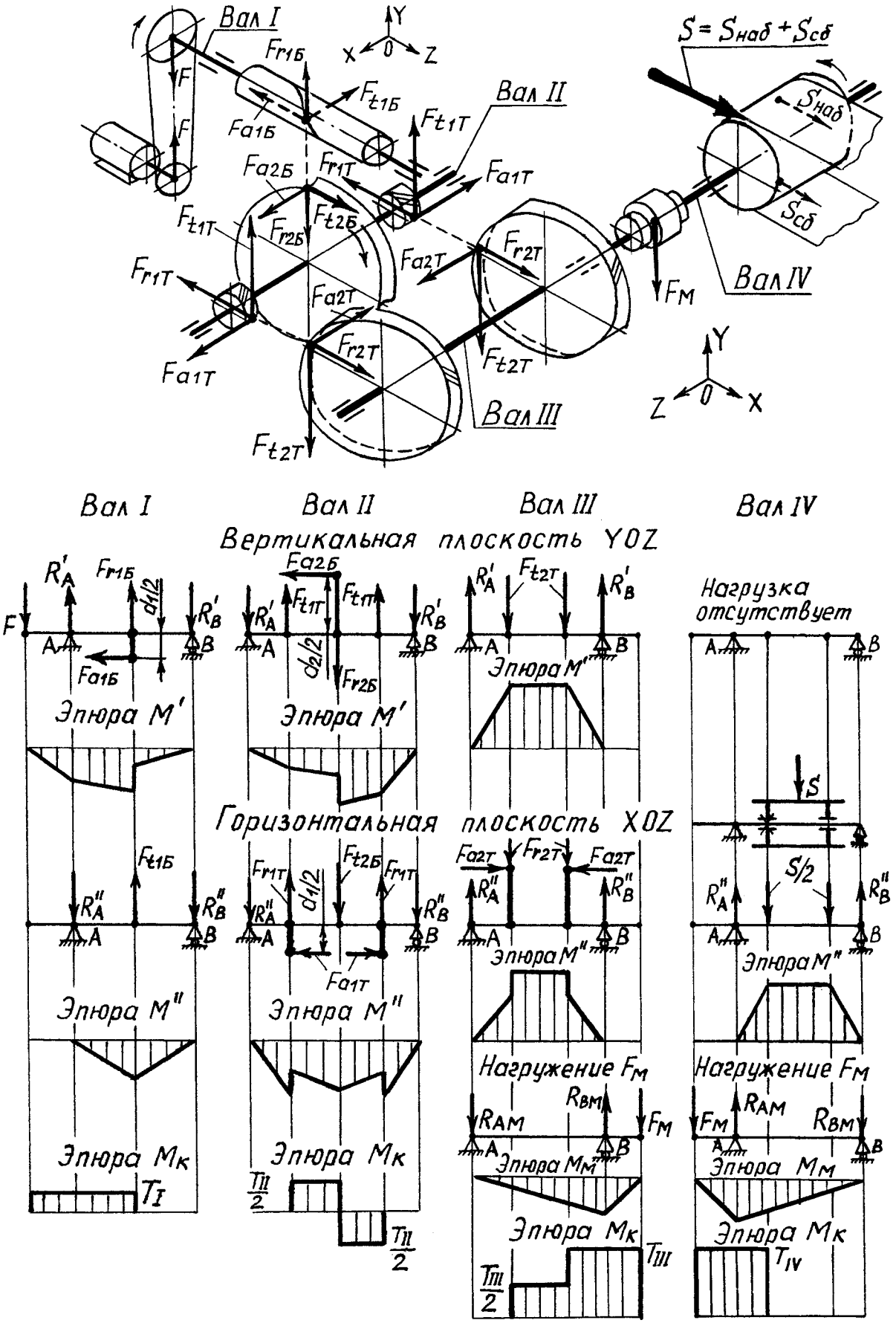

Вал I
Вал II
Вал III
Вал IV
S = Sнаб + Sсб
Sнаб
Sсб
Fr1Б
Ft1Б
Fa1Б
Ft1T
Fa1T
Fa2Б
Fr1T
Fr2Б
Ft2Б
Fa2T
Fr2T
Ft2T
FM
F
Y
X
0
Z
Вал I
Вал II
Вал III
Вал IV
Вертикальная плоскость YOZ
Эпюра M'
Горизонтальная плоскость XOZ
Эпюра M''
Эпюра Mк
Нагрузка отсутствует
Нагружение FM
Эпюра Mм
TI
TII/2
TIII
TIII/2
TIV

Рис. 9.3

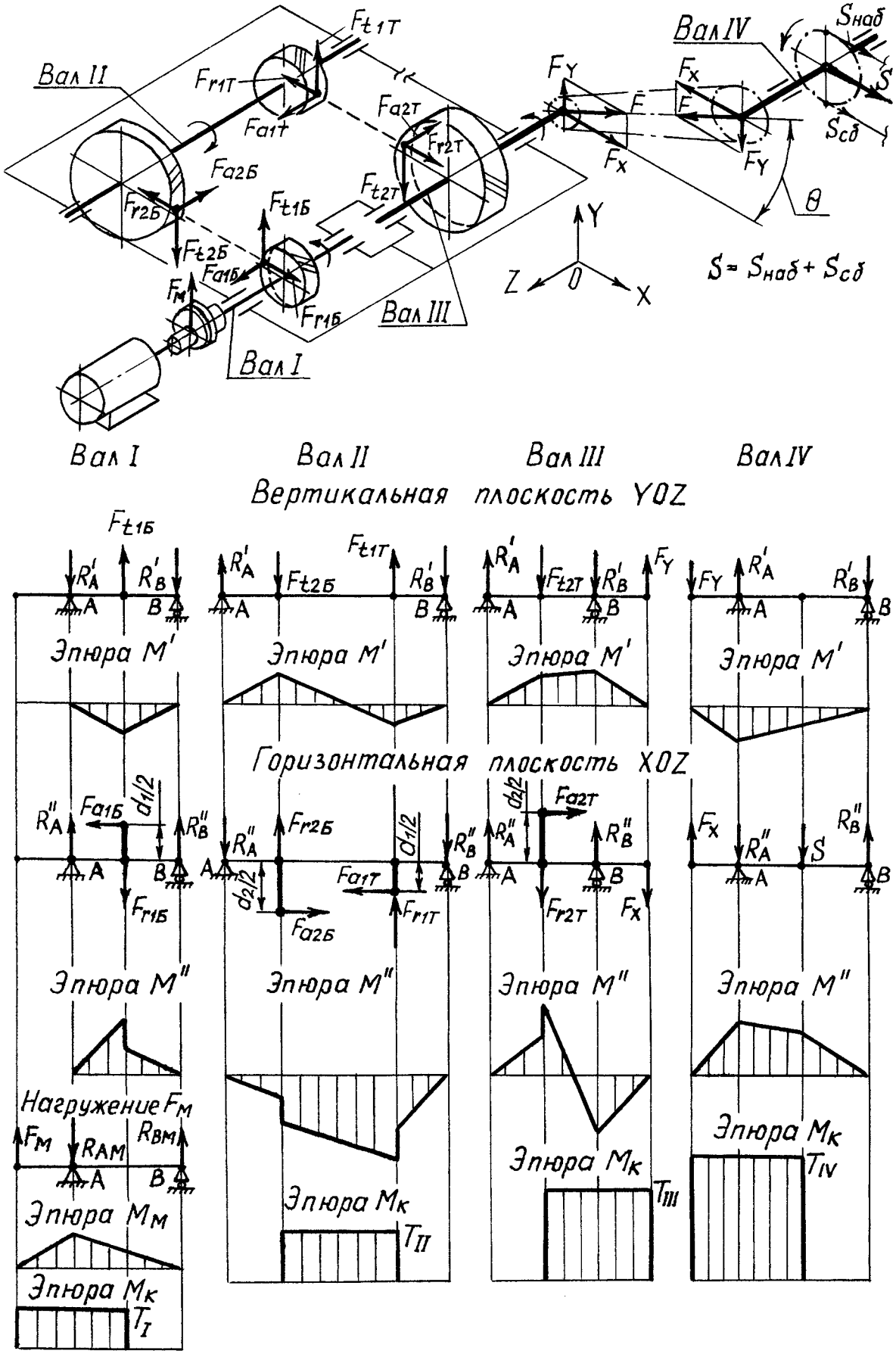

Вал II
Вал IV
Вал III
Вал I
F_{t1T}
F_{r1T}
F_{a1T}
F_{a2T}
F_{r2T}
F_{t2T}
$F_{a2Б}$
$F_{r2Б}$
$F_{t2Б}$
$F_{t1Б}$
$F_{a1Б}$
$F_{r1Б}$
F_M
F_Y
F_X
F
$S_{наб}$
$S_{сб}$
S
θ
Y
Z
O
X
$S = S_{наб} + S_{сб}$
Вал I
Вал II
Вал III
Вал IV
Вертикальная плоскость YOZ
Горизонтальная плоскость XOZ
Эпюра M'
Эпюра M''
Эпюра M_K
Нагружение F_M
R_{AM}
R_{BM}
Эпюра M_M
T_I
T_{II}
T_{III}
T_{IV}
A
B
$d_1/2$
$d_2/2$

Рис. 9.4

вода с двухступенчатым цилиндрическо-червячным редуктором и открытой ременной передачей, расположенной под углом к горизонту. Характерная особенность редуктора – расположение валов быстроходной косозубой цилиндрической ступени в вертикальной плоскости и нижнее расположение червяка (под червячным колесом) – для тихоходной ступени. Конструктивное исполнение данного редуктора приведено на рис. 4.35. При этом, с целью уменьшения результирующей осевой нагрузки, действующей на опоры червяка, направление линии зуба на цилиндрическом косозубом колесе необходимо выбирать таким образом, чтобы осевые нагрузки на нем и червяке были направлены в разные стороны.

Привод ленточного конвейера (рис. 9.3) включает в себя открытую ременную передачу, расположенную вертикально, и двухступенчатый червячно-цилиндрический редуктор с верхним расположением червяка (над червячным колесом). Косозубая цилиндрическая тихоходная ступень выполнена раздвоенной.

Привод цепного конвейера (рис. 9.4) состоит из двухступенчатого горизонтального соосного цилиндрического косозубого редуктора и открытой цепной передачи, расположенной под углом к горизонту.

Для индивидуального привода на рис. 9.2 направление вращения принято произвольно, для конвейеров на рис. 9.1,9.3…9.4 направление вращения приводного вала указано на схеме привода.

Для облегчения работы студента над проектом для приводов на рис. 9.2… 9.4 приведены расчетные схемы валов редукторов и приводных валов, а также эпюры изгибающих M и крутящего M_K моментов.

9.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАДИАЛЬНЫХ РЕАКЦИЙ ОПОР ВАЛОВ И ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР МОМЕНТОВ

Вал, установленный на подшипниках, условно рассматривают в виде двухопорной балки на шарнирных опорах. При этом принимают, что радиальная реакция R опоры с одним подшипником будет приложена в точке пересечения с осью вала нормали к середине поверхности контакта наружного кольца подшипника и его тела качения:

а) для шариковых радиальных однорядных подшипников эта точка располагается на середине подшипника (см. точки А и В на рис. 4.12, *а*);

б) для радиально-упорных подшипников точка приложения радиальной реакции смещается на величину a от широкого торца наружного кольца (см. рис. 4.12, *б, в*):

$a = 0{,}5(B + \frac{d+D}{2} tg\alpha)$ - для радиально-упорных однорядных шариковых;

$a = 0{,}5(T + \frac{d+D}{3} e)$ - для конических однорядных роликоподшипников,

где *d, D, B, T* – геометрические размеры подшипников; α - угол контакта; *e* – коэффициент влияния осевого нагружения (см. табл. 2П.13, 2П.15 и 2П.16 приложения 2П).

Для фиксирующей опоры, состоящей из сдвоенных однорядных радиально-упорных подшипников (шариковых или роликовых) принимают, что точка приложения реакции будет расположена посередине между ними.

Силы, нагружающие валы, принимают сосредоточенными и приложенными в середине ширины венца (в зубчатой и цепной передаче) или обода (в ременной передаче). Консольная сила от муфты F_M приложена между полумуфтами, поэтому ориентировочно можно считать, что она приложена в торцовой плоскости к концу вала.

Так как силы в зацеплении зубчатых и червячных передачах представлены тремя взаимно перпендикулярными составляющими F_t , F_r и F_a , то их приводят к оси вала и изображают раздельно в вертикальной и горизонтальной плоскостях. При этом точка приложения этих сил остаётся в той же торцовой плоскости. В результате приведения окружной силы F_t к оси вала возникает пара сил, равная $T = F_t\, d_{(m)}/2$, где $d_{(m)}$ - делительный (средний делительный для конической передачи) диаметр. Осевая сила F_a создаёт в рассматриваемом сечении сосредоточенный изгибающий момент $M_a = F_a d_{(m)}/2$. Радиальную силу в зацеплении F_r переносят к оси вала вдоль линии её действия. Консольные силы от ременной и цепной передач приложены к оси вала и направлены вдоль линии действия, соединяющей центры шкивов или звездочек. При этом, для наклонно расположенных ременных и цепных передач консольную силу раскладывают на вертикальную и горизонтальную составляющие.

При определении радиальных реакций опор А и В удобно сначала найти суммарные радиальные реакции R_A и R_B от сил определенного направления, т.е. от сил, создаваемых передачами. Так как консольная сила от муфты является силой неопределенного направления и зависит в основном от случайных неточностей монтажа, рекомендуется отдельно для нее составить расчетную схему вала и определить радиальные реакции R_{AM} и R_{BM} . Полная радиальная реакция R_r в каждой опоре будет равна арифметической сумме этих реакций: $R_{rA} = R_A + R_{AM}$; $R_{rB} = R_B + R_{BM}$. Возможная ошибка при таком подходе идет в запас ресурса подшипника.

Аналогичным образом следует поступить и при построении эпюр изгибающих моментов. Вначале рекомендуется построить эпюры изгибающих моментов в вертикальной $M^{/}$ и горизонтальной $M^{//}$ плоскостях от сил определенного направления (при этом консольная сила от муфты F_M не учитывается). Затем следует к валу приложить силу F_M и построить эпюру изгибающего момента M_M , создаваемого этой силой. Затем в соответствующем сечении определяют результирующий изгибающий момент *M*, создаваемый силами определенного направления, геометрически складывая $M^{/}$ и $M^{//}$, т. е. $M = \sqrt{\left(M^{/}\right)^2 + \left(M^{//}\right)^2}$. Результирующий изгибающий момент $M_И$ в рассматриваемом сечении будет равен арифметической сумме изгибающих моментов M и M_M , то есть

$M_И = M + M_M$. При таком подходе будет учтен худший случай в нагружении рассматриваемого вала.

Пример 9.1. По данным примера 5.3 главы 5 и примера главы 7 определить радиальные реакции опор и построить эпюры моментов для валов коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора привода цепного конвейера с открытой горизонтальной цепной передачей (см. рис. 1.1 главы 1).Силовая схема нагружения валов привода приведена на рис. 9.1, конструкцию редуктора – см. рис. 9.5.

Решение

Силы в зацеплении конической передачи с круговыми зубьями, являющейся быстроходной ступенью редуктора (см. пример 2.5 главы 2):

$F_{t1Б} = 3567$ Н; $F_{r1Б} = 763$ Н; $F_{a1Б} = 2857$ Н;

$F_{t2Б} = 3567$ Н; $F_{r2Б} = 2857$ Н; $F_{a2Б} = 763$ Н.

Силы в зацеплении косозубой цилиндрической передачи, являющейся тихоходной ступенью редуктора (см. пример 2.1 главы 2):

$$F_{t1T} = F_{t2T} = 8521\text{Н};\ F_{r1T} = F_{r2T} = 3193\text{Н};\ F_{a1T} = F_{a2T} = 2082\text{Н}.$$

Консольная нагрузка на концевые участки тихоходного и приводного валов, создаваемая цепной передачей (см. пример 3.2 главы 3) $F_ц = 10527$Н .В соответствии с рекомендациями табл.1П.23 приложения 1П силу $F_ц$ направляем по линии, соединяющей центры ведущей и ведомой звездочек.

Консольная нагрузка на быстроходный (входной) вал редуктора от упругой втулочно-пальцевой муфты МУВП, установленной между двигателем и редуктором (см. рекомендации в табл. 1П.23 приложения 1П):

$$F_M = 0{,}25F_{tM} = 0{,}25 \cdot 1786 = 447\text{ Н},$$

где $F_{tM} = 2 \cdot 10^3 T_I / D_0 = 2 \cdot 10^3 \cdot 125/140 = 1786$ Н – окружная сила муфты на диаметре окружности расположения пальцев D_0 (выбор муфты см. пример 5.3 главы 5).

Направление силы от муфты F_M выбираем произвольно.

Быстроходный (входной) вал (рис. 9.6)

Величина смещения a точки приложения радиальной реакции от широкого торца наружного кольца конического однорядного роликоподшипника легкой серии 7212А, выбранного предварительно и имеющего следующие данные:d = =60 мм; D = 110 мм; T = 24 мм; e = 0,4:

$$a = 0{,}5\left(T + \frac{d+D}{3}e\right) = 0{,}5\left(24 + \frac{60+110}{3}0{,}4\right) = 23\text{ мм}.$$

Из рис. 9.5 с учетом полученной величины a линейные размеры: $l_{1Б}$ =130 мм; $l_{2Б}$ =106 мм; $l_{3Б}$ = 23 мм. Размер $l_{2Б}$ принят для l_T =d=60 мм (см. рис.5.7 главы 5).

Силы на шестерне конической передачи с круговыми зубьями: $F_{t1Б}$ = 3567 Н; $F_{r1Б}$ = 763 Н; $F_{a1Б}$ = 2857 Н. Консольная сила от муфты (МУВП), устанавливаемой между двигателем и редуктором F_M = 447 Н.

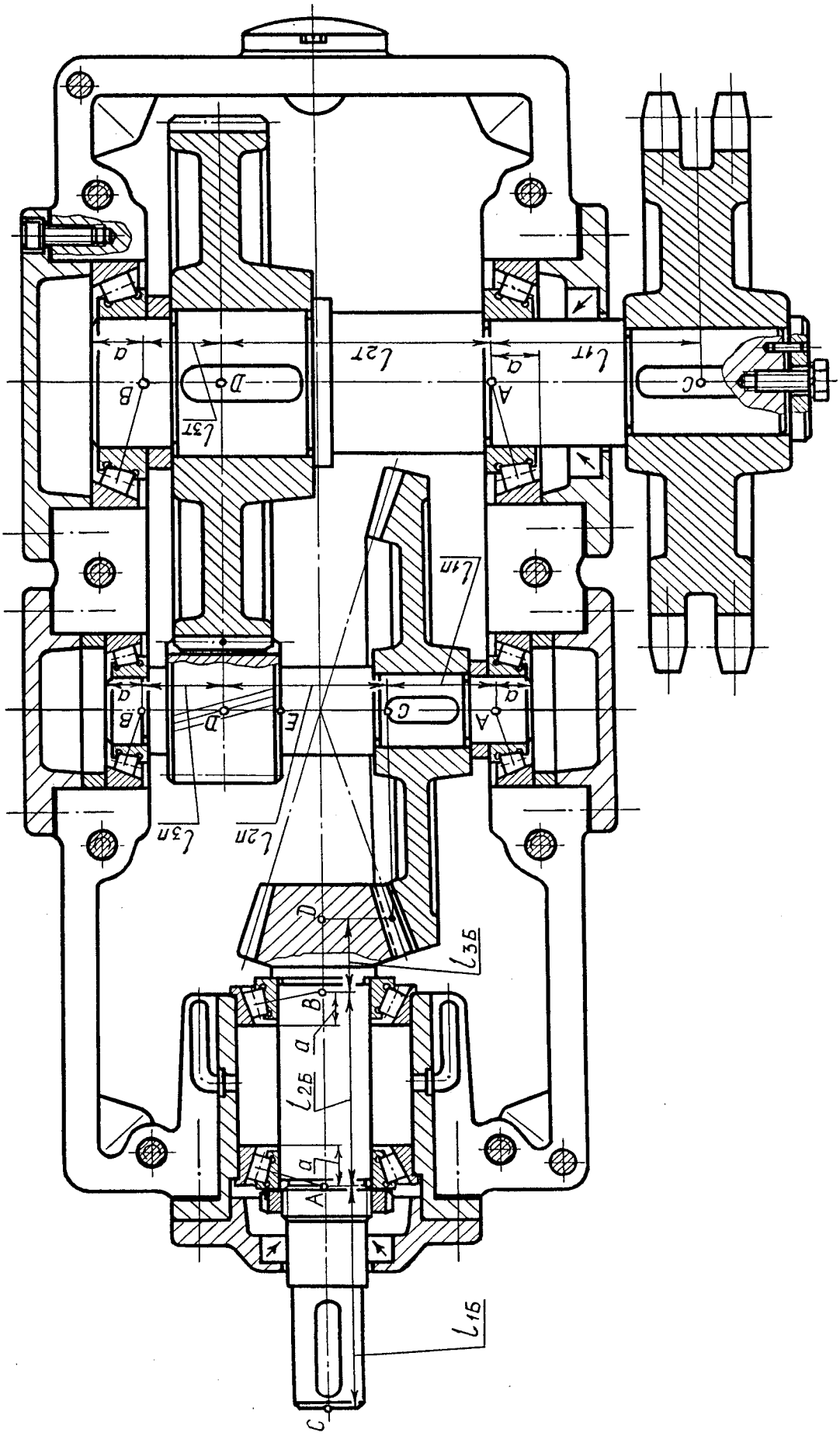


Рис. 9.5

Вначале определим радиальные реакции опор от сил на конической шестерне, являющихся силами определенного направления (при этом консольная сила от муфты F_M не учитывается):

а) в плоскости YOZ

$$\sum M_A = 0;\ F_{t1Б}\ (l_{2Б} + l_{3Б}) - R'_B\ l_{2Б} = 0;$$

$$R'_B = \frac{F_{t1Б}(l_{2Б} + l_{3Б})}{l_{2Б}} = \frac{3567(106 + 23)}{106} = 4341 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0;\ F_{t1Б}\ l_{3Б} - R'_A\ l_{2Б} = 0;$$

$$R'_A = \frac{F_{t1Б} l_{3Б}}{l_{2Б}} = \frac{3567 \cdot 23}{106} = 774 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum Y = - R'_A + R'_{\text{В}} - F_{t1Б} = - 774 + 4341 - 3567 = 0$ – реакции найдены правильно;

б) в плоскости XOZ

$$\sum M_A = 0;\ F_{a1Б}\ \frac{d_{m1}}{2} - F_{r1Б}\ (l_{2Б} + l_{3Б}) + R''_B\ l_{2Б} = 0;$$

$$R''_B = \frac{1}{l_{2Б}}\ [- F_{a1Б}\ \frac{d_{m1}}{2} + F_{r1Б}\ (l_{2Б} + l_{3Б})] = \frac{1}{106}\ [- 2857\ \frac{67{,}144}{2} + 763\ (106 + 23)] =$$

$$= 24 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0;\ R''_A l_{2Б} - F_{r1Б}\ l_{3Б} + F_{a1Б}\ \frac{d_{m1}}{2} = 0;$$

$$R''_A = \frac{1}{l_{2Б}}\ (- F_{a1Б}\ \frac{d_{m1}}{2} + F_{r1Б}\ l_{3Б}) = \frac{1}{106}\ (- 2857\ \frac{67{,}144}{2} + 763 \cdot 23) = - 739 \text{ Н}.$$

Изменяем направление реакции.

Проверка : $\sum X = - R''_A + R''_B - F_{r1Б} = 739 + 24 - 763 = 0$ – реакции найдены правильно.

Суммарные реакции опор от сил в зацеплении:

$$R_A = \sqrt{(R'_A)^2 + (R''_A)^2} = \sqrt{774^2 + 739^2} = 1070 \text{ Н};$$

$$R_B = \sqrt{(R'_B)^2 + (R''_B)^2} = \sqrt{4341^2 + 24^2} = 4341 \text{Н}.$$

Реакции от консольной силы, создаваемой муфтой, находим отдельно для расчетной схемы вала, нагруженного только данной силой (на рис. 9.6 нагружение F_M) :

$$\sum M_A = 0;\ - F_M\ l_{1Б} + R_{BM}\ l_{2Б} = 0;$$

$$R_{BM} = \frac{F_M l_{1Б}}{l_{2Б}} = \frac{447 \cdot 130}{106} = 548 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0;\ - F_M\ (l_{1Б} + l_{2Б}) + R_{AM}\ l_{2Б} = 0;$$

$$\text{R}_{\text{AM}} = \frac{F_M (l_{1Б} + l_{2Б})}{l_{2Б}} = \frac{447(130 + 106)}{106} = 995 \text{ Н}.$$

Проверка: $-F_M + R_{AM} - R_{BM} = -447 + 995 - 548 = 0$ – реакции найдены правильно.

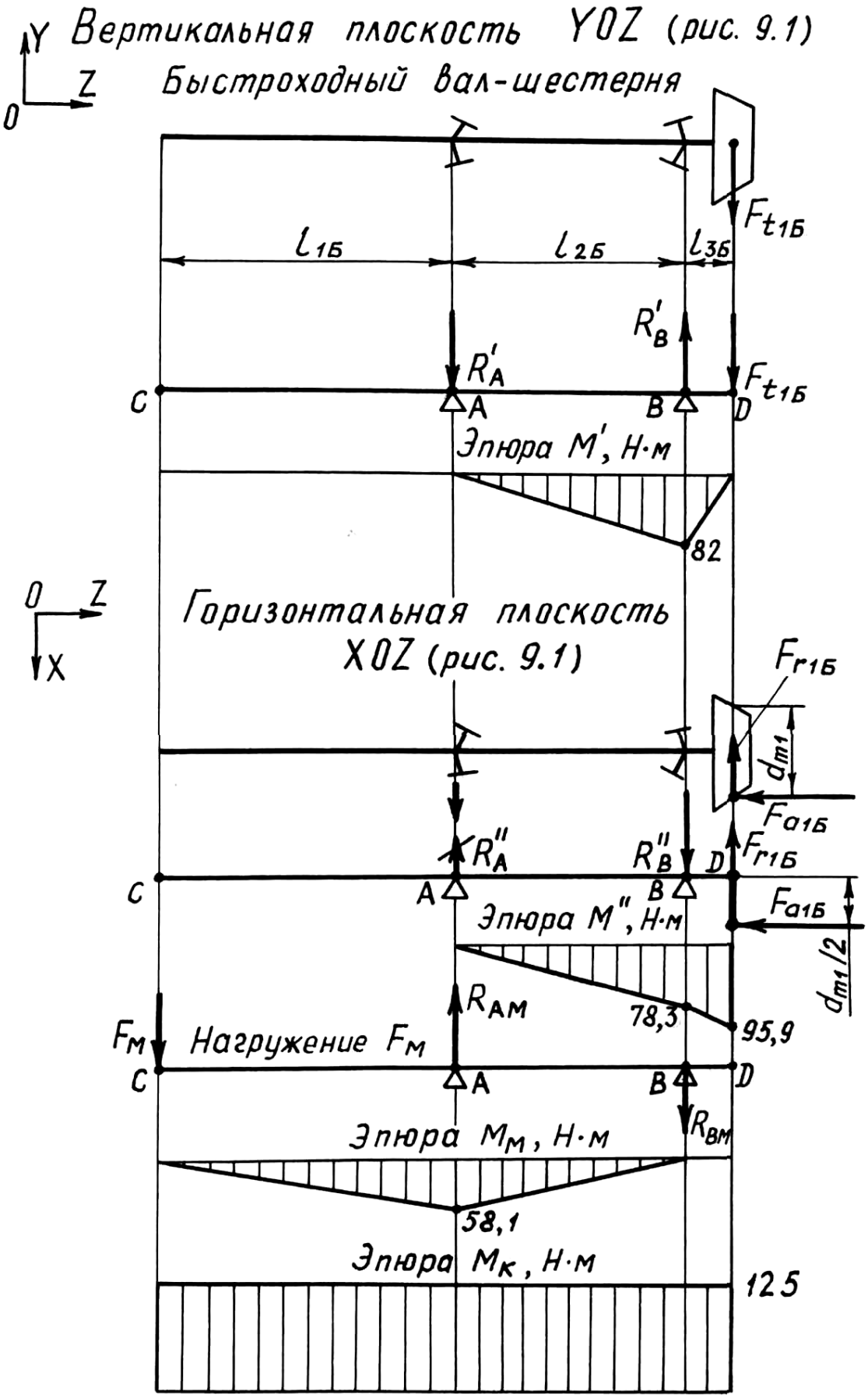

Y
Z
0
Вертикальная плоскость YOZ (рис. 9.1)
Быстроходный вал-шестерня
$F_{t1Б}$
$l_{1Б}$
$l_{2Б}$
$l_{3Б}$
R'_B
R'_A
$F_{t1Б}$
C
A
B
D
Эпюра M', Н·м
82
0
Z
X
Горизонтальная плоскость
XOZ (рис. 9.1)
$F_{r1Б}$
d_{m1}
$F_{a1Б}$
R''_A
R''_B
$F_{r1Б}$
C
A
B
D
$F_{a1Б}$
Эпюра M'', Н·м
$d_{m1}/2$
R_{AM}
78,3
95,9
F_M
Нагружение F_M
C
A
B
D
R_{BM}
Эпюра M_M, Н·м
58,1
Эпюра M_K, Н·м
125

Рис. 9.6

Радиальные реакции опор для расчета подшипников:

$$R_{rA} = R_A + R_{AM} = 1070 + 995 = 2065 \text{ Н};$$
$$R_{rB} = R_B + R_{BM} = 4341 + 548 = 4889 \text{ Н}.$$

Далее приступаем к построению эпюр изгибающих моментов M' (в вертикальной плоскости YOZ) и M'' (в горизонтальной плоскости XOZ), а также эпюры крутящего момента M_k .

Как и при определении реакций опор, вначале строим эпюры изгибающих моментов без учета консольной силы от муфты. При этом для построения эпюр необходимо определить значения изгибающих моментов, создаваемых силами определенного направления в характерных сечениях вала (в торцовых плоскостях, перпендикулярных оси вала и обозначенных на рис. 9.5 и 9.6: A, B, C и D).

Вертикальная плоскость YOZ:

сечение C: $M' = 0$;

сечение A: $M' = 0$;

сечение B: $M' = - F_{t1Б}\, l_{3Б} = - 3567 \cdot 23 \cdot 10^{-3} = - 82$ Н·м ;

сечение D: $M' = 0$.

Горизонтальная плоскость XOZ:

сечение C: $M'' = 0$;

сечение A: $M'' = 0$;

сечение B: $M'' = -R''_A\, l_{2Б} = -739 \cdot 106 \cdot 10^{-3} = -78{,}3$ Н·м ;

сечение D: $M'' = - M_a = - F_{a1Б}\, \frac{d_{m1}}{2} = - 2857 \frac{67{,}144}{2} 10^{-3} = - 95{,}9$ Н·м.

Нагружение от муфты:

сечение C: $M_M = 0$;

сечение A: $M_M = - F_M\, l_{1Б} = - 447 \cdot 130 \cdot 10^{-3} = - 58{,}1$ Н·м;

сечение B: $M_M = 0$;

сечение D: $M_M = 0$.

Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала со стороны входного участка от сечения C до сечения D (см. эпюру крутящего момента M_k). При этом $M_k = T_I = 125$ Н·м.

Промежуточный вал (рис. 9.7, а)

Величина смещения a точки приложения радиальной реакции от широкого торца наружного кольца конического однорядного роликоподшипника легкой серии 7209А, выбранного предварительно и имеющего следующие данные: d = 45 мм; D = 85 мм; T = 21 мм; e = 0,4:

$$a = 0{,}5(T + \frac{d + D}{3} e) = 0{,}5(21 + \frac{45 + 85}{3} 0{,}4) = 19 \text{ мм}.$$

Из рис. 9.5 с учетом полученной величины a линейные размеры: $l_{1П}$ = 60 мм; $l_{2П}$ = 82 мм; $l_{3П}$ = 46 мм.

Силы на колесе конической передачи с круговыми зубьями: $F_{t2Б}$ = 3567 Н; $F_{r2Б}$ = 2857 Н; $F_{a2Б}$ = 763 Н. Силы на шестерне косозубой цилиндрической передачи: F_{t1T} = 8521 Н; F_{r1T} = 3193 Н; F_{a1T} = 2082 Н.

Радиальные реакции опор от сил в вертикальной плоскости YOZ:

$$\sum M_A = 0;\ R'_B\ (l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}) - F_{t1T}\ (l_{1П} + l_{2П}) - F_{t2Б}\ l_{1П} = 0;$$

$$R'_B = \frac{F_{t1T}(l_{1П} + l_{2П}) + F_{t2Б} l_{1П}}{l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}} = \frac{8521(60 + 82) + 3567 \cdot 60}{60 + 82 + 46} = 7574\text{Н}.$$

$$\sum M_B = 0;\ - R'_A\ (l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}) + F_{t2Б}\ (l_{2П} + l_{3П}) + F_{t1T}\ l_{3П} = 0;$$

$$R'_A = \frac{F_{t2Б}(l_{2П} + l_{3П}) + F_{t1T} l_{3П}}{l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}} = \frac{3567(82 + 46) + 8521 \cdot 46}{60 + 82 + 46} = 4514\ \text{Н}.$$

Проверка: $\sum Y = - R'_A + F_{t2Б} + F_{t1T} - R'_B = -4514 + 3567 + 8521 - 7574 = 0$ – реакции найдены правильно.

Радиальные реакции опор от сил в горизонтальной плоскости XOZ:

$$\sum M_A = 0;\ R''_B\ (l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}) - F_{r1T}\ (l_{1П} + l_{2П}) - F_{a1T}\ \frac{d_1}{2} - F_{a2Б}\ \frac{d_{m2}}{2} + F_{r2Б}\ l_{1П} = 0;$$

$$R''_B = \frac{F_{r1T}(l_{1П} + l_{2П}) + F_{a1T}\ \frac{d_1}{2} + F_{a2Б}\ \frac{d_{m2}}{2} - F_{r2Б} l_{1П}}{l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}} =$$

$$= \frac{3193(60 + 82) + 2082\frac{86{,}471}{2} + 763\frac{213{,}64}{2} - 2857 \cdot 60}{60 + 82 + 46} = 2412\ \text{Н}.$$

$$\sum M_B = 0;\ R''_A\ (l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}) - F_{a2Б}\ \frac{d_{m2}}{2} - F_{r2Б}\ (l_{2П} + l_{3П}) - F_{a1T}\ \frac{d_1}{2} + F_{r1T}\ l_{3П} = 0;$$

$$R''_A = \frac{F_{r2Б}(l_{2П} + l_{3П}) + F_{a1T}\ \frac{d_1}{2} + F_{a2Б}\ \frac{d_{m2}}{2} - F_{r1T} l_{3П}}{l_{1П} + l_{2П} + l_{3П}} =$$

$$= \frac{2857(82 + 46) + 2082\frac{86{,}471}{2} + 763\frac{213{,}64}{2} - 3193 \cdot 46}{60 + 82 + 46} = 2076\ \text{Н}.$$

Проверка: $\sum X = - R''_A + F_{r2Б} - F_{r1T} + R''_B = -2076 + 2857 - 3193 + 2412 = 0$ – реакции найдены правильно.

Суммарные радиальные реакции опор для расчета подшипников:

$$R_{rA} = R_A = \sqrt{(R'_A)^2 + (R''_A)^2} = \sqrt{4514^2 + 2076^2} = 4968\ \text{Н};$$

$$R_{rB} = R_B = \sqrt{(R'_B)^2 + (R''_B)^2} = \sqrt{7574^2 + 2412^2} = 7949\ \text{Н}.$$

Определив значения изгибающих моментов в характерных сечениях вала A, C, D и B, строим эпюры изгибающих моментов M' (в плоскости YOZ) и M'' (в плоскости XOZ). При этом на эпюре M'' отмечаются скачки на величину сосредоточенных изгибающих моментов, создаваемых осевыми силами в зацеплении: в сечении C – осевой силой $F_{a2Б}$, в сечении D – осевой силой F_{a1T}.

Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала от сечения C к сечению D (эпюра M_k): $M_k = T_{II} = 381$ Н·м.

Тихоходный (выходной) вал (рис. 9.7, б)

Величина смещения a точки приложения радиальной реакции от широкого торца наружного кольца конического однорядного роликоподшипника легкой серии 7216А, выбранного предварительно и имеющего следующие данные: d = 80 мм; D = 140 мм; T = 28,5 мм; e = 0,43:

$$a = 0{,}5(T + \frac{d+D}{3}e) = 0{,}5(28{,}5 + \frac{80+140}{3}0{,}43) = 30 \text{ мм}.$$

Из рис. 9.5 с учетом полученной величины a линейные размеры: l_{1T} = 125 мм; l_{2T} = 138 мм; l_{3T} = 43 мм.

Силы на колесе косозубой цилиндрической передачи: F_{t2T} = 8521 Н; F_{r2T} = 3193 Н; F_{a2T} = 2082 Н. Сила, действующая на вал со стороны цепной передачи, $F_ц$ = 10527 Н. При этом сила $F_ц$ направлена по линии, соединяющей центры ведущей и ведомой звездочек. Линия центров звездочек по условию расположена горизонтально. Силы, нагружающие тихоходный вал, являются силами определенного направления.

Радиальные реакции опор от сил в вертикальной плоскости YOZ:

$$\sum M_A = 0; -R'_B\,(l_{2T} + l_{3T}) + F_{t2T}\,l_{2T} = 0;$$

$$R'_B = \frac{F_{t2T}l_{2T}}{l_{2T}+l_{3T}} = \frac{8521\cdot 138}{138+43} = 6497 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0;\ R'_A\,(l_{2T} + l_{3T}) - F_{t2T}\,l_{3T} = 0;$$

$$R'_A = \frac{F_{t2T}l_{3T}}{l_{2T}+l_{3T}} = \frac{8521\cdot 43}{138+43} = 2024 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum Y = R'_A - F_{t2T} + R'_B = 2024 - 8521 + 6497 = 0$ – реакции найдены правильно.

Радиальные реакции опор от сил в горизонтальной плоскости XOZ:

$$\sum M_A = 0;\quad R''_B\,(l_{2T} + l_{3T}) + F_{r2T}\,l_{2T} - F_{a2T}\,\frac{d_2}{2} - F_ц\,l_{1T} = 0;$$

$$R''_B = \frac{-F_{r2T}l_{2T} + F_{a2T}\frac{d_2}{2} + F_ц l_{1T}}{l_{2T}+l_{3T}} = \frac{-3193\cdot 138 + 2082\frac{333{,}529}{2} + 10527\cdot 125}{138+43} = 6754 \text{ Н}.$$

$$\sum M_B = 0; -F_ц\,(l_{1T} + l_{2T} + l_{3T}) + R''_A\,(l_{2T} + l_{3T}) - F_{r2T}\,l_{2T} - F_{a2T}\,\frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R''_A = \frac{F_ц(l_{1T}+l_{2T}+l_{3T}) + F_{r2}l_{3T} + F_{\alpha 2T}\frac{d_2}{2}}{l_{2T}+l_{3T}} = \frac{10527(125+138+43) + 3193\cdot 43 + 2082\frac{333{,}529}{2}}{138+43} =$$

$$= 20474 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum X = F_ц - R''_A + F_{r2T} + R''_B = 10527 - 20474 + 3193 + 6754 = 0$ – реакции найдены правильно.

Суммарные радиальные реакции опор для расчета подшипников:

$$R_{rA} = R_A = \sqrt{(R'_A)^2 + (R''_A)^2} = \sqrt{2024^2 + 20474^2} = 20574 \text{ Н};$$

$$R_{rB} = R_B = \sqrt{(R'_B)^2 + (R''_B)^2} = \sqrt{6497^2 + 6754^2} = 9372 \text{ Н}.$$

Для построения эпюр определяем значения изгибающих моментов в характерных сечениях вала.

Вертикальная плоскость YOZ:

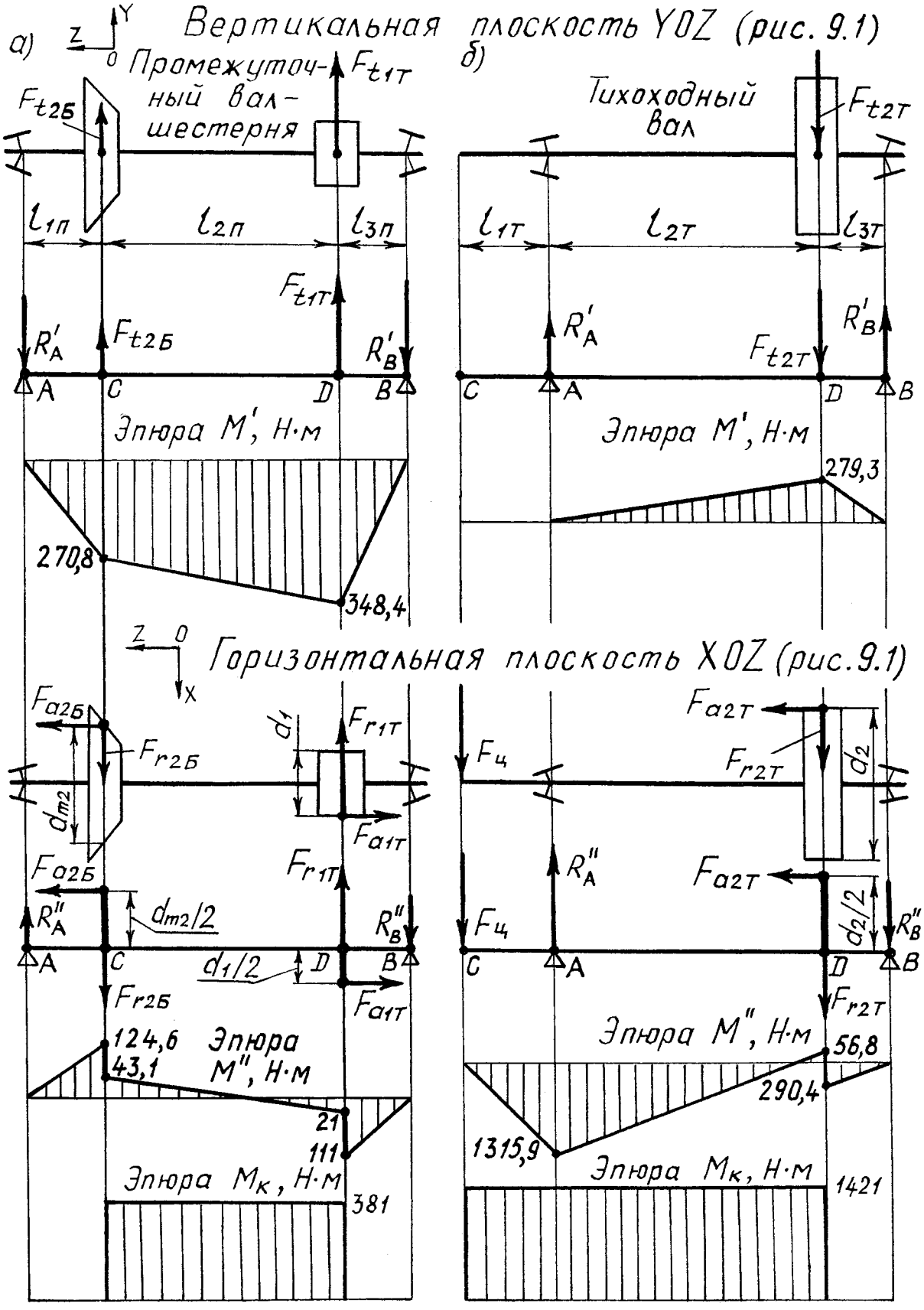

Вертикальная плоскость YOZ (рис. 9.1)
а)
б)
Промежуточный вал-шестерня
Тихоходный вал
Эпюра M', Н·м
270,8
348,4
279,3
Горизонтальная плоскость XOZ (рис.9.1)
Эпюра M", Н·м
124,6
43,1
21
111
Эпюра Mк, Н·м
381
56,8
290,4
1315,9
1421

Рис. 9.7

сечение C: $M^{/} = 0$;
сечение A: $M^{/} = 0$;
сечение D: $M^{/} = R^{/}_{A}\, l_{2T} = 2024 \cdot 138 \cdot 10^{-3} = 279{,}3$ Н·м ;
сечение B: $M^{/} = 0$.
Горизонтальная плоскость XOZ:
сечение C: $M^{//} = 0$;
сечение A: $M^{//} = -F_{ц}\, l_{1T} = -10527 \cdot 125 \cdot 10^{-3} = -1315{,}9$ Н·м;
сечение D слева: $M^{//} = -F_{ц}\,(l_{1T} + l_{2T}) + R^{//}_{A}\, l_{2T} = -10527(125+138)\cdot 10^{-3} + 20474 \cdot 138 \cdot 10^{-3} = 56{,}8$ Н·м;
сечение D справа: $M^{//} = -R^{//}_{B} l_{3T} = -6754 \cdot 43 \cdot 10^{-3} = -290{,}4$ Н·м;
сечение B: $M^{//} = 0$.
В плоскости XOZ на эпюре $M^{//}$ наблюдается скачок на величину сосредоточенного момента $M_a = F_{a2T}\,\frac{d_2}{2} = 2082\,\frac{333{,}529}{2}\,10^{-3} = 347{,}2$ Н·м в сечении D.
Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала от сечения D к сечению C (эпюра M_k): $M_k = T_{III} = 1421$ Н·м.

9.3. РАСЧЕТ ВАЛОВ РЕДУКТОРА НА ПРОЧНОСТЬ

Опыт эксплуатации различных механизмов и машин показал, что основным видом разрушения валов является усталостное разрушение. Поэтому для валов расчет на сопротивление усталости является основным.
Статическое разрушение валов наблюдается реже и происходит в основном при перегрузке. Расчет на статическую прочность выполняют как проверочный.

Расчет на сопротивление усталости

Приступая к данному расчету, следует предварительно наметить опасные сечения вала, подлежащие проверке. При этом учитывают характер эпюр изгибающих и крутящих моментов, а также места концентрации напряжений. Для опасных сечений вала определяют коэффициент запаса прочности по усталости S и сравнивают его с допускаемым значением [S], принимаемым обычно 1,5…2,5:

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^{\,2} + S_\tau^{\,2}}} \geq [S], \qquad (9.1)$$

где S_σ и S_τ - коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям, определяемые по зависимостям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m}\,;\; S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a + \psi_\tau \tau_m}\,. \qquad (9.2)$$

Здесь σ_{-1} и τ_{-1} – пределы выносливости материала (гладких образцов) соответственно при изгибе и кручении с симметричным знакопеременным циклом,

МПа (табл. 9.1); $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ – суммарные коэффициенты, учитывающие для данного сечения вала влияние всех факторов на сопротивление усталости соответственно при изгибе и кручении:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma/K_d + K_F - 1)/K_V;\ K_{\tau D} = (K_\tau/K_d + K_F - 1)/K_V,$$

K_σ и K_τ - эффективные коэффициенты концентрации напряжений (табл. 9.3…9.5); K_d – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения (табл. 9.6); K_F - коэффициент влияния шероховатости поверхности (табл. 9.7); K_V - коэффициент влияния упрочнения, вводимый для валов с поверхностным упрочнением (табл. 9.8); σ_a и τ_a – амплитуды напряжений цикла, МПа; σ_m и τ_m – средние напряжения цикла, МПа; ψ_σ и ψ_τ - коэффициенты, характеризующие чувствительность материала к асимметрии цикла напряжений (для сталей $\psi_\sigma = 0{,}02+2\cdot10^{-4}\sigma_B$, где σ_B – предел прочности в МПа; $\psi_\tau = 0{,}5\,\psi_\sigma$).

При расчете валов на сопротивление усталости принимают, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу: $\sigma_a = \sigma_И$ и $\sigma_m = 0$, а касательные напряжения – по отнулевому циклу: $\tau_a = \tau_K/2$ и $\tau_m = \tau_a$.

Амплитуду напряжений цикла определяют по формулам:

$$\sigma_a = \sigma_И = \frac{M}{W};\ \tau_a = \tau_K/2 = \frac{M_K}{2W_K},$$

где $\sigma_И$ – напряжение изгиба, МПа; $M = \sqrt{(M^{/})^2 + (M^{//})^2}$ - результирующий изгибающий момент, Н·мм; W-осевой момент сопротивления сечения вала, мм^3(табл. 9.2); τ_K – напряжение кручения, МПа; M_K – крутящий момент, Н·мм; W_K – полярный момент сопротивления сечения вала, мм^3 (табл. 9.2).

Таблица 9.1

Материалы валов и осей

Марка стали	Диаметр заготовки, мм, не более	Твердость НВ, не ниже	Механические характеристики, МПа				
			σ_B	σ_T	τ_T	σ_{-1}	τ_{-1}
Ст5	Любой	190	520	280	150	220	130
45	120	240	800	550	300	350	210
45	80	270	900	650	390	380	230
40Х	200	240	800	650	390	360	210
40Х	120	270	900	750	450	410	240
40ХН	200	270	920	750	450	420	250
20Х	120	197	650	400	240	300	160
12ХН3А	120	260	950	700	490	420	210
18ХГТ	60	330	1150	950	665	520	280

Таблица 9.2

Осевые и полярные моменты сопротивления сечения вала, мм^3

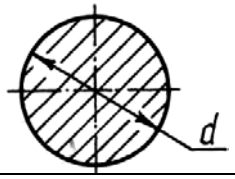
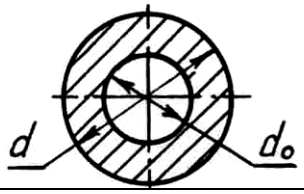
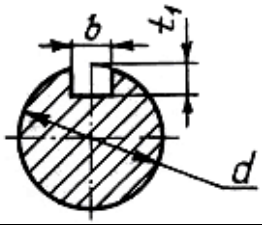
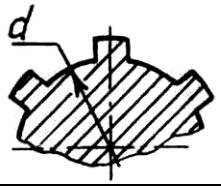
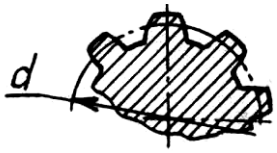
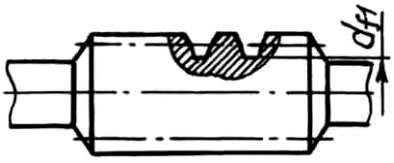
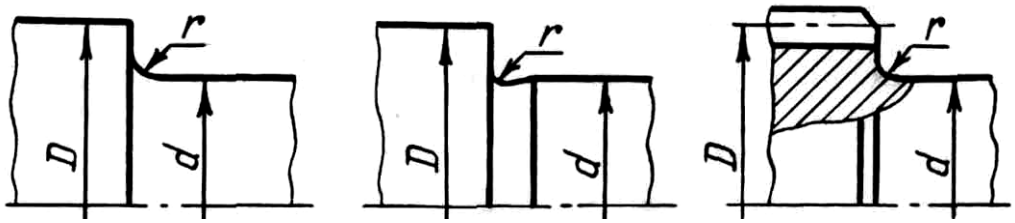
Сечение вала	W	W_K
Круглое сплошное 	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$
Круглое полое 	$(\pi d^3/32)\,(1-c^4)$	$(\pi d^3/16)\,(1-c^4)$
	Здесь $c = \frac{d_o}{d}$	
Вал со шпоночным пазом 	$\frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$	$\frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d}$
Вал с прямобочными шлицами 	$\frac{\xi\pi d^3}{32}$	$\frac{\xi\pi d^3}{16}$
	Для шлицев серии: легкой $\xi = 1,125$; средней $\xi = 1,205$; тяжелой $\xi = 1,265$.	
Вал с эвольвентными шлицами и вал-шестерня 	$\frac{\pi d^3}{32}$	$\frac{\pi d^3}{16}$
Вал-червяк и резьба 	$\frac{\pi d_{f1}^3}{32}$	$\frac{\pi d_{f1}^3}{16}$
	Для резьбы $d_{f1} = d_1$	

Таблица 9.3

Коэффициенты K_σ и K_τ для ступенчатого перехода с галтелью



$\frac{D}{d}$	$\frac{r}{d}$	K_σ при σ_B, МПа					K_τ при σ_B, Мпа				
		600	700	800	900	≥1000	600	700	800	900	≥1000
До 1,1	0,02	1,96	2,08	2,20	2,35	2,50	1,30	1,35	1,41	1,45	1,50
	0,04	1,66	1,69	1,75	1,81	1,87	1,20	1,24	1,27	1,29	1,32
	0,06	1,51	1,52	1,54	1,57	1,60	1,16	1,18	1,20	1,23	1,24
Св. 1,1 до 1,2	0,02	2,34	2,51	2,68	2,89	3,10	1,50	1,59	1,67	1,74	1,81
	0,04	1,92	1,97	2,05	2,13	2,22	1,33	1,39	1,45	1,48	1,52
	0,06	1,71	1,74	1,76	1,80	1,84	1,26	1,30	1,33	1,37	1,39
Св. 1,2 до 2	0,02	2,40	2,60	2,80	3,0	3,25	1,70	1,80	1,90	2,0	2,10
	0,04	2,0	2,10	2,15	2,25	2,35	1,46	1,53	1,60	1,65	1,70
	0,06	1,85	1,88	1,90	1,96	2,0	1,35	1,40	1,45	1,50	1,53

Таблица 9.4

Коэффициенты K_σ и K_τ для шлицевых, шпоночных и резьбовых участков валов и валов-шестерен

σ_B, МПа	K_σ для шлицев прямобочных, эвольвентных и валов-шестерен	K_τ для прямобочных шлицев	K_τ для эвольвентных шлицев и валов-шестерен	K_σ для валов со шпонками	K_τ для валов со шпонками	K_σ для резьбы (витков червяка)	K_τ для резьбы (витков червяка)
500	1,45	2,25	1,43	1,6	1,4	1,8	1,4
600	1,55	2,36	1,46	1,75	1,5	1,95	1,55
700	1,60	2,45	1,49	1,9	1,7	2,2	1,7
800	1,65	2,55	1,52	2,05	1,9	2,3	1,85
900	1,70	2,65	1,55	2,2	2,0	2,45	2,0
1000	1,72	2,70	1,58	2,3	2,2	2,6	2,2

Таблица 9.5

Отношения K_σ/K_d и K_τ/K_d для участков вала в месте посадки деталей

Диаметр вала d, мм	Посадка	$\sigma_в$, МПа					
		600	700	800	900	1000	1200
$K\sigma/K_d$ (изгиб)							
30	I	2,75	3,0	3,25	3,5	3,75	4,25
	II	2,06	2,25	2,44	2,63	2,82	3,19
	III	1,79	1,95	2,11	2,28	2,44	2,76
50	I	3,36	3,66	3,96	4,28	4,60	5,20
	II	2,52	2,75	2,97	3,20	3,45	3,90
	III	2,18	2,38	2,57	2,78	3,0	3,40
100 и более	I	3,60	3,94	4,25	4,60	4,90	5,6
	II	2,70	2,96	3,20	3,46	3,98	4,20
	III	2,34	2,56	2,76	3,0	3,18	3,64
K_τ/K_d (кручение)							
30	I	2,05	2,20	2,35	2,50	2,65	2,95
	II	1,64	1,75	1,86	1,98	2,09	2,31
	III	1,47	1,57	1,67	1,77	1,86	2,06
50	I	2,52	2,60	2,78	3,07	3,26	3,62
	II	2,03	2,15	2,28	2,42	2,57	2,74
	III	1,71	1,83	1,95	2,07	2,20	2,42
100 и более	I	2,56	2,76	2,95	3,16	3,34	3,76
	II	2,04	2,18	2,32	2,48	2,80	2,92
	III	1,83	1,94	2,06	2,20	2,31	2,58

Примечания: 1. Обозначение посадок: I – посадки с гарантированным натягом (например, H7/s6); II – посадки переходные (H7/k6); III – посадки типа скользящей (H/h). 2. В месте посадки колец подшипников качения значения K_σ/K_d и K_τ/K_d выбирают по строке, соответствующей посадке I. 3. Величина K_τ/K_d определяется по формуле $K_\tau/K_d \approx \approx 1+0{,}6(K_\sigma/K_d - 1)$.

Таблица 9.6

Коэффициент K_d

Напряженное состояние	Материал	Значения K_d при диаметре вала, мм							
		15	20	30	40	50	70	100	200
Изгиб	Углеродистая сталь	0,95	0,92	0,88	0,85	0,81	0,76	0,70	0,61
Кручение		0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52
Изгиб, кручение	Легированная сталь	0,87	0,83	0,77	0,73	0,70	0,65	0,59	0,52

Таблица 9.7

Коэффициент K_F

Вид механической обработки	Параметр шероховатости Ra, мкм	Значения K_F при σ_B, МПа			
		500	700	900	1200
Обточка	2,5…0,63	1,05	1,10	1,15	1,25
Шлифование	0,32…0,16	1	1	1	1

Таблица 9.8

Коэффициент K_V

Вид упрочнения	σ_B, МПа	K_V		
		для гладких валов	при $K_\sigma \le 1{,}5$	при $K_\sigma =$ 1,8…2,0
Закалка с нагревом ТВЧ	600…800 800…1000	1,5…1,7 1,3…1,5	1,6…1,7 —	2,4…2,8 —
Дробеструйный наклеп	600…1500	1,1…1,25	1,5…1,6	1,7…2,1
Накатка роликом	—	1,1…1,3	1,3…1,5	1,6…2,0
Цементация	700…800	1,4…1,5	—	—

Примечания: 1. Для участков вала в месте посадки деталей влияние на сопротивление усталости существенно зависит от диаметра вала. Поэтому в данном случае при определении коэффициентов $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$ принимают не отдельные независимые коэффициенты K_σ и K_τ, а используют общие коэффициенты K_σ/K_d и K_τ/K_d, принимаемые по табл. 9.5. 2. Для нарезки витков червяка значения K_σ и K_τ принимают как для резьбы по табл. 9.4. 3. Посадочные поверхности под подшипники и детали передач при выборе коэффициента K_F по табл. 9.7 принимают шлифованными. 4. При наличии нескольких концентраторов напряжений в рассматриваемом опасном сечении вала (или вблизи опасного сечения) в расчет принимается тот концентратор напряжений, у которого больше отношение K_σ/K_d, несмотря на то, что у других концентраторов могут быть большими отношения K_τ/K_d. Если отношения K_σ/K_d для рассматриваемых концентраторов напряжений получились одинаковыми, то в расчет принимается тот, у которого больше отношение K_τ/K_d.

Расчет на статическую прочность

Проверку статической прочности вала проводят, как правило, для более напряженного сечения (с наименьшей величиной коэффициента запаса прочности

по усталости *S*) в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске). При этом определяют эквивалентное напряжение σ_E с учетом коэффициента перегрузки $K_П = T_{пик}/T_{max}$, который указывается в техническом задании на проектирование.

Проверка статической прочности вала проводится по условию

$$\sigma_E = \sqrt{(K_П M/W)^2 + 3(K_П M_K/W_K)^2} \le [\sigma], \qquad (9.3)$$

где σ_E – эквивалентное напряжение, МПа; $M = \sqrt{(M^{/})^2 + (M^{//})^2}$ - результирующий изгибающий момент в рассматриваемом сечении, Н·мм; M_K – крутящий момент в данном сечении, Н·мм; W и W_K – осевой и полярный моменты сопротивления рассматриваемого сечения, мм^3; $[\sigma] \cong 0{,}8\sigma_T$ – предельное допускаемое напряжение, МПа (здесь σ_T – предел текучести материала вала, принимаемый по табл. 9.1).

Пример 9.2.По данным примера 9.1 рассчитать на прочность валы коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора привода цепного конвейера с открытой горизонтальной передачей (см. рис. 1.1 главы 1).Коэффициент перегрузки $K_П = T_{пик}/T_{max}=1{,}6$.

Решение

Быстроходный (входной) вал

Материал вала тот же, что и для конической шестерни с круговыми зубьями (коническая шестерня выполнена заодно с валом), т.е. сталь 40Х, термообработка – улучшение, твердость поверхности 269…302 НВ, диаметр заготовки $D_{заг} \approx 91$ мм. Из табл. 9.1 для стали 40Х при диаметре заготовки не более 120 мм и твердости не ниже 270 НВ выписываем: $\sigma_B = 900$ МПа, $\sigma_T = 750$ МПа, $\sigma_{-1} = 410$ МПа, $\tau_{-1} = 240$ МПа.

Анализ конструкции вала (рис. 9.5), а также эпюр изгибающих $M^{/}$, $M^{//}$ и крутящего M_K моментов (рис. 9.6) показывает, что предположительно опасным сечением является сечение В.

Расчет сечения В на сопротивление усталости. Концентратор напряжений в сечении В – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом. Рядом с опасным сечением В справа имеется второй концентратор напряжений – ступенчатый переход от диаметра $d = 60$ мм к диаметру $D = d_5 = d_{б.п} = 70$ мм с радиусом $r = r_K = 1{,}6$ мм (см. рис. 5.7, выносной элемент II).

Определим отношения K_σ/K_d и K_τ/K_d для каждого из концентраторов напряжений.

Концентратор напряжений – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом. По табл. 9.5 с учетом примечания 2 при $\sigma_B = 900$ МПа для $d = 60$ мм и посадки I линейным интерполированием $K_\sigma/K_d = 3{,}92$ и $K_\tau/K_d = 3{,}09$.

Концентратор напряжений – ступенчатый переход от диаметра d = 60 мм *к диаметру* $D = d_5$ = 70 мм *при радиусе канавки для выхода шлифовального круга* $r = r_к$ = 1,6 мм. Определим отношения: D/d = 70/60 = 1,17; r/d = 1,6/60 = 0,03. По табл. 9.3 при σ_B = 900 МПа, K_σ = 2,51 и K_τ = 1,61. По табл. 9.6 линейным интерполированием для d = 60 мм (сталь легированная) коэффициент K_d = 0,68 (при изгибе и кручении). Тогда для данного концентратора напряжений: K_σ/K_d = 2,51/0,68 = 3,69; K_τ/K_d = 1,61/0,68 = 2,37.

Согласно п. 4 примечания , указанного выше, в расчет принимаем первый концентратор – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом, так как у него больше отношение K_σ/K_d.

Посадочная поверхность вала под подшипник шлифуется. Тогда по табл. 9.7 коэффициент K_F = 1.

Поверхность вала дополнительно не упрочняется. Тогда коэффициент K_V = 1.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma/K_d + K_F - 1)/K_V = (3{,}92+1-1)/1 = 3{,}92;$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau/K_d + K_F - 1)/K_V = (3{,}09+1-1)/1 = 3{,}09.$$

Результирующий изгибающий момент в рассматриваемом сечении В (см. рис. 9.6)

$$M = \sqrt{(M')^2 + (M'')^2} = \sqrt{82^2 + 78{,}3^2} = 113 \text{ Н·м} = 113\cdot10^3 \text{ Н·мм}.$$

Крутящий момент в данном сечении $M_К = 125\cdot10^3$ Н·мм (см. эпюру $M_К$ на рис. 9.6).

Для круглого сплошного сечения В диаметром d = 60 мм в соответствии с табл. 9.2:

осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi\cdot60^3}{32} = 21206 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_к = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi\cdot60^3}{16} = 42412 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_a = \sigma_И = \frac{M}{W} = \frac{113\cdot10^3}{21206} = 5{,}3 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_K/2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{125\cdot10^3}{2\cdot42412} = 1{,}5 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = 0;\ \tau_m = \tau_a = 1{,}5 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты ψ_σ и ψ_τ:

$$\psi_\sigma = 0{,}02+2\cdot10^{-4}\sigma_B = 0{,}02+2\cdot10^{-4}\cdot900 = 0{,}2;$$

$$\psi_\tau = 0{,}5\,\psi_\sigma = 0{,}5\cdot0{,}2 = 0{,}1.$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{410}{3{,}92 \cdot 5{,}3 + 0{,}2 \cdot 0} = 19{,}7;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{240}{3{,}09 \cdot 1{,}5 + 0{,}1 \cdot 1{,}5} = 50{,}2.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении В

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^{\,2} + S_\tau^{\,2}}} = \frac{19{,}7 \cdot 50{,}2}{\sqrt{19{,}7^2 + 50{,}2^2}} = 18{,}3 > [S] = 2{,}5.$$

Сопротивление усталости вала в сечении В обеспечивается.

Следует отметить, что такой большой коэффициент запаса прочности $S = 18{,}3$ объясняется особенностью конструкции вала-шестерни, а также использованием высокопрочной легированной стали 40Х. По этой причине проверять прочность в сечении А (см. рис. 9.6) нет необходимости.

Расчет сечения В на статическую прочность. Проверку статической прочности вала в сечении В проводим по условию (9.3) при коэффициенте перегрузки $K_П = T_{пик}/T_{max} = 1{,}6$.

Эквивалентное напряжение

$$\sigma_E = \sqrt{(K_П M / W)^2 + 3(K_П M_K / W_K)^2} = \sqrt{(1{,}6 \cdot 113 \cdot 10^3 / 21206)^2 + 3(1{,}6 \cdot 125 \cdot 10^3 / 42412)^2} = 11{,}8 \text{ МПа}.$$

Предельное допускаемое напряжение

$$[\sigma] = 0{,}8\,\sigma_T = 0{,}8 \cdot 750 = 600 \text{ МПа}.$$

Статическая прочность вала в сечении В обеспечивается, т.к. $\sigma_E < [\sigma]$.

Промежуточный вал

Промежуточный вал представляет собой вал-шестерню, т.к. заодно с валом выполнена цилиндрическая шестерня тихоходной косозубой передачи (см. рис. 9.5). Поэтому материал промежуточного вала будет тот же, что и для шестерни: сталь 40Х, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности 45…50 $HRC_Э$, диаметр заготовки $D_{заг} \approx 100$ мм .Из табл. 9.1 для стали 40Х при диаметре заготовки не более 120 мм и твердости не ниже 270 НВ выписываем:

$\sigma_B = 900$ МПа, $\sigma_T = 750$ МПа, $\sigma_{-1} = 410$ МПа, $\tau_{-1} = 240$ МПа.

Анализ конструкции промежуточного вала и эпюр изгибающих $M^{/}$, $M^{//}$ и крутящего M_K моментов (рис.9.7,*а*) показывает, что предположительно опасными сечениями являются сечения С и D. Однако, учитывая, что в сечении D диаметр впадин зубьев шестерни $d_{f1} = 76{,}471$ мм, что значительно больше диаметров соседних с ней ступеней вала, принимаем решение производить проверку прочности вала не в сечении D, а в сечении Е у края шестерни (см. рис. 9.5).

Расчет сечения С на сопротивление усталости. Диаметр вала в этом сечении $d = d_2 = 48$ мм. Концентраторы напряжений в сечении С – посадка с натягом ступицы конического колеса на вал, а также шпоночный паз. Рядом с опасным сечением С находится третий концентратор напряжений – ступенчатый переход с канавкой для выхода шлифовального круга.

Для каждого из концентраторов напряжений определим отношения K_σ/K_d и K_τ/K_d.

Концентратор напряжений – посадка на вал с натягом ступицы конического колеса. По табл. 9.5 при σ_B = 900 МПа для диаметра вала d = 48 мм и посадки I линейным интерполированием K_σ/K_d = 4,20 и K_τ/K_d = 3,01.

Концентратор напряжений – шпоночный паз. По табл. 9.4 при σ_B = 900 МПа для валов со шпонками K_σ = 2,2 и K_τ = 2,0. По табл. 9.6 для d = 48 мм (сталь легированная) линейным интерполированием коэффициент K_d = 0,71(при изгибе и кручении). Тогда K_σ/K_d = 2,2/0,71= 3,10 и K_τ/K_d = 2,0/0,71 = 2,82.

Концентратор напряжений – ступенчатый переход с канавкой для выхода шлифовального круга. Для ступенчатого перехода от ступени вала диаметром $d = d_2$ = 48 мм к ступени диаметром $D = d_3$ = 55 мм при радиусе канавки для выхода шлифовального круга $r = r_K$ = 1 мм (см. рис. 5.8, выносной элемент II) определим отношения: D/d = 55/48 =1,15; r/d = 1/48 = 0,02. По табл. 9.3 при σ_B = =900 МПа коэффициенты K_σ = 2,89 и K_τ = 1,74. По табл. 9.6 для легированной стали при изгибе и кручении для d = 48 мм (сталь легированная) линейным интерполированием коэффициент K_d = 0,71. Тогда отношения: K_σ/K_d =2,89/0,71 = 4,07; K_τ/K_d = 1,74/0,71 = 2,45.

Таким образом, из трех концентраторов напряжений в качестве расчетного принимаем посадку на вал с натягом ступицы конического колеса, так как для данного концентратора напряжений получены наибольшие отношения K_σ/K_d и K_τ/K_d.

Посадочная поверхность вала дополнительно не упрочняется и коэффициент K_V = 1.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma/K_d + K_F - 1)/K_V = (4{,}20+1-1)/1 = 4{,}20;$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau/K_d + K_F - 1)/K_V = (3{,}01+1-1)/1 = 3{,}01.$$

Результирующий изгибающий момент в рассматриваемом сечении С (см. рис. 9.7,*а*)

$$M = \sqrt{(M^{/})^2 + (M^{//})^2} = \sqrt{270{,}8^2 + 124{,}6^2} = 298{,}1 \text{ Н·м} = 298{,}1\cdot 10^3 \text{ Н·мм}.$$

Крутящий момент в данном сечении $M_K = 381\cdot 10^3$ Н·мм (см. эпюру M_K на рис. 9.7,*а*).

Для круглого сплошного сечения С диаметром d = 48 мм (размеры шпоночного паза приближенно не учитываем) в соответствии с табл. 9.2:

осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 48^3}{32} = 10857 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 48^3}{16} = 21715 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_a = \sigma_И = \frac{M}{W} = \frac{298{,}1 \cdot 10^3}{10857} = 27{,}5 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_K/2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{381 \cdot 10^3}{2 \cdot 21715} = 8{,}8 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = 0;\ \tau_m = \tau_a = 8{,}8 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты ψ_σ и ψ_τ:

$$\psi_\sigma = 0{,}02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B = 0{,}02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 900 = 0{,}2;$$

$$\psi_\tau = 0{,}5\,\psi_\sigma = 0{,}5 \cdot 0{,}2 = 0{,}1.$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{410}{4{,}20 \cdot 27{,}5 + 0{,}2 \cdot 0} = 3{,}5;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{240}{3{,}01 \cdot 8{,}8 + 0{,}1 \cdot 8{,}8} = 8{,}8.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении С

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^{\,2} + S_\tau^{\,2}}} = \frac{3{,}5 \cdot 8{,}8}{\sqrt{3{,}5^2 + 8{,}8^2}} = 3{,}3 > [S] = 2{,}5.$$

Сопротивление усталости вала в сечении С обеспечивается.

Расчет сечения Е на сопротивление усталости. Концентрация напряжений в данном сечении обусловлена ступенчатым переходом с галтелью r от ступени вала d_3 = 55 мм к цилиндрической шестерне (см. рис. 5.8). Делительный диаметр шестерни d_1 = 86,471 мм. По табл. 2П.3 приложения 2П размер галтели r = =1,6 мм. Для ступенчатого перехода с размерами $d = d_3$ = 55 мм, $D = d_1$ = 86,471 мм и r = 1,6 мм определяем отношения: D/d = 86,471/55 = 1,6; r/d = 1,6/55 = =0,03. По табл. 9.3 для σ_B = 900 МПа линейным интерполированием коэффициенты K_σ = 2,63 и K_τ = 1,83.

По табл. 9.6 для легированной стали при изгибе и кручении для d = 55 мм линейным интерполированием коэффициент K_d = 0,69.

По табл. 9.7 для обточки коэффициент K_F = 1,15 (при σ_B = 900 МПа).

Поверхность вала дополнительно не упрочняется и коэффициент K_V = 1.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma/K_d + K_F - 1)/K_V = (2{,}63/0{,}69 + 1{,}15 - 1)/1 = 3{,}96;$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau/K_d + K_F - 1)/K_V = (1{,}83/0{,}69 + 1{,}15 - 1)/1 = 2{,}80.$$

Так как в примере 9.1 изгибающие моменты были определены в сечении D, а в сечении Е не рассчитывались, величины M' и M'' найдем в сечении Е, приняв из рис. 9.5 расстояние между сечениями В и Е l = 81 мм. Тогда изгибающие моменты в сечении Е с учетом ранее принятых знаков (см. рис. 9.7,*а*):

в вертикальной плоскости YOZ

$M^{/} = -R_B^{/} \cdot l + F_{t1T} \cdot (l - l_{3П}) = -7574 \cdot 81 + 8521 \cdot (81 - 46) = -315{,}3 \cdot 10^3$ Н·мм;

в горизонтальной плоскости XOZ

$$M^{//} = -R_B^{//} \cdot l + F_{r1T} \cdot (l - l_{3П}) + F_{a1T} \frac{d_1}{2} = -2412 \cdot 81 + 3193 \cdot (81 - 46) + 2082 \cdot \frac{86{,}471}{2} =$$

$$= 6{,}4 \cdot 10^3 \text{ Н·мм.}$$

Результирующий изгибающий момент в сечении Е

$$M = \sqrt{(M^{/})^2 + (M^{//})^2} = \sqrt{315{,}3^2 + 6{,}4^2} \cdot 10^3 = 315{,}4 \cdot 10^3 \text{ Н·мм.}$$

Крутящий момент в сечении Е $M_K = 381 \cdot 10^3$ Н·мм (см. эпюру M_K на рис. 9.7,*а*).

Для круглого сплошного сечения Е диаметром $d = d_3 = 55$ мм в соответствии с табл. 9.2:

осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 55^3}{32} = 16334 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 55^3}{16} = 32668 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_a = \sigma_И = \frac{M}{W} = \frac{315{,}4 \cdot 10^3}{16334} = 19{,}3 \text{ МПа;}$$

$$\tau_a = \tau_K/2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{381 \cdot 10^3}{2 \cdot 32668} = 5{,}8 \text{ МПа.}$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = 0; \ \tau_m = \tau_a = 5{,}8 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты $\psi_\sigma = 0{,}2$ и $\psi_\tau = 0{,}1$ (см. расчет выше для сечения С).

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{410}{3{,}96 \cdot 19{,}3 + 0{,}2 \cdot 0} = 5{,}4;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{240}{2{,}80 \cdot 5{,}8 + 0{,}1 \cdot 5{,}8} = 14{,}3.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении Е

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^{\,2} + S_\tau^{\,2}}} = \frac{5{,}4 \cdot 14{,}3}{\sqrt{5{,}4^2 + 14{,}3^2}} = 5{,}1 > [S] = 2{,}5.$$

Сопротивление усталости вала в сечении Е обеспечивается.

Расчет сечений С и Е на статическую прочность. По условию (9.3) определим эквивалентное напряжение σ_E для каждого из сечений:

сечение С

$$\sigma_E = \sqrt{(K_П M / W)^2 + 3(K_П M_K / W_K)^2} = \sqrt{(1{,}6 \cdot 298{,}1 \cdot 10^3 / 10857)^2 + 3(1{,}6 \cdot 381 \cdot 10^3 / 21715)^2} =$$

$$= 65{,}5 \text{ МПа;}$$

сечение Е

$$\sigma_E = \sqrt{(K_П M / W)^2 + 3(K_П M_K / W_K)^2} = \sqrt{(1{,}6 \cdot 315{,}4 \cdot 10^3 / 16334)^2 + 3(1{,}6 \cdot 381 \cdot 10^3 / 32668)^2} = 44{,}7 \text{ МПа},$$

где $K_П = 1{,}6$ – коэффициент перегрузки.

Предельное допускаемое напряжение для промежуточного вала при $\sigma_T = 750$ МПа:

$$[\sigma] = 0{,}8\sigma_T = 0{,}8 \cdot 750 = 600 \text{ МПа}.$$

Статическая прочность промежуточного вала обеспечивается, т.к. для сечений С и Е выполняется условие $\sigma_E < [\sigma]$.

Тихоходный (выходной) вал

В качестве материала тихоходного вала примем сталь 45 (см. табл. 9.1): диаметр заготовки не более 120 мм (наибольший диаметр вала 95 мм), твердость не ниже 240 НВ, $\sigma_B = 800$ МПа, $\sigma_T = 550$ МПа, $\sigma_{-1} = 350$ МПа, $\tau_{-1} = 210$ МПа.

Анализ конструкции вала (рис. 9.5), а также эпюр изгибающих $M^{/}$,$M^{//}$ и крутящего M_K моментов (рис. 9.7,*б*) показывает, что предположительно опасными являются сечения А и D.

Расчет сечения А на сопротивление усталости. Из рис. 9.5 видно, что в сечении А имеется два концентратора напряжений: первый концентратор – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом и второй – ступенчатый переход от диаметра $d = d_2 = 80$ мм к диаметру $D = d_3 = 95$ мм.

Определим отношения K_σ/K_d и K_τ/K_d для каждого из концентраторов напряжений.

Концентратор напряжений – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом. По табл. 9.5 с учетом примечания 2 при $\sigma_B = 800$ МПа для $d = d_2 = 80$ мм и посадки I линейным интерполированием $K_\sigma/K_d = 4{,}13$ и $K_\tau/K_d = 2{,}88$.

Концентратор напряжений – ступенчатый переход от диаметра $d = d_2 = 80$ мм *к диаметру* $D = d_3 = 95$ мм *при радиусе канавки для выхода шлифовального круга* $r = r_K = 1{,}6$ мм. Определим отношения: $D/d = 95/80 = 1{,}19$; $r/d = 1{,}6/80 = 0{,}02$. По табл. 9.3 при $\sigma_B = 800$ МПа коэффициенты $K_\sigma = 2{,}68$ и $K_\tau = 1{,}67$. По табл. 9.6 линейным интерполированием для вала из углеродистой стали диаметром $d = 80$ мм коэффициент K_d: при изгибе $K_d = 0{,}74$, при кручении $K_d = 0{,}63$. Тогда отношения: $K_\sigma/K_d = 2{,}68/0{,}74 = 3{,}62$; $K_\tau/K_d = 1{,}67/0{,}63 = 2{,}65$.

Согласно п.4 примечания, указанного выше, в расчет принимаем первый концентратор – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом, так как у него больше отношения K_σ/K_d и K_τ/K_d.

Посадочная поверхность вала под подшипник шлифуется. Тогда по табл. 9.7 коэффициент $K_F = 1$.

Поверхность вала дополнительно не упрочняется и коэффициент $K_V = 1$.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma/K_d + K_F - 1)/K_V = (4{,}13 + 1 - 1)/1 = 4{,}13;$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau/K_d + K_F - 1)/K_V = (2{,}88+1-1)/1 = 2{,}88.$$

Результирующий изгибающий момент в сечении А (см. рис. 9.7,*б*) М = М$^{//}$ = =1315,9·10^3 Н·мм.

Крутящий момент в данном сечении M_K = 1421·10^3 Н·мм (см. эпюру M_K на рис. 9.7,*б*).

Для круглого сплошного сечения А диаметром d=80 мм в соответствии с табл. 9.2:

осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 80^3}{32} = 50265 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 80^3}{16} = 100531 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_a = \sigma_И = \frac{M}{W} = \frac{1315{,}19 \cdot 10^3}{50265} = 26{,}2 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_K/2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{1421 \cdot 10^3}{2 \cdot 100531} = 7{,}1 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = 0;\ \tau_m = \tau_a = 7{,}1 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты ψ_σ и ψ_τ:

$$\psi_\sigma = 0{,}02+2\cdot10^{-4}\sigma_B = 0{,}02+2\cdot10^{-4}\cdot800 = 0{,}18;$$

$$\psi_\tau = 0{,}5\,\psi_\sigma = 0{,}5\cdot0{,}18 = 0{,}09.$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{350}{4{,}13 \cdot 26{,}2 + 0{,}18 \cdot 0} = 3{,}2;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{210}{2{,}88 \cdot 7{,}1 + 0{,}09 \cdot 7{,}1} = 9{,}96.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении А

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^{\,2} + S_\tau^{\,2}}} = \frac{3{,}2 \cdot 9{,}96}{\sqrt{3{,}2^2 + 9{,}96^2}} = 3{,}0 > [S] = 2{,}5.$$

Сопротивление усталости вала в сечении А обеспечивается.

Расчет сечения D на сопротивление усталости. Диаметр вала в сечении D $d = d_5$ = 85 мм. Концентраторы напряжений в данном сечении – посадка с натягом ступицы цилиндрического косозубого колеса, а также шпоночный паз.

Для каждого из концентраторов напряжений определим отношения K_σ/K_d и K_τ/K_d.

Концентратор напряжений – посадка на вал с натягом ступицы цилиндрического косозубого колеса. По табл. 9.5 при σ_B = 800 МПа для диаметра вала d = =85 мм и посадки I линейным интерполированием K_σ/K_d = 4,16 и K_τ/K_d = 2,90.

Концентратор напряжений – шпоночный паз. По табл. 9.4 при σ_B = 800 МПа для валов со шпонками K_σ = 2,05 и K_τ = 1,9. По табл. 9.6 для d = 85 мм (сталь углеродистая) линейным интерполированием коэффициент K_d: при изгибе K_d = =0,73, при кручении K_d = 0,62. Тогда K_σ/K_d = 2,05/0,73= 2,81 и K_τ/K_d = 1,9/0,62 = =3,06.

Согласно п.4 примечания, указанного выше, в расчет принимаем первый концентратор напряжений – посадка на вал с натягом ступицы цилиндрического косозубого колеса, так как у него больше отношения K_σ/K_d (хотя отношение K_τ/K_d меньше, чем у второго концентратора напряжений).

Посадочная поверхность вала под колесом шлифуется. Тогда по табл. 9.7 коэффициент K_F = 1.

Поверхность вала дополнительно не упрочняется. Тогда коэффициент K_V = 1.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma/K_d + K_F - 1)/K_V = (4{,}16+1-1)/1 = 4{,}16;$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau/K_d + K_F - 1)/K_V = (2{,}90+1-1)/1 = 2{,}90.$$

Результирующий изгибающий момент в сечении D (см. рис. 9.7,*б*)

$$M = \sqrt{(M')^2 + (M'')^2} = \sqrt{279{,}3^2 + 347{,}2^2} \cdot 10^3 = 445{,}6 \cdot 10^3 \text{ Н·мм}.$$

Крутящий момент в данном сечении M_K = 1421·10^3 Н·мм (см. эпюру M_K на рис. 9.7,*б*).

Для круглого сплошного сечения со шпоночным пазом мм в соответствии с табл. 9.2:

осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 85^3}{32} - \frac{22 \cdot 9(85-9)^2}{2 \cdot 85} = 53564 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_K = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 85^3}{16} - \frac{22 \cdot 9(85-9)^2}{2 \cdot 85} = 113856 \text{ мм}^3;$$

Амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_a = \sigma_И = \frac{M}{W} = \frac{445{,}6 \cdot 10^3}{53564} = 8{,}3 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_K/2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{1421 \cdot 10^3}{2 \cdot 113856} = 6{,}2 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = 0;\ \tau_m = \tau_a = 6{,}2 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты ψ_σ = 0,18 и ψ_τ = 0,09 (см. расчет выше для сечения А).

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{350}{4{,}16 \cdot 8{,}3 + 0{,}18 \cdot 0} = 10{,}1;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{210}{2{,}90 \cdot 6{,}2 + 0{,}09 \cdot 6{,}2} = 11{,}3.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении D

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^{\,2} + S_\tau^{\,2}}} = \frac{10{,}1 \cdot 11{,}3}{\sqrt{10{,}1^2 + 11{,}3^2}} = 7{,}5 > [S] = 2{,}5.$$

Сопротивление усталости вала в сечении D обеспечивается.

Если аналогичным образом выполнить расчет для второго концентратора напряжений в сечении D – шпоночного паза (для него ранее мы получили K_σ/K_d= =2,81 и K_τ/K_d = 3,06), то будем иметь следующее: S_σ = 15,0; S_τ = 10,8 и S= 8,8. Это подтверждает п.4 примечания выше, что в расчет следует принимать тот концентратор напряжений, у которого больше отношение K_σ/K_d.

Расчет сечений A и D на статическую прочность. Эквивалентное напряжение σ_E для рассматриваемых сечений вала:

сечение A

$$\sigma_E = \sqrt{(K_П M/W)^2 + 3(K_П M_K/W_K)^2} =$$

$$= \sqrt{(1{,}6 \cdot 1315{,}9 \cdot 10^3/50265)^2 + 3(1{,}6 \cdot 1421 \cdot 10^3/100531)^2} = 57{,}3 \text{ МПа};$$

сечение D

$$\sigma_E = \sqrt{(K_П M/W)^2 + 3(K_П M_K/W_K)^2} =$$

$$= \sqrt{(1{,}6 \cdot 445{,}6 \cdot 10^3/53564)^2 + 3(1{,}6 \cdot 1421 \cdot 10^3/113856)^2} = 23{,}2 \text{ МПа},$$

где $K_П$ = 1,6 – коэффициент перегрузки.

Предельное допускаемое напряжение для тихоходного вала при σ_T = 550 МПа:

$$[\sigma] = 0{,}8\sigma_T = 0{,}8 \cdot 550 = 440 \text{ МПа}.$$

Статическая прочность тихоходного (выходного) вала обеспечивается, т.к. для сечений A и D выполняется условие $\sigma_E < [\sigma]$.

Примечания: 1. Расчет на статическую прочность промежуточного и тихоходного (выходного) валов редуктора выполнен для каждого из опасных сечений только с методической точки зрения. При этом расчеты показали, что наибольшие величины эквивалентных напряжений σ_E получаются в наиболее напряженных сечениях (где меньший коэффициент запаса S по усталости). Тем самым подтверждаются рекомендации, изложенные в п. 4 примечаний (см. выше), что расчет на статическую прочность допускается проводить только для одного наиболее напряженного сечения вала, что и рекомендуется выполнять при курсовом проектировании.

2. Подробно рассмотренная в примере 9.2 методика расчета на прочность быстроходного, промежуточного и тихоходного валов коническо-цилиндрического редуктора может быть принята за основу при расчете валов других типов редукторов: цилиндрических, цилиндрическо-червячных, червячно-цилиндрических и т.п.При этом в табл. 9.1…9.8 содержатся все

необходимые справочные данные для выполнения этих расчетов. Нагрузки валов соответствующей передачи принимают по табл. 1П.23 приложения 1П.

3. Аналогичным образом рассчитывают и приводные валы ленточных и цепных конвейеров, элеваторов, грузоподъемных лебедок (механизмов подъема груза) и других приводных узлов. Методика расчета приводного вала рассмотрена на примере цепного конвейера в главе 11.

4. Расчет осей является частным случаем расчета валов и приводится только на изгиб(M_K=0).При этом принимают, что для вращающихся осей нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу, для неподвижных – по по отнулевому.

5. Короткие валы, какими являются валы редукторов (за исключением вала червяка) на жесткость обычно не проверяют, так как прогибы и углы закручивания таких валов невелики и жесткость их, как правило, обеспечивается.

Глава 10

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПРЕДВАРИТЕЛЬНО ВЫБРАННЫХ ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ И ВЫБОР ПОСАДОК

10.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Предварительно выбранные подшипники качения подлежат проверке на динамическую грузоподъемность (на заданный ресурс или долговечность), а при низкой частоте вращения – на статическую грузоподъёмность.

Проверочный расчет подшипников по динамической грузоподъёмности (долговечности) для предупреждения усталостного выкрашивания выполняют при частоте вращения кольца $n \geq 10$ мин$^{-1}$.

Если подшипники воспринимают внешнюю нагрузку в неподвижном состоянии или вращаясь с частотой $n < 10$ мин$^{-1}$, то их проверяют по статической грузоподъёмности на предотвращение возникновения пластических деформаций.

Расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности (на заданный ресурс или долговечность) регламентирует ГОСТ 18855-93, по статической грузоподъемности – ГОСТ 18854-93.

Проверочный расчет подшипников по динамической грузоподъемности (на заданный ресурс или долговечность)

Пригодность предварительно выбранного подшипника при частоте вращения $n \geq 10$ мин$^{-1}$ определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности $C_{расч}$ с базовой C или базовой долговечности (расчетного ресурса) при 90%-ой надежности L_{10h} с требуемой L_h:

$$C_{расч} \leq C \qquad \text{или} \qquad L_{10h} \geq L_h . \tag{10.1}$$

Для радиальных и радиально-упорных подшипников условие (10.1) имеет вид:

$$C_{r\,расч} = P_r \sqrt[p]{\frac{60 n L_h K_{HE}}{10^6 a_{23}}} \leq C_r \qquad \text{или} \qquad L_{10h} = a_{23} \frac{10^6}{60 n K_{HE}} \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p \geq L_h . \tag{10.2}$$

Для упорных и упорно-радиальных подшипников условие (10.1) записывают следующим образом:

$$C_{a\,расч} = P_a \sqrt[p]{\frac{60 n L_h K_{HE}}{10^6 a_{23}}} \leq C_a \quad \text{или} \qquad L_{10h} = a_{23} \frac{10^6}{60 n K_{HE}} \left(\frac{C_a}{P_a} \right)^p \geq L_h . \tag{10.3}$$

В формулах (10.2) и (10.3): $C_{r\,расч}$, $C_{a\,расч}$ - расчетные радиальная и осевая динамические грузоподъемности, Н; P_r, P_a - радиальная и осевая эквивалентные динамические нагрузки, Н; $p = 3$ – для шариковых и $p = 10/3 \approx 3{,}33$ - для роликовых подшипников; n – частота вращения одного из колец подшипника, мин$^{-1}$; L_h - требуемая долговечность (ресурс) подшипника, ч; K_{HE} - коэффициент режима нагрузки (табл. 10.1); a_{23} - коэффициент, характеризующий совместное влияние на ресурс подшипника качества металла колец, тел качения и условий эксплуатации (для обычных условий применения подшипников коэффициент

a_{23} принимают по табл. 10.2); C_r, C_a - базовые радиальная и осевая динамические грузоподъемности подшипника (Н), принимаемые по табл. 2П.11…2П.16 приложения 2П [при проверке сдвоенной опоры с двумя одинаковыми радиальными или радиально-упорными подшипниками на динамическую грузоподъемность по условию (10.2), вместо C_r подставляют базовую динамическую радиальную грузоподъемность комплекта $C_{r\Sigma}$ из двух подшипников: для шарикоподшипников $C_{r\Sigma}$ =1,625C_r, для роликоподшипников $C_{r\Sigma}$ = 1,714 C_r].

Эквивалентная динамическая нагрузка P:

а) для радиальных и радиально-упорных подшипников

$$P_r = (VXR_r + YR_a)K_Б K_T; \quad (10.4)$$

б) для упорных подшипников

$$P_a = R_a K_Б K_T; \quad (10.5)$$

в) для упорно-радиальных подшипников

$$P_r = (XR_r + YR_a)K_Б K_T. \quad (10.6)$$

В формулах (10.4)…(10.6): R_r, R_a- радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник, Н; X, Y – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок, принимаемые по табл. 10.3; V – коэффициент вращения, зависящий от того, какое кольцо подшипника вращается (при вращении внутреннего кольца V = 1, наружного – V = 1,2); $K_Б$ - коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки (для редукторов всех типов $K_Б$ = 1,3…1,5); K_T - температурный коэффициент (при рабочей температуре подшипника $t \le 100$ ºС K_T = 1).

Таблица 10.1

Коэффициент режима нагрузки K_{HE}

Типовой режим нагружения	K_{HE}
0 (постоянный)	1,0
1 (тяжелый)	0,50
2 (средний)	0,25
3 (средний нормальный)	0,18
4 (легкий)	0,125
5 (особо легкий)	0,063

Таблица 10.2

Коэффициент a_{23}

Тип подшипника	a_{23}
Для шарикоподшипников (кроме сферических)	0,7…0,8
Для роликоподшипников цилиндрических, шарикоподшипников сферических двухрядных	0,5…0,6
Для роликоподшипников конических	0,6…0,7
Для роликоподшипников сферических двухрядных	0,3…0,4

Таблица 10.3

Коэффициенты радиальной *X* и осевой *Y* нагрузок

Тип подшипника	α	iR_a/Cor	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				Коэффициент осевого нагружения *e*
			$R_a/(VR_r) > e$		$R_a/(VR_r) \le e$		$R_a/(VR_r) > e$		
			X	*Y*	*X*	*Y*	*X*	*Y*	
Шариковый радиальный	0°	0,014 0,028 0,056 0,084 0,110 0,170 0,280 0,420 0,560	0,56	2,30 1,99 1,71 1,55 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00	1,0	0	0,56	2,30 1,99 1,71 1,55 1,45 1,31 1,15 1,04 1,00	0,19 0,22 0,26 0,28 0,30 0,34 0,38 0,42 0,44
Шариковый радиально-упорный	12°	0,014 0,029 0,056 0,084 0,110 0,170 0,280 0,420 0,560	0,45	1,81 1,62 1,46 1,34 1,22 1,13 1,04 1,01 1,00	1,0	2,08 1,84 1,69 1,52 1,39 1,30 1,20 1,16 1,16	0,74	2,94 2,63 2,37 2,18 1,98 1,84 1,69 1,64 1,62	0,30 0,34 0,37 0,41 0,45 0,48 0,52 0,54 0,54
	15°	0,015 0,029 0,058 0,087 0,114 0,176 0,290 0,440 0,580	0,44	1,47 1,40 1,30 1,23 1,19 1,12 1,02 1,00 1,00	1,0	1,65 1,57 1,46 1,38 1,34 1,26 1,14 1,12 1,12	0,72	2,39 2,38 2,11 2,00 1,93 1,82 1,66 1,63 1,63	0,38 0,40 0,43 0,46 0,47 0,50 0,55 0,56 0,56

Продолжение табл.10.3

Тип подшипника	α	iR_a/Cor	Подшипники однорядные		Подшипники двухрядные				Коэффициент осевого нагружения e
			$R_a/(VR_r) > e$		$R_a/(VR_r) \le e$		$R_a/(VR_r) > e$		
			X	Y	X	Y	X	Y	
Шариковый радиально-упорный	25° 26°	-	0,41	0,87	1,0	0,92	0,67	1,41	0,68
	36°	-	0,37	0,66	1,0	0,66	0,60	1,07	0,95
	40°	-	0,35	0,57	1,0	0,55	0,57	0,93	1,14
Конический роликоподшипник	-	-	0,40	По табл. 2П.15	см. п. 4 примечаний				По табл. 2П.15

Примечания: 1.Для всех однорядных подшипников,указанных в таблице, при $R_a/(VR_r) \le e$ $X = 1$; $Y = 0$. 2. В таблице i – число рядов тел качения. 3. Коэффициенты Y и e для промежуточных величин отношений iR_a/C_{or} определяются интерполяцией. 4. Для двухрядных (сдвоенных) конических роликоподшипников коэффициент осевого нагружения e принимают по каталогу или по табл. 2П.15 приложения 2П для однорядного роликоподшипника, входящего в сдвоенную опору. Для такой опоры: при $R_a/(VR_r) \le e$ X =1 и $Y = 0{,}45\text{ctg}\,\alpha$; при $R_a/(VR_r) > e$ $X = 0{,}67$ и $Y = 0{,}67\text{ctg}\,\alpha$. При этом угол контакта α определяют по формуле : $\alpha = \text{arctg}(e/1{,}5)$, здесь e – коэффициент осевого нагружения однорядного конического роликоподшипника. 5. C_{or} – базовая статическая радиальная грузоподъемность подшипника (для сдвоенной опоры принимается базовая статическая радиальная грузоподъемность комплекта из двух подшипников $C_{or\Sigma} = 2C_{or}$).

Рассмотрим более подробно определение радиальной R_r и осевой R_a сил, нагружающих подшипник.

При проверочном расчете подшипников качения радиальная сила R_r - суммарная радиальная реакция соответствующей опоры (для опоры А – R_{rA} , для опоры В – R_{rB}).

Относительно осевой силы R_a необходимо отметить следующее. При установке вала на шариковых радиальных подшипниках осевая сила R_a, нагружающая подшипник, равна внешней осевой силе F_a , действующей на вал (более точно F_a - это результирующая внешняя сила для вала, на котором установлено несколько зубчатых колес с осевыми усилиями в зацеплении). При этом считают, что осевую силу F_a воспринимает подшипник, ограничивающий осевое перемещение вала под действием этой силы. Например, при установке вала на шариковых радиальных подшипниках по схеме 1 “враспор” (вариант 1.2 на рис. 4.1) для случая, когда внешняя сила F_a направлена в сторону левой опоры А имеем : $R_{a\text{A}} = F_a$; $R_{a\text{B}} = 0$. При изменении направления F_a в сторону правой

опоры В получим: $R_{aA} = 0$; $R_{aB} = F_a$. Если эти же подшипники установлены по схеме 3 вариант 3.1 (например, левая опора А фиксирующая, правая В – плавающая, см. рис. 4.1) и вал нагружен осевой силой F_a , направленной в сторону левой фиксирующей опоры А, тогда : $R_{aA} = F_a$; $R_{aB} = 0$. При изменении направления силы F_a (будет направлена в сторону плавающей правой опоры В) имеем: $R_{aA} = F_a$; $R_{aB} = 0$. Если $F_a = 0$ (для прямозубых зубчатых колес), то для опор А и В : $R_{aA} = 0$; $R_{aB} = 0$.

Более сложным является определение осевых сил R_a , нагружающих подшипники, при установке вала на радиально-упорных подшипниках (шариковых или роликовых). В данном случае осевые силы R_a находят с учетом осевых составляющих R_s от действия радиальных нагрузок R_r. Появление осевых составляющих R_s в радиально-упорных подшипниках связано с наклоном контактных линий, причем, значение этих сил зависит от типа используемого подшипника и угла контакта α. Следует отметить, что на величину R_s оказывают влияние также условия сборки подшипникового узла и принятая схема установки подшипников. Рассмотрим определение осевых составляющих R_s для радиально-упорных подшипников, используемых при курсовом проектировании приводов.

Для шариковых радиально-упорных подшипников

$$R_s = e\,R_r\,, \tag{10.7}$$

где e – коэффициент осевого нагружения, принимаемый по табл. 10.3 в зависимости от отношения iR_a/C_{or}.

Если в опоре установлен один радиально-упорный шариковый подшипник с числом рядов тел качения $i = 1$, то выше указанное отношение имеет вид R_a/C_{or}, где C_{or} – базовая статическая радиальная грузоподъемность данного подшипника, принимаемая по табл. 2П.13 приложения 2П. Если в опоре устанавливают два одинаковых радиально-упорных шарикоподшипника (сдвоенная опора), то отношение iR_a/C_{or} будет записано $2R_a/C_{or\Sigma}$, где $i = 2$ – число рядов тел качения сдвоенной опоры (двухрядного подшипника); $C_{or\Sigma}$ - базовая статическая радиальная грузоподъемность комплекта из двух подшипников: $C_{or\Sigma} = 2C_{or}$, здесь C_{or} – для одного подшипника сдвоенной опоры.

Для конических роликоподшипников

$$R_s = 0{,}83eR_r\,, \tag{10.8}$$

где коэффициент осевого нагружения e указывается в табл. 2П.15 приложения 2П для данного подшипника.

Осевые составляющие R_s от действия радиальных нагрузок R_r стремятся раздвинуть кольца подшипников в осевом направлении. Этому препятствуют упорные буртики вала и корпуса с соответствующими реакциями R_{a1} и R_{a2} (см. табл. 10.4). Условие нераздвигания колец, что обеспечивает нормальную работу радиально-упорных подшипников:

$$R_{a1} \geq R_{s1}\,;\; R_{a2} \geq R_{s2}. \tag{10.9}$$

В табл. 10.4 приведены формулы для определения осевых сил R_{a1} и R_{a2} в отдельных частных случаях.

Таблица 10.4

Осевые нагрузки R_{a1} и R_{a2} для радиально-упорных шариковых и роликовых подшипников

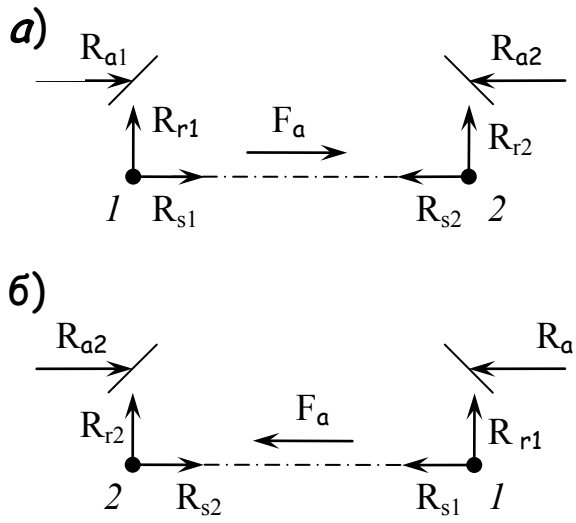


Рис. 1. Установка враспор

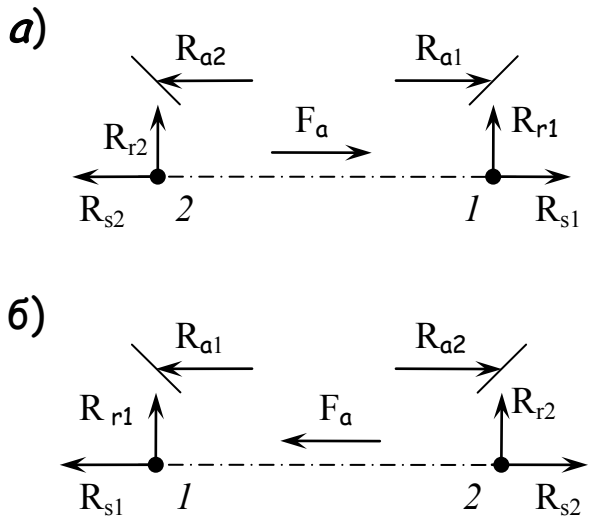


Рис. 2. Установка врастяжку

Соотношение сил	Осевая нагрузка
$R_{s1} \geq R_{s2}$; $F_a \geq 0$	$R_{a1} = R_{s1}$; $R_{a2} = R_{a1} + F_a$
$R_{s1} < R_{s2}$; $F_a \geq R_{s2} - R_{s1}$	
$R_{s1} < R_{s2}$; $F_a < R_{s2} - R_{s1}$	$R_{a2} = R_{s2}$; $R_{a1} = R_{a2} - F_a$

Примечания: 1.Цифрой 2 обозначен подшипник, воспринимающий осевую результирующую внешнюю силу F_a. 2. На рассматриваемых рисунках и схемах суммарные радиальные реакции R_{r1} и R_{r2}, а также их осевые составляющие R_{s1} и R_{s2} приведены к оси вала. 3. По стандарту нагрузки R_r и R_a обозначены соответственно F_r и F_a.

Проверочный расчет подшипников по статической грузоподъемности

Проверяют (и подбирают) подшипники по статической грузоподъемности при малых частотах вращения $n < 10$ мин $^{-1}$, когда число циклов нагружений мало и не вызывает усталостных разрушений.

Условие проверки или подбора радиальных и радиально-упорных подшипников

$$P_{or} \leq C_{or} , \qquad (10.10)$$

где P_{or} – эквивалентная радиальная статическая нагрузка, Н; C_{or} – базовая радиальная статическая грузоподъемность, Н (см. табл. 2П.11 ... 2П.16 приложения 2П).

Для радиальных и радиально-упорных подшипников P_{or} определяют по формуле

$$P_{or} = (X_0 R_r + Y_0 R_a) \geq R_r, \qquad (10.11)$$

где R_r, R_a – радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник Н;
X_0, Y_0 –коэффициенты радиальной и осевой статических нагрузок, принимаемые по табл. 10.5.

Примечания: 1. Если по формуле (10.11) получилось $P_{or} < R_r$, то принимают $P_{or} = R_r$.
2. Ряд авторов, например, М.Н. Иванов [3], рекомендуют дополнительно для подшипников, выбранных по динамической грузоподъемности (из расчета на заданный ресурс или долговечность) и работающих при переменных режимах нагрузки также производить проверку на статическую грузоподъемность.

Выбор посадок подшипников качения

В большинстве проектируемых приводов внутреннее кольцо подшипника вращается вместе с валом относительно радиальной нагрузки, подвергаясь так называемому циркуляционному нагружению. В то же время наружное кольцо остается неподвижным относительно радиальной нагрузки, подвергаясь местному нагружению. Однако в ряде конструкций, например, в соосных цилиндрических редукторах без внутренней стенки (см. рис. 4.20) циркуляционному нагружению подвергается наружное кольцо подшипника, которое вращается вместе с колесом тихоходной ступени, а внутреннее кольцо- местному нагружению.

Таблица 10.5

Коэффициенты радиальной X_0 и осевой Y_0 статической нагрузки

Тип подшипника	X_0		Y_0	
	Для опоры с одним подшипником	Для опоры с двумя подшипниками	Для опоры с одним подшипником	Для опоры с двумя подшипниками
Шариковые радиальные	0,6	0,6	0,5	0,5
Шариковые радиально-упорные с углом контакта: $\alpha = 12°(15°)$ $\alpha = 26°(25°)$ $\alpha = 36°(40°)$	 0,5(0,5) 0,5(0,5) 0,5(0,5)	 1,0(1,0) 1,0(1,0) 1,0(1,0)	 0,47(0,46) 0,37(0,38) 0,28(0,26)	 0,94(0,92) 0,74(0,76) 0,56(0,52)
Шариковые и роликовые самоустанавливающиеся подшипники, а также конические роликоподшип-	0,5	1,0	0,22ctg α (можно по каталогу)	0,44ctg α

ники				

Опыт эксплуатации подшипниковых узлов показывает, что их надежная работа обеспечивается только в том случае, если соединение колец подшипников с вращающимися деталями выполнено с натягом. Тем самым исключается проворачивание кольца относительно сопряженной детали и, как следствие, отсутствует развальцовка посадочных поверхностей.

Неподвижное относительно радиальной нагрузки кольцо подшипника устанавливают по посадке с зазором. Такая посадка обеспечивает нерегулярное проворачивание невращающегося кольца, что гарантирует при местном нагружении более равномерный износ беговых дорожек. Кроме того, посадка с зазором обеспечивает осевое перемещение колец подшипников при монтаже и регулировании зазоров.

При курсовом проектировании для подшипников класса точности 0 выбор полей допусков вала и отверстия корпуса можно производить по табл.10.6 и 10.7.

Таблица 10.6

Поле допуска вала

Вид нагружения внутреннего кольца	Режим работы подшипника	Поля допуска вала при установке подшипников	
		шариковых	роликовых
Местное	Требуется перемещение внутреннего кольца на валу	g6	g6
	Не требуется перемещение внутреннего кольца на валу	h6	h6
Циркуляционное	$P_r \le 0{,}15C_r$	k6; js6	k6; m6
	$P_r > 0{,}15C_r$	m6	n6
Примечание. P_r – эквивалентная динамическая нагрузка; C_r – базовая радиальная динамическая грузоподъемность подшипника по каталогу.			

Таблица 10.7

Поле допуска отверстия корпуса

Вид нагружения наружного кольца	Режим работы подшипника	Поле допуска отверстия корпуса

Местное	Наружное кольцо имеет возможность перемещения в осевом направлении	H7
Циркуляционное	Наружное кольцо не перемещается в осевом направлении	N7

10.2. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА

Пример 10.1. По данным примера 5.3 главы 5 и примера 9.1 главы 9 выполнить проверочный расчет предварительно выбранных подшипников качения валов коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора привода цепного конвейера (рис.1.1 главы 1) и выбрать для них посадки. Частота вращения валов: быстроходного (входного) $n=n_I=975$ мин$^{-1}$; промежуточного $n=n_{II}=308$ мин$^{-1}$; тихоходного (выходного) $n=n_{III}=80$мин$^{-1}$. Требуемый ресурс (долговечность) подшипников $L_h=12\cdot10^3$ ч. Типовой режим нагружения – 1 (тяжелый). Условия эксплуатации подшипников-обычные. Рабочая температура подшипников $t<100$°С.

Решение

Быстроходный (входной) вал

Для быстроходного вала предварительно был выбран конический однорядный роликоподшипник легкой серии 7212А, для которого по табл. 2П.15 приложения 2П: d = 60 мм; D = 110 мм; T = 24 мм; C_r = 91,3 кН; C_{or} = 70 кН; e =0,4; Y = 1,5.

Схема установки подшипников – врастяжку (схема 2). По табл. 4.2 для данной схемы установки при d = 60 мм расстояние между подшипниками должно быть не более $l_{max}=7d=7\cdot60=420$ мм. В проектируемом редукторе расстояние между подшипниками $l_{2Б}=106$ мм (см. рис. 9.5), что значительно меньше $l_{\max}$.

На опоры вала действуют силы: радиальные реакции опор $R_{rA}=2065$ Н и $R_{rB}=4889$ Н; внешняя осевая сила $F_{alБ}=2857$ Н. Для определения осевых нагрузок на опоры приведем схему нагружения вала (рис. 9.6) к виду, представленному на рис. 2,*б* в табл. 10.4. Получим $R_{r1}=R_{rA}=2065$ Н, $R_{r2}=R_{rB}=4889$ Н, $F_a=F_{alБ}=2857$ Н.

Определяем осевые составляющие от действия радиальных нагрузок:

$$R_{s1}=0{,}83eR_{r1}=0{,}83\cdot0{,}4\cdot2065=686\text{ Н};$$

$$R_{s2}=0{,}83eR_{r2}=0{,}83\cdot0{,}4\cdot4889=1623\text{ Н}.$$

Так как $R_{s1}<R_{s2}$ (686 < 1623) и $F_a>R_{s2}-R_{s1}$ [2857 > (1623 - 686) = 937], то в соответствии с табл. 10.4 находим осевые силы, нагружающие подшипники:

$$R_{a1}=R_{s1}=686\text{ Н};\ R_{a2}=R_{a1}+F_a=686+2857=3543\text{ Н}.$$

Отношение $R_{a1}/(VR_{r1})=686/(1\cdot2065)=0{,}33<e=0{,}4$ и для опоры 1 имеем (см. табл. 10.3): $X=1$; $Y=0$.

Отношение $R_{a2}/(VR_{r2})$ = 3543/(1·4889) = 0,72 > e = 0,4 и для опоры 2: X = 0,4; Y= 1,5.

Эквивалентные динамические нагрузки по формуле (10.4) при $K_Б$ = 1,4 и $K_Т$=1:

$$P_{r1} = (VXR_{r1} + YR_{a1})\, K_Б\, K_Т = (1\cdot1\cdot2065 + 0\cdot686)\cdot1{,}4\cdot1 = 2891 \text{ Н};$$

$$P_{r2} = (VXR_{r2} + YR_{a2})\, K_Б\, K_Т = (1\cdot0{,}4\cdot4889 + 1{,}5\cdot3543)1{,}4\cdot1 = 10178 \text{ Н}.$$

По условию (10.2) проверяем более нагруженный подшипник опоры 2, приняв K_{HE} = 0,5 (по табл. 12.1) и a_{23} = 0,65 (табл. 10.2):

$$L_{10h} = a_{23}\frac{10^6}{60nK_{HE}}\left(\frac{C_r}{P_{r2}}\right)^p = 0{,}65\frac{10^6}{60\cdot975\cdot0{,}5}\left(\frac{91{,}3\cdot10^3}{10178}\right)^{3{,}33} = 33{,}1\cdot10^3 \text{ ч} > L_h = 12\cdot10^3 \text{ ч}.$$

Предварительно принятый подшипник 7212А подходит, так как расчетный ресурс подшипника L_{10h} больше требуемого L_h.

Промежуточный вал

При проектном расчете промежуточного вала предварительно было намечено использование в качестве его опор роликового конического однорядного подшипника легкой серии 7209А со следующими данными (см. табл. 2П.15 приложения 2П): d=45 мм; D=85мм; T=21 мм; C_r=62,7 кН; C_{or}=50 кН; e = 0,4; Y = 1,5.

Схема установки подшипников – враспор (схема 1). По табл. 4.2 для данной схемы установки при d = 45 мм расстояние между подшипниками должно быть не более $l_{max} = 8d = 8 \cdot 45 = 360$ мм. Для промежуточного вала расстояние между подшипниками составляет (рис. 9.5) $l = l_{1П}+l_{2П}+l_{3П}$ = 60+82+46=188 мм, что меньше l_{max}.

На опоры вала действуют силы: радиальные реакции опор R_{rA}=4968Н и R_{rB}=7949 Н, осевая сила на колесе конической передачи с круговыми зубьями $F_{a2Б}$=763 Н, осевая сила на шестерне косозубой цилиндрической передачи $F_{a1Т}$=2082Н. Рассчитаем внешнюю результирующую осевую силу, действующую на вал:

$$F_a = F_{a1T} - F_{a2Б} = 2082 - 763 = 1319 \text{ Н}.$$

Сила F_a направлена в данном случае в сторону правой опоры В.

Для определения осевых нагрузок на опоры приведем схему нагружения вала (рис. 9.7, *а*) к виду, представленному на рис. 1, а табл.10.4 (с учетом направления силы F_a). Получим $R_{r1}=R_{rA}$=4968Н, $R_{r2}=R_{rB}$=7949Н, F_a=1319 Н.

Определяем осевые составляющие от действия радиальных нагрузок:

$$R_{S1} = 0{,}83e\, R_{r1} = 0{,}83 \cdot 0{,}4 \cdot 4968 = 1649 \text{ Н};$$

$$R_{S2} = 0{,}83e\, R_{r2} = 0{,}83 \cdot 0{,}4 \cdot 7949 = 2639 \text{ Н}.$$

Так как $R_{S1} < R_{S2}$ (1649 < 2639) и $F_a > R_{S2} - R_{S1}$ [1319 > (2639-1649) = 990], то в
соответствии с табл. 10.4 находим осевые силы, нагружающие подшипники:

$$R_{a1} = R_{S1} = 1649 \text{ Н}; \; R_{a2} = R_{a1} + F_a = 1649+1319 = 2968 \text{ Н}.$$

Отношение $R_{a1}/(VR_{r1}) = 1649/(1 \cdot 4968) = 0{,}33 < e = 0{,}4$ и для опоры 1 имеем : $X = 1$; $Y = 0$.

Отношение $R_{a2}/(VR_{r2}) = 2968/(1 \cdot 7949) = 0{,}37 < e = 0{,}4$ и для опоры 2: $X = 1$;
$Y = 0$.

Эквивалентные динамические нагрузки по формуле (10.4) при $K_Б = 1{,}4$ и $K_Т = 1$:

$$P_{r1} = VXR_{r1} K_Б K_Т = 1 \cdot 1 \cdot 4968 \cdot 1{,}4 \cdot 1 = 6955 \text{ Н};$$

$$P_{r2} = VXR_{r2} K_Б K_Т = 1 \cdot 1 \cdot 7949 \cdot 1{,}4 \cdot 1 = 11129 \text{ Н}.$$

По условию (10.2) проверяем более нагруженный подшипник опоры 2, приняв $K_{HE} = 0{,}5$ (по табл. 10.1) и $a_{23} = 0{,}65$ (табл. 12.2):

$$L_{10h} = a_{23} \frac{10^6}{60 n K_{HE}} \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^p = 0{,}65 \frac{10^6}{60 \cdot 308 \cdot 0{,}5} \left(\frac{62{,}7 \cdot 10^3}{11129} \right)^{3{,}33} = 22{,}3 \cdot 10^3 \text{ ч} > L_h = 12 \cdot 10^3 \text{ ч}.$$

Предварительно выбранный подшипник 7209А подходит, так как расчетный ресурс подшипника L_{10h} больше требуемого L_h .

Тихоходный(выходной) вал

При проектном расчете тихоходного вала предварительно был принят роликовый конический однорядный подшипник легкой серии 7216А, имеющий следующие данные (см. табл. 2П.15 приложения 2П): d=80 мм; D=140 мм; T=28,5 мм; C_r=140кН; C_{or}=114 кН; $e = 0{,}43$; $Y = 1{,}4$.

Схема установки подшипников – враспор (схема 1). По табл. 4.2 для данной схемы установки при $d = 80$ мм расстояние между подшипниками должно быть не более $l_{max} = 6d = 6 \cdot 80 = 480$ мм. Для тихоходного вала расстояние между опорами составляет (рис. 9.5) $l = l_{2Т} + l_{3Т} = 138 + 43 = 181$ мм, что значительно меньше $l_{\max}$.

На опоры вала действуют силы: радиальные реакции опор R_{rA}=20574 Н и R_{rB}=9372Н, осевая сила на колесе косозубой цилиндрической передачи F_{a2T}=2082 Н.Таким образом, на вал действует только одна внешняя осевая сила $F_a = F_{a2T} = 2082$ Н, которая в соответствии со схемой нагружения вала (см. рис. 9.7,*б*) направлена в сторону опоры А. Приведем данную схему нагружения вала к виду, представленному на рис. 1, *б* табл.10.4. Получим $R_{r1} = R_{rB} = 9372$Н, $R_{r2} = R_{rA} = 20574$ Н, $F_a = 2082$ Н.

Определяем осевые составляющие от действия радиальных нагрузок:

$$R_{S1} = 0{,}83 e R_{r1} = 0{,}83 \cdot 0{,}43 \cdot 9372 = 3345 \text{ Н};$$

$$R_{S2} = 0{,}83 e R_{r2} = 0{,}83 \cdot 0{,}43 \cdot 20574 = 7343 \text{ Н}.$$

Так как $R_{S1} < R_{S2}$ (3345 < 7343) и $F_a < R_{S2} - R_{S1}$ [2082 < (7343 - 3345) = 3998], то в соответствии с табл. 10.4 находим осевые силы, нагружающие подшипники:

$$R_{a2} = R_{S2} = 7343 \text{ Н}; \; R_{a1} = R_{a2} - F_a = 7343 - 2082 = 5261 \text{ Н}.$$

Отношение $R_{a1}/(VR_{r1}) = 5261/(1 \cdot 9372) = 0{,}56 > e = 0{,}43$ и для опоры 1 в соответствии с табл. 10.3 имеем: $X = 0{,}4$; $Y = 1{,}4$.

Отношение $R_{a2}/(VR_{r2}) = 7343/(1 \cdot 20574) = 0{,}36 < e = 0{,}43$ и для опоры 2: $X = 1$; $Y = 0$.

Эквивалентные динамические нагрузки по формуле(10.4) при $K_Б = 1{,}4$ и $K_Т = 1$:

$$P_{r1} = (VXR_{r1} + Y R_{a1})K_Б K_Т = (1 \cdot 0{,}4 \cdot 9372 + 1{,}4 \cdot 5261) \cdot 1{,}4 \cdot 1 = 15560 \text{ Н};$$

$$P_{r2} = VXR_{r2} K_Б K_Т = 1 \cdot 1 \cdot 20574 \cdot 1{,}4 \cdot 1 = 28804 \text{ Н}.$$

По условию (10.2) проверяем более нагруженную опору 2, приняв $K_{HE} = 0{,}5$ (табл. 10.1) и $a_{23} = 0{,}65$ (табл. 10.2):

$$L_{10h} = a_{23} \frac{10^6}{60 n K_{HE}} \left(\frac{C_r}{P_{r2}} \right)^p = 0{,}65 \frac{10^6}{60 \cdot 80 \cdot 0{,}5} \left(\frac{140 \cdot 10^3}{28804} \right)^{3{,}33} = 52{,}4 \cdot 10^3 \text{ ч} > L_h = 12 \cdot 10^3 \text{ ч}.$$

Предварительно выбранный подшипник 7216А подходит, так как расчетный ресурс подшипника L_{10h} больше требуемого L_h.

Выбор посадок подшипников качения для валов редуктора

В проектируемом редукторе внутренние кольца конических роликоподшипников имеют циркуляционное нагружение, наружные-местное.

При этом отношение P_r / C_r составляет: для быстроходного (входного) вала 10178/91300=0,11; для промежуточного вала 11129/62700=0,18 и для тихоходного (выходного) вала 28804/140000=0,21.

По табл. 10.6 при циркуляционном нагружении внутреннего кольца подшипника выбираем поля допусков быстроходного вала k6, промежуточного и тихоходного валов-n6.

По табл. 10.7 поля допусков отверстий корпуса редуктора Н7 (для местного нагружения).

Пример 10.2. Подобрать подшипники тихоходного (выходного) вала редуктора (рис. 10.1), на котором установлено косозубое цилиндрическое колесо тихоходной ступени и на конце вала – ведущая звездочка цепной передачи (конструктивное исполнение вала см. рис. 4.15, *а*). Частота вращения вала n=80 мин$^{-1}$

Осевая сила на колесе F_{a2T} =2082 Н. Суммарные радиальные реакции: опоры А - R_{rA} =19679Н; опоры В R_{rB}=8820 Н.Диаметр вала в месте установки подшипников d=85 мм. Требуемый ресурс подшипников $L_h = 12 \cdot 10^3$ ч .Типовой режим нагружения – 1 (тяжелый). Условия эксплуатации подшипников– обычные. Рабочая температура подшипников t<100 °С.

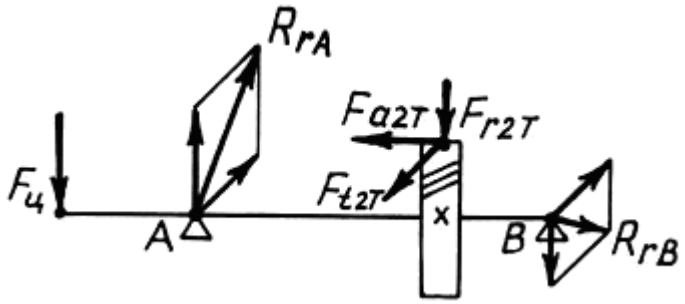


Рис. 10.1

Решение. 1. Исходя из диаметра посадочных поверхностей вала $d = 85$ мм по табл. 2П.11 приложения 2П предварительно назначаем шариковые радиальные однорядные подшипники средней серии 317, для которых базовая динамическая грузоподъемность $C_r = 133$ кН и базовая статическая грузоподъемность $C_{or} == 90$ кН. Схема установки подшипников враспор.

2. Так как в соответствии со схемой нагружения вала (см. рис. 10.1) осевая сила в косозубом зацеплении цилиндрической передачи $F_{a2T} = 2082$ Н направлена в сторону опоры А, то ее воспринимает подшипник данной опоры. Ввиду того, что осевые составляющие от действия радиальных нагрузок в шариковых радиальных подшипниках отсутствуют $(R_{S1} = 0; R_{S2} = 0)$, то осевые нагрузки подшипников : опоры А - $R_{aA} = F_{a2T} = 2082$ Н, опоры В - $R_{aB} = 0.$

3. Определяем для опоры А отношение $iR_a / C_{or} = 1 \cdot 2082 / (90 \cdot 10^3) = 0{,}023,$ где $i = 1 -$ число рядов тел качения; $R_a = R_{aA} = 2082$ Н.

4. По табл. 10.3 для шарикового радиального подшипника при $iR_a / C_{or} = 0{,}023$ интерполированием коэффициент осевого нагружения $e = 0{,}21.$

5. Для подшипника опоры А, воспринимающего осевую силу F_{a2T}, определяем отношение $R_{aA} / (VR_{rA}) = 2082 / (1 \cdot 19679) = 0{,}11,$ где $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо подшипника).

6. Так как $R_{aA} / (VR_{rA}) = 0{,}11,$ что меньше $e = 0{,}21,$ то по табл. 10.3 коэффициенты $\mathrm{X} = 1, \mathrm{Y} = 0$. Таким образом, подшипники будем рассчитывать только с учетом радиальных нагрузок R_{rA} и R_{rB}. Но так как $R_{rA} > R_{rB}$, то дальнейший расчет производим для более нагруженного подшипника опоры А.

7. Принимаем коэффициенты: $K_Б = 1{,}4;$ $K_T = 1;$ $K_{HE} = 0{,}5;$ $a_{23} = 0{,}75$ (см. табл. 10.2).

8. Эквивалентная динамическая радиальная нагрузка для более нагруженной опоры А:

$$P_{rA} = VXR_{rA}K_Б K_T = 1 \cdot 1 \cdot 19679 \cdot 1{,}4 \cdot 1 = 27551 \ H.$$

9. Расчетный ресурс подшипника опоры А:

$$L_{10h} = a_{23} \frac{10^6}{60 n K_{HE}} \left(\frac{C_r}{P_{rA}} \right)^p = 0{,}75 \frac{10^6}{60 \cdot 80 \cdot 0{,}5} \left(\frac{133 \cdot 10^3}{27551} \right)^3 \text{ч} = 35{,}2 \cdot 10^3 \quad > L_h = \quad \cdot \ ^3$$

10.Так как расчетный ресурс $L_{10h} = 35{,}2 \cdot 10^3$ ч больше требуемого $L_h = 12 \cdot 10^3$ ч, то предварительно назначенный подшипник 317 пригоден.

Пример 10.3. Подобрать подшипники качения для опор вала червяка (рис. 4.30, *б*). Частота вращения вала $n = 1435$ мин$^{-1}$. Требуемый ресурс подшипников $L_h = 16 \cdot 10^3$ часов. Диаметр посадочной поверхности вала $d = 40$ мм. На опоры вала действуют нагрузки: суммарные радиальные реакции опор $R_{rA} = 1160$ Н и $R_{rB} = 283$ Н, а также осевая сила на червяке $F_{a1} = 3231$ Н.Типовой режим нагружения – 2(средний равновероятный). Схема установки подшипников – 3 (одна опора фиксирующая сдвоенная, вторая плавающая). Условия эксплуатации подшипников – обычные. Особенности конструктивного исполнения: подшипниковый узел фиксирующей опоры А образуют два одинаковых конических роликоподшипника, подшипниковый узел плавающей опоры – один шариковый радиальный однорядный подшипник. Рабочая температура подшипников t<100 °С.

Решение. 1. Исходя из диаметра посадочных поверхностей вала червяка $d = 40$ мм, предварительно назначаем подшипники: для опоры А – конические роликоподшипники средней серии 7308 (см. табл. 2П.15 приложения 2П) со следующей характеристикой: $C_r = 66$ кН; $C_{Or} = 47{,}5$ кН; $e = 0{,}34$; для опоры В- один шариковый радиальный однорядный подшипник легкой серии 208 (см. табл. 2П.11 приложения 2П) с базовой динамической грузоподъемностью $C_r = 32$ кН.

2. Определяем суммарную базовую динамическую грузоподъемность комплекта из двух конических роликоподшипников $C_{r\Sigma} = 1{,}714 C_r = 1{,}714 \cdot 66 = 113{,}124$ кН.

3. Нагрузки для фиксирующей опоры А: радиальная $R_{rA} = 1160$ Н, осевая $R_{aA} = F_{a1} = 3231$ Н. Тогда отношение $R_{aA}/(VR_{rA}) = 3231/(1 \cdot 1160) = 2{,}79$, где $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо подшипника).

4. Определяем коэффициенты X и Y. Так как для фиксирующей опоры получилось $R_{aA}/(VR_{rA}) = 2{,}79 > e = 0{,}34$, то принимаем для комплекта подшипников, как для двухрядного подшипника: значение угла

$$\alpha = arctg(e/1{,}5) = arctg(0{,}34/1{,}5) = 12{,}77°;$$ коэффициенты $X = 0{,}67$,

$$Y = 0{,}67 ctg\alpha = 0{,}67 ctg 12{,}77° = 2{,}96.$$

Примечание. Если получилось $R_{aA}/(VR_{rA}) \le e$, то принимают : $\alpha = arctg(e/1{,}5)$, $X = 1$, $Y = 0{,}45 ctg\alpha$.

5. Рассчитываем эквивалентную динамическую нагрузку для опоры А, приняв коэффициенты $V = 1$; $K_Б = 1{,}4$; $K_T = 1$:

$$P_{rA} = (XVR_{rA} + YR_{aA}) K_Б K_T = (0{,}67 \cdot 1 \cdot 1160 + 2{,}96 \cdot 3231) 1{,}4 \cdot 1 = 14477 \text{ Н}.$$

6. Приняв по табл. 10.1 коэффициент режима нагрузки $K_{HE} = 0{,}25$ и по табл. 10.2 коэффициент $a_{23} = 0{,}65$, определяем расчетный ресурс комплекта конических роликоподшипников опоры А:

$$L_{10h} = a_{23}\frac{10^6}{60nK_{HE}}\left(\frac{C_{r\Sigma}}{P_{rA}}\right)^p = 0{,}65\frac{10^6}{60\cdot 1435\cdot 0{,}25}\left(\frac{113{,}124\cdot 10^3}{14477}\right)^{3{,}33} = 28{,}4\cdot 10^3 \text{ ч}$$

7. Комплект подшипников опоры А считается пригодным, если выполняется условие: $L_{10h} > L_h$ В нашем примере это условие выполняется.

8. Проверяем пригодность предварительно назначенного шарикового радиального однорядного подшипника легкой серии 208 для плавающей опоры В. Так как данный подшипник нагружен только радиальной нагрузкой R_{rB} (при осевой нагрузке $R_{aB} = 0$ коэффициенты $X = 1$ и $Y = 0$), то эквивалентная динамическая нагрузка для опоры В при $K_Б = 1{,}4$ и $K_T = 1$:

$$P_{rB} = VXR_{rB}K_Б K_T = 1\cdot 1\cdot 283\cdot 1{,}4\cdot 1 = 396 \text{ Н}.$$

9. Определяем расчетный ресурс подшипника опоры В при $a_{23} = 0{,}75$ (см. табл. 10.2):

$$L_{10h} = a_{23}\frac{10^6}{60nK_{HE}}\left(\frac{C_r}{P_{rB}}\right)^p = 0{,}75\frac{10^6}{60\cdot 1435\cdot 0{,}25}\left(\frac{32\cdot 10^3}{396}\right)^3 = 18{,}4\cdot 10^6 \text{ ч}$$

10. Так как $L_{10h} = 18{,}4\cdot 10^6$ ч $> L_h = 16\cdot 10^3$ ч, то предварительно назначенный шариковый радиальный однорядный подшипник легкой серии 208 пригоден.

Пример 10.4. По данным примера 10.3 проверить возможность применения в фиксирующей сдвоенной опоре А вала червяка радиально- упорных однорядных шарикоподшипников.

Решение. 1. Предварительно назначаем по табл. 2П.13 приложения 2П радиально-упорные однорядные шариковые подшипники легкой серии 46208 с углом контакта $\alpha = 26°$. Базовые грузоподъемности одного подшипника: динамическая $C_r = 36{,}8$ кН, статическая $C_{or} = 21{,}3$ кН.

2. Определяем суммарные базовые грузоподъемности комплекта двух подшипников опоры А: динамическая $C_{r\Sigma} = 1{,}625C_r = 1{,}625\cdot 36{,}8 = 59{,}8$ кН; статистическая $C_{or\Sigma} = 2C_{or} = 2\cdot 21{,}3 = 42{,}6$ кН.

3. Нагрузки для фиксирующей опоры А: радиальная $R_{rA} = 1160\ H$, осевая $R_{aA} = 3231$ Н. Приняв число рядов тел качения в двухрядном подшипнике опоры А $i = 2$, определяем отношение $iR_{aA}/C_{or\Sigma} = 2\cdot 3231/\left(42{,}6\cdot 10^3\right) = 0{,}152$.

4. По табл. 10.3 для $\alpha = 26°$ принимаем коэффициент осевого нагружения $e = 0{,}68$ (для $\alpha = 26°$ коэффициент e не зависит от отношения $iR_{aA}/C_{or\Sigma}$).

Примечание. Коэффициент e для подшипников с углами контакта $\alpha = 12$ и $15°$ выбирают в зависимости от отношения $iR_a/C_{or} = iR_{aA}/C_{or\Sigma}$.

5.Определяем отношение $R_{aA}/\left(VR_{rA}\right) = 3231/\left(1\cdot 1160\right) = 2{,}79$, где $V = 1$ (вращается внутреннее кольцо подшипника).

6. По табл. 10.3 при $R_a/\left(VR_r\right) = R_{aA}/\left(VR_{rA}\right) > e$ коэффициенты $X = 0{,}67$, $Y = 1{,}41$ (для двухрядных подшипников при $\alpha = 26°$).

7. Определяем эквивалентную динамическую нагрузку для опоры А при $V = 1$, $K_Б = 1{,}4$ и $K_T = 1$:

$$P_{rA} = \left(XVR_{rA} + YR_{aA}\right)K_{Б}K_{T} = \left(0{,}67 \cdot 1 \cdot 1160 + 1{,}41 \cdot 3231\right)1{,}4 \cdot 1 = 7466 \text{ Н}.$$

8. Определяем расчетный ресурс комплекта радиально-упорных однорядных шариковых подшипников опоры А при $a_{23} = 0{,}75$ (см. табл. 10.2):

$$L_{10h} = a_{23}\frac{10^6}{60nK_{HE}}\left(\frac{C_{r\Sigma}}{P_{rA}}\right)^p = 0{,}75\frac{10^6}{60 \cdot 1435 \cdot 0{,}25}\left(\frac{59{,}8 \cdot 10^3}{7466}\right)^3 = 17{,}9 \cdot 10^3$$

9. Так как $L_{10h} = 17{,}9 \cdot 10^3$ ч $> L_h = 16 \cdot 10^3$ ч, то предварительно назначенный радиально-упорный однорядный шариковый подшипник легкой серии 46208 с углом контакта $\alpha = 26°$ пригоден для использования в комплекте фиксирующей опоры А вала червяка.

Глава 11

ПРОЕКТИРОВАНИЕ ПРИВОДНОГО ВАЛА КАК СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ

11.1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

На приводном валу ленточного конвейера устанавливают барабан (рис. 11.1...11.5), цепного – одну или две звёздочки (рис. 11.9). Установка барабана механизма подъёма груза (лебёдки) приведена на рис. 4.42 и 11.6…11.8.

Барабаны ленточных конвейеров изготавливают сварными (рис. 11.1…11.4) или литыми (рис. 11.5). В сварной конструкции за счёт уменьшения толщины элементов возможно сокращение расхода металла и уменьшение массы барабана. Поэтому при курсовом проектировании предпочтение следует отдавать сварной конструкции барабана.

Конструкция барабана, представленная на рис. 11.4, целесообразна для крупносерийного и массового производства, когда окупаются затраты на штампы и другие приспособления.

Барабаны с двумя ступицами (рис. 11.1, 11.3 и 11.5) закрепляют обычно на валу только одной шпонкой со стороны подвода крутящего момента.

Опоры приводного вала устанавливают обычно на расстоянии 100...200 мм от кромок барабана (рис. 11.1) и 100…250 мм от середины тяговой звёздочки (рис. 11.9,*а*). При этом опоры выполняют преимущественно с радиальными сферическими подшипниками качения (в основном шариковыми).

Конструкция барабана механизма подъёма груза, устанавливаемого на оси (рис. 4.42), подробно описана в главе 4. Одним из вариантов конструктивного исполнения данного узла является установка барабана на полуосях (рис. 11.2 и 11.6). При небольшой высоте подъёма груза (краны для загрузки станков) рекомендуется консольная установка небольшого по размерам барабана на конце выходного (тихоходного) вала редуктора (рис. 11.7).

Значительное уменьшение габаритов и массы конструкции привода (примерно в 2 раза) обеспечивает использование волновых зубчатых передач. На рис. 11.8 и 11.14 приведены примеры таких конструкций, разработанные автором совместно с В.И. Тростиным.

На рис. 11.8 показана лебёдка подъёма стрелы крана с приводом от двигателя АИР 112 МВ8 ТУ 16-525.564-84. Предлагаемая конструкция лебёдки базируется на волновом зубчатом редукторе, фланец-стакан 1 которого крепится к кронштейну 2, закреплённому на раме 3. Гибкое колесо 4 с помощью шлицев соединено с диском 5. Последний в свою очередь жестко соединён с помощью винтов и штифтов с неподвижным фланцем 1. Жесткое колесо установлено на крышке 7 и соединено с ней посредством винтов. При этом вращение кулачкового генератора волн, состоящего из кулачка 8 и напрессованного на него специального гибкого подшипника 9, вызывает вращение колеса 6, а значит, и связанного с ним барабана 10 (диаметр барабана

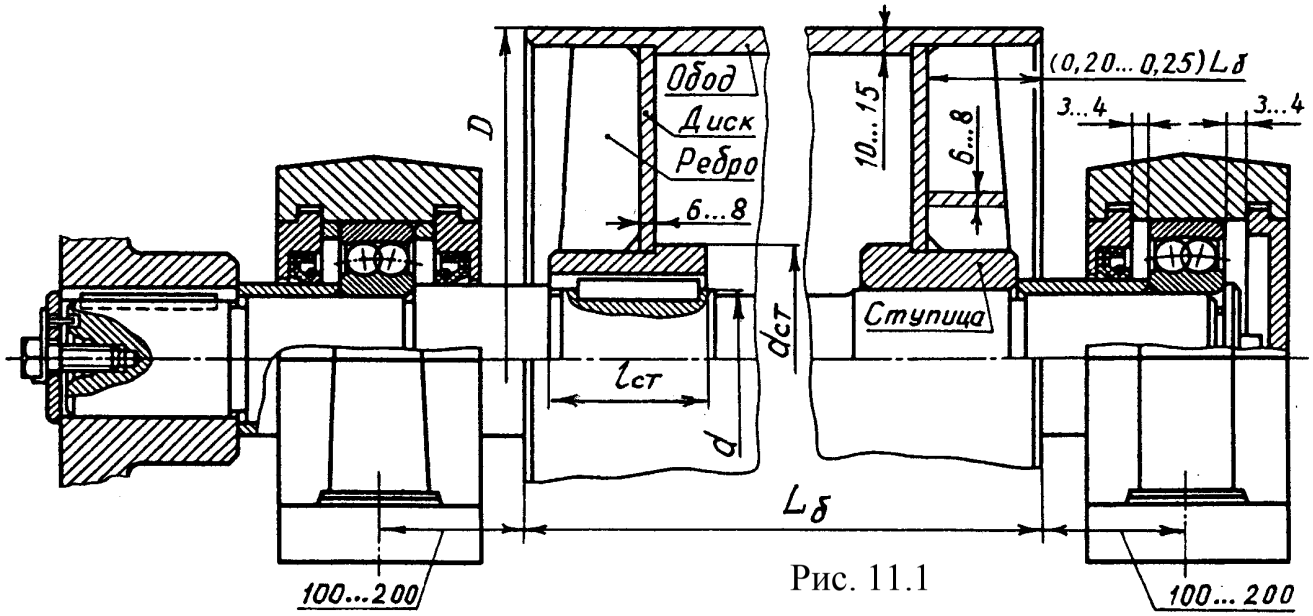


Рис. 11.1

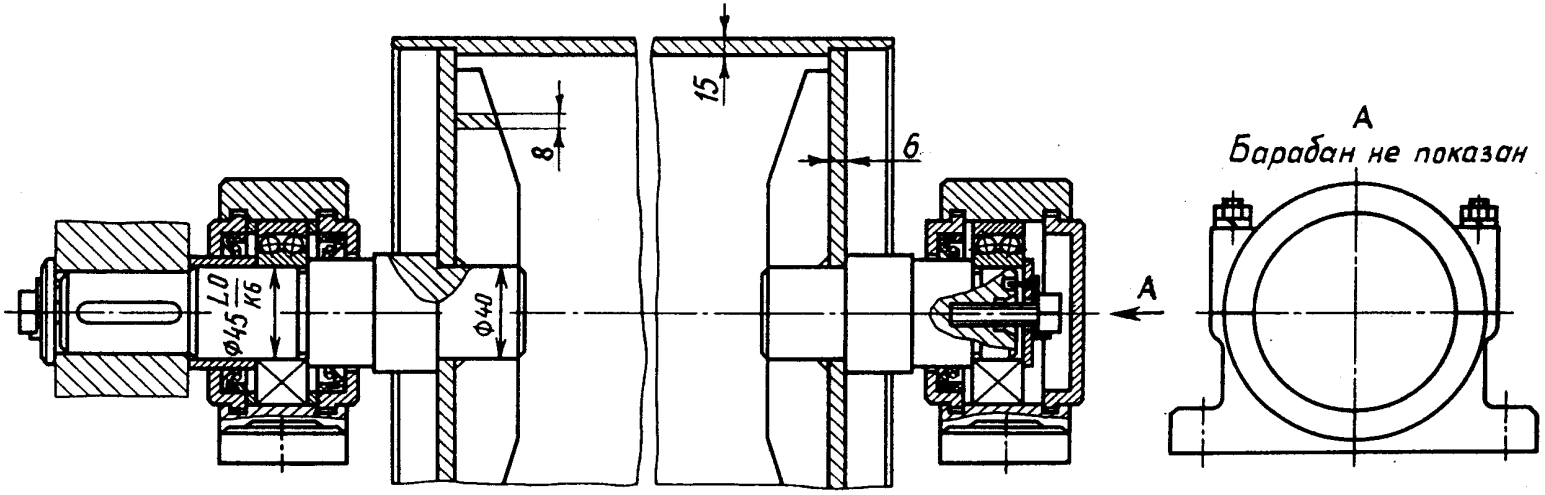


Рис. 11.2

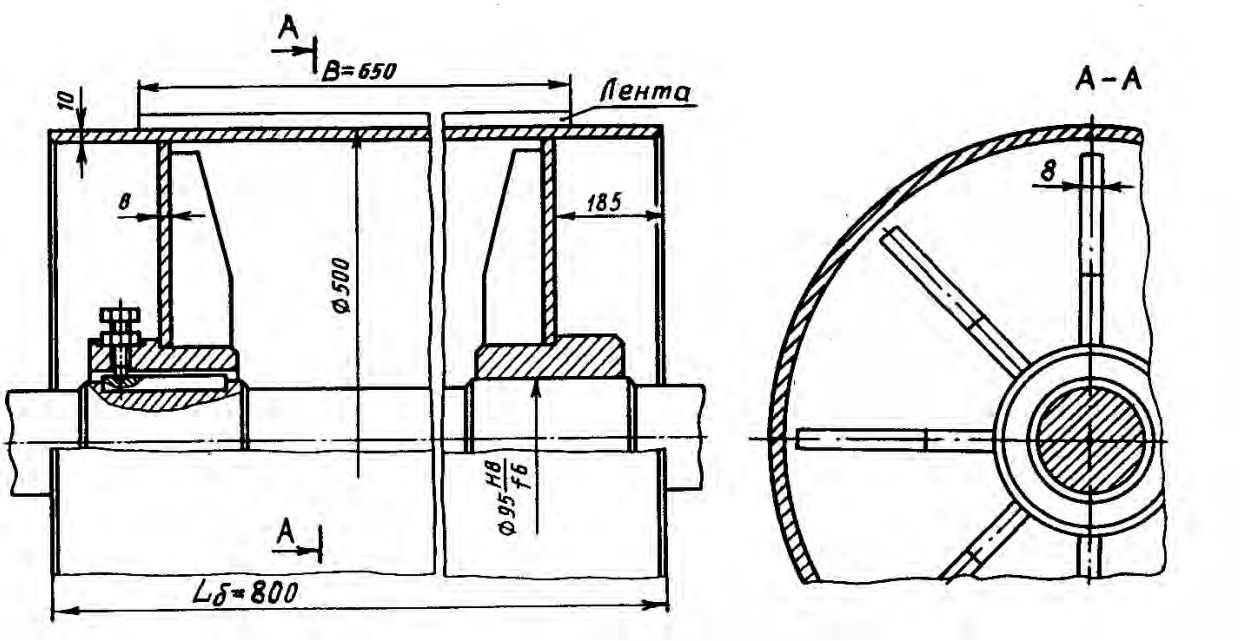


Рис. 11.3

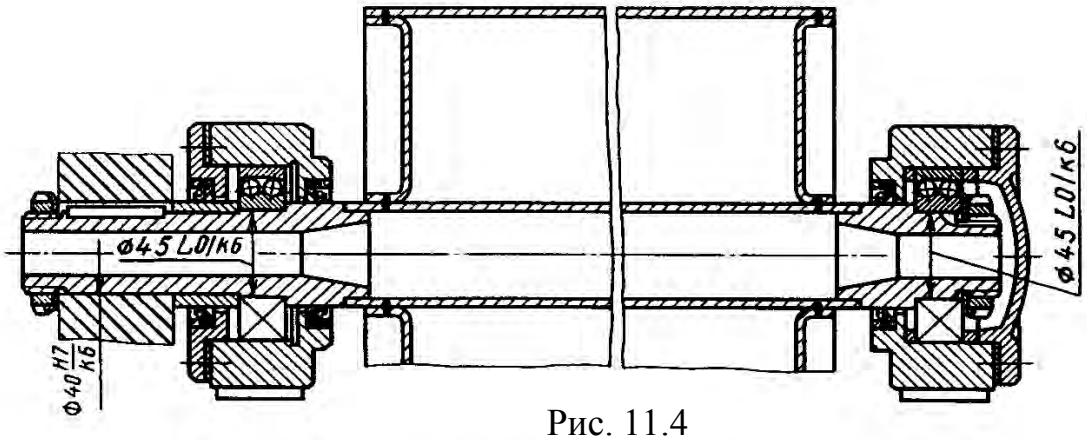


Рис. 11.4

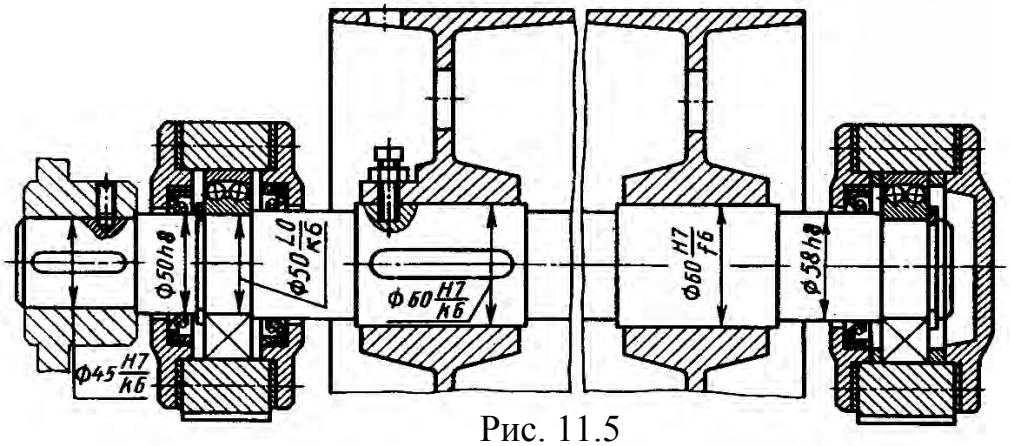


Рис. 11.5

460 мм). Барабан 10 опирается на два радиальных шарикоподшипника 11. Вал 12 генератора опирается на радиальные шарикоподшипники 13 и 14 и жестко соединён с валом двигателя 15, прикреплённого посредством шпилек к кронштейну 2. С целью уменьшения напряжений во впадинах между зубьями

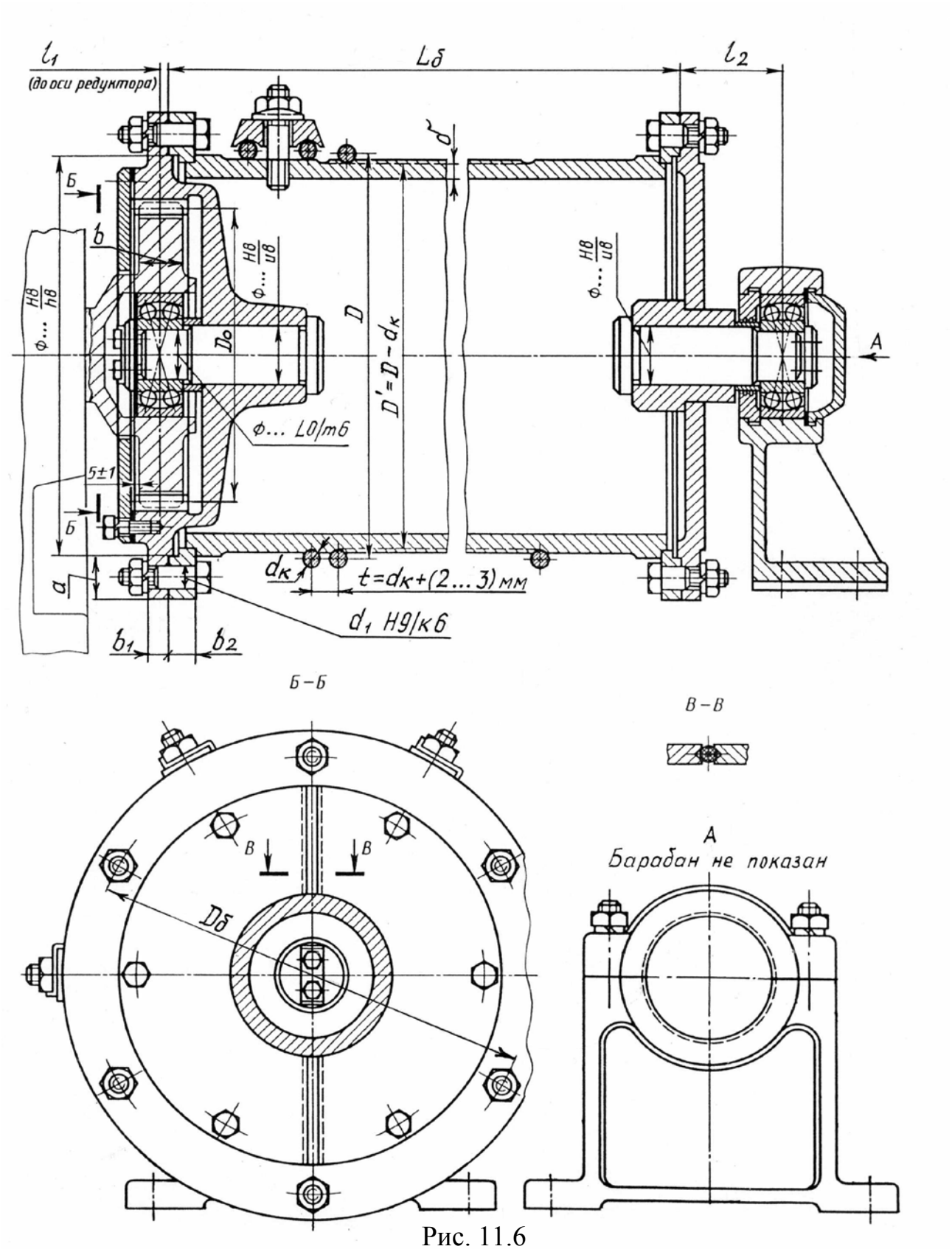


Рис. 11.6

гибкого колеса, неравномерности распределения нагрузки на зуб по ширине зубчатого венца и между зонами зацепления, нагрузки на генератор волн и повышения КПД, надёжности и долговечности редуктора предусмотрено: применение кулачкового генератора, лучше другого генератора сохраняющего

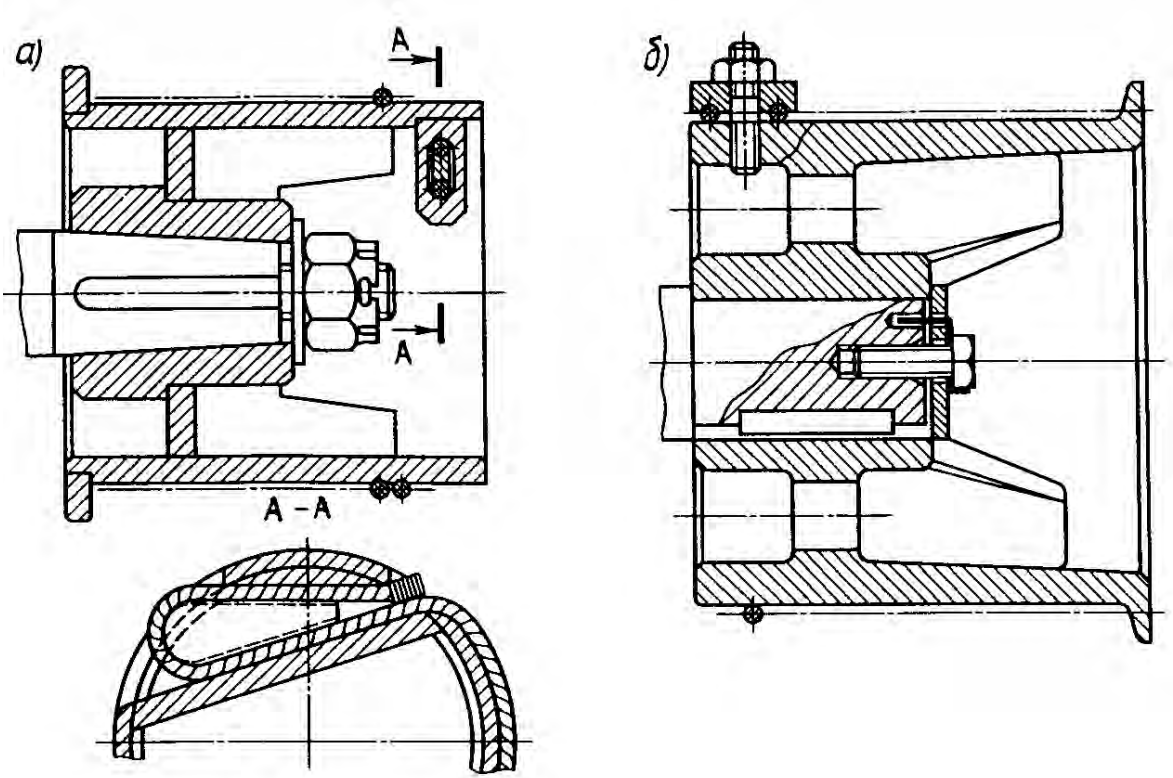


Рис. 11.7

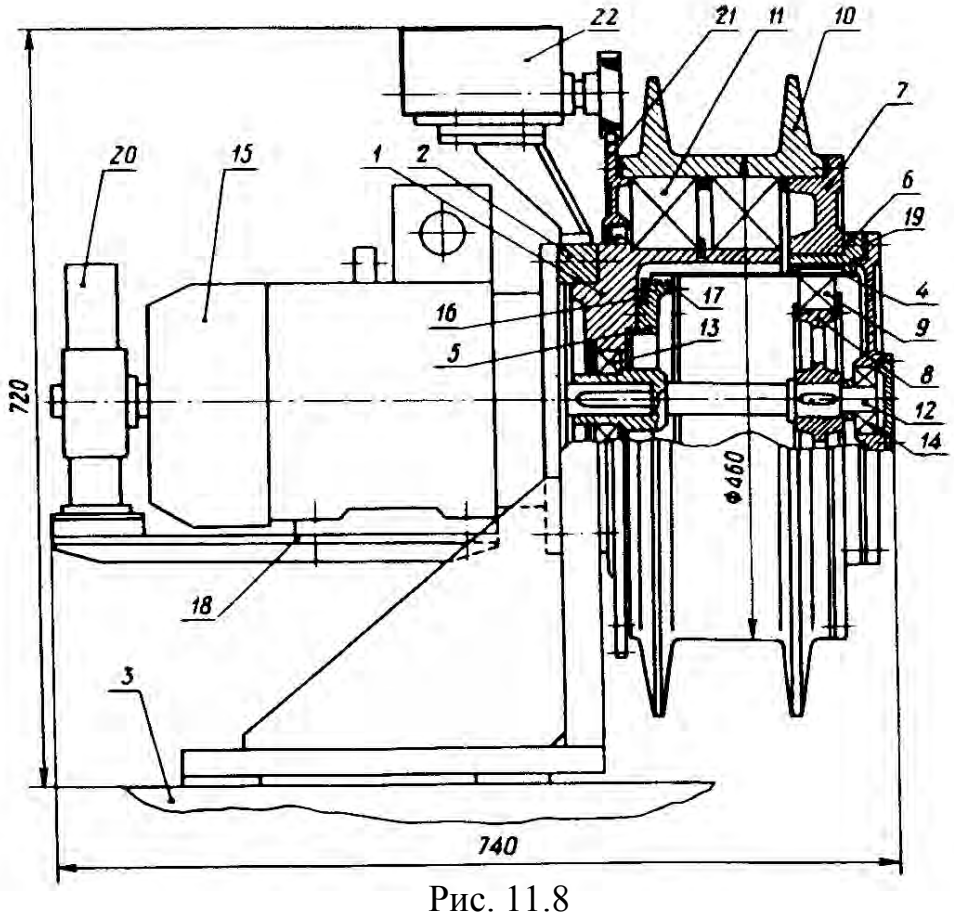


Рис. 11.8

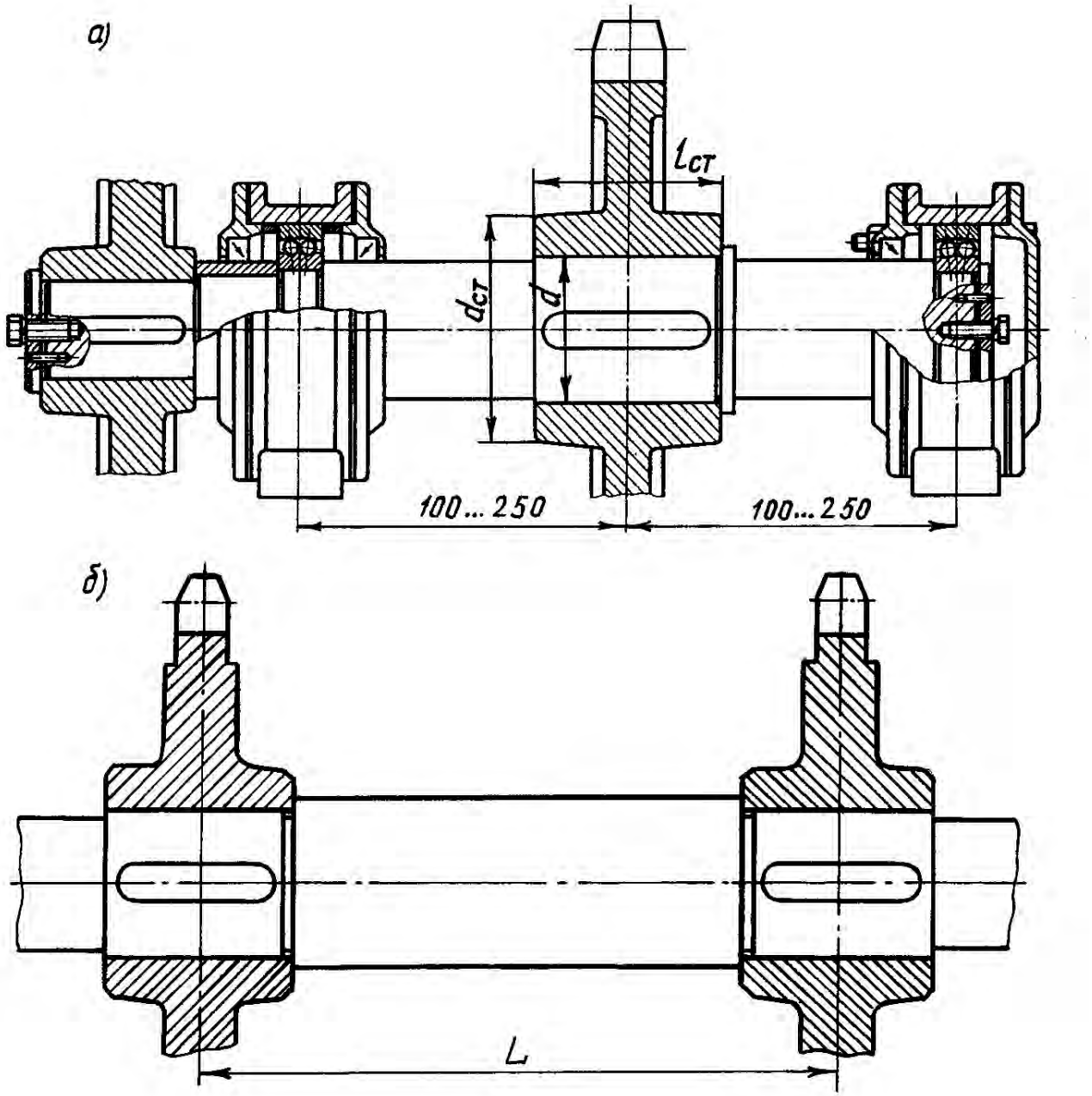


Рис. 11.9

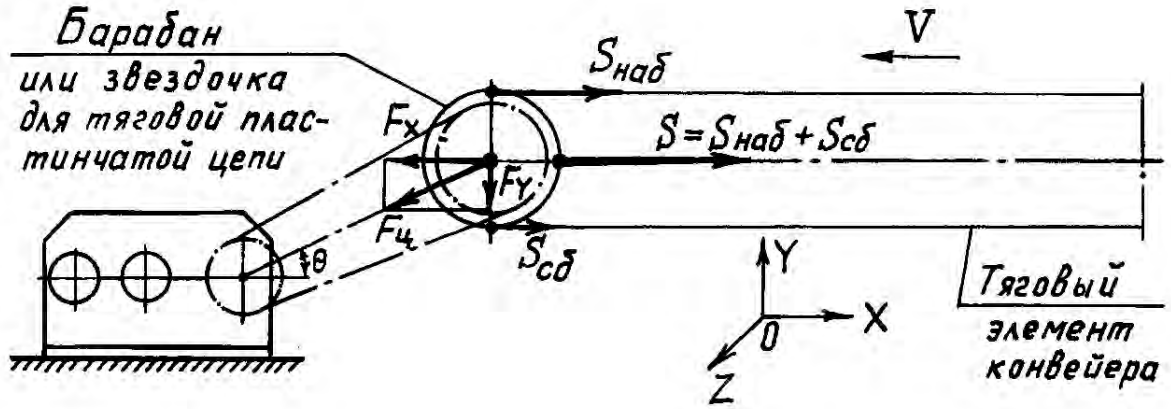


Рис. 11.10

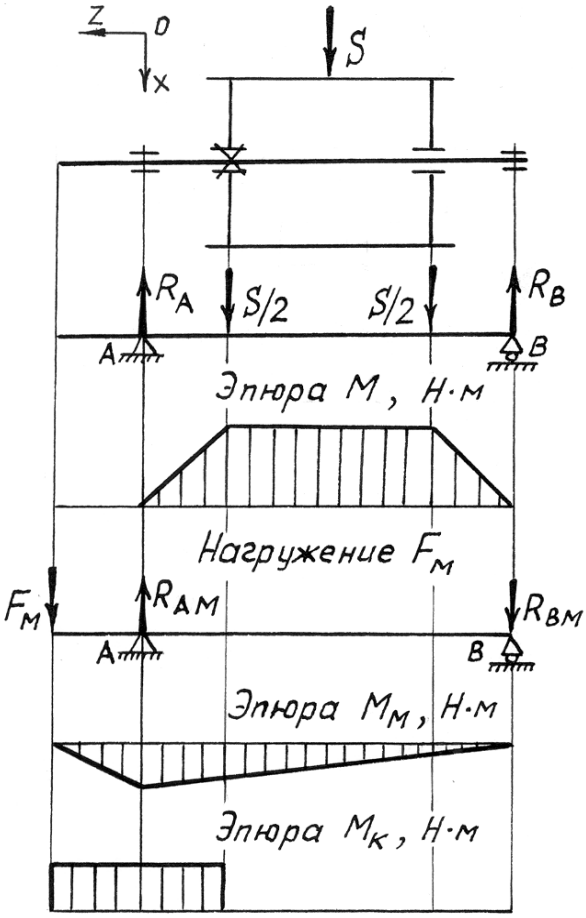
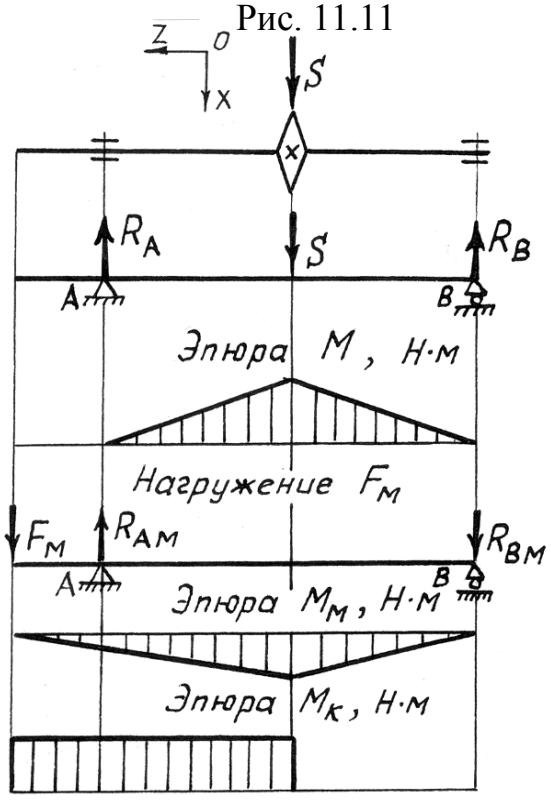


Рис. 11.11



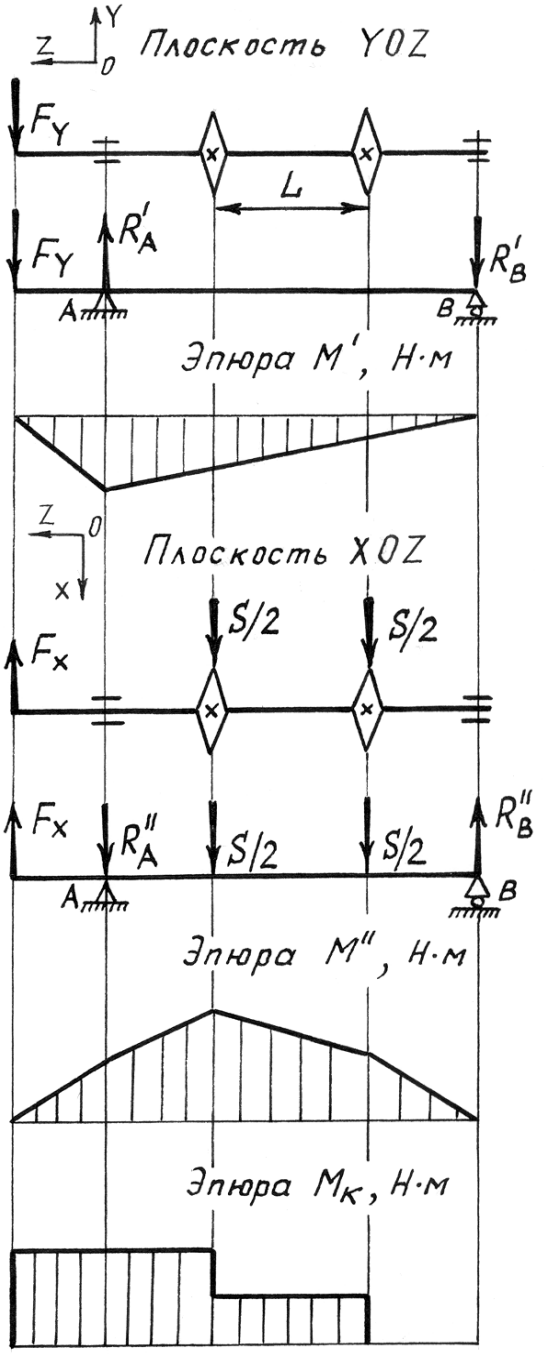


Рис. 11.13

Рис. 11.12

под нагрузкой принятую форму деформирования гибкого колеса; расположение генератора посредине зубчатого венца; деформирование гибкого колеса по форме кольца, растянутого четырьмя силами, расположенными под углом 25° к большей оси генератора (овала деформирования). В соединении диска 5 с гибким колесом 4 предусмотрен зазор 2,5 мм, обеспечивающий колесу осевую подвижность в работающей передаче. Это снижает напряжение в гибком колесе. Дальнейшему его перемещению препятствуют диски 16 и 17. Передаточное отношение данного волнового редуктора при неподвижном гибком колесе $i_{hb}^{g} = 202$. Число волн деформирования гибкого колеса U=2. Коэффициент числа зубьев Y_z=1. Числа зубьев колёс: гибкого z_g=402, жесткого z_b=404. Модуль зацепления m=0,6 мм. Угол исходного контура инструмента α=20°. Величина радиального перемещения гибкого колеса вдоль большой оси генератора $\omega_o = m$=0,6 мм. Внутренний диаметр гибкого колеса $d_к$=240 мм, его длина l=0,8$d_к$=192 мм. Толщина гибкого колеса: по впадине между зубьями δ=0,0125$d_к$=3 мм, гладкой части δ_l=0,6δ=1,8 мм. Материал гибкого и жесткого колёс – сталь 45, термообработка – улучшение (твёрдость 28…32 $HRC_э$). Нормально-замкнутый колодочный тормоз 20 устанавливается на кронштейне 18, прикреплённом к лапам двигателя 15. Крышка – зубчатое колесо 21, прикрепляемое к барабану 10, закрепляется с шестерней ограничителя 22 подъёма и опускания груза.

Предлагаемая конструкция лебёдки может быть использована в качестве механизма подъёма груза при загрузке станков.

На рис. 11.14 приведена конструкция привода двухцепного конвейера на базе волновой передачи. Двигатель 12 привода (АИР 160М6 ТУ 16 – 525.564 – 84) крепится к кронштейну 14, который в свою очередь, как и волновой редуктор, прикреплён к раме 15, установленной между грузовой и холостой ветвями конвейера (на рис. 11.14 дан вид сверху на предлагаемый привод). Редуктор расположен симметрично относительно звёздочек 10 для тяговых пластинчатых цепей, поэтому принято его симметричное исполнение с двусторонним отбором мощности на выходе. Для сокращения осевых габаритов и увеличения его крутильной жёсткости, гибкое колесо 6 выполнено коротким в виде кольца с одним внешним зубчатым венцом (на рис. 11.14 зачернено). При деформировании генератором гибкого колеса его зубья входят в зацепление одновременно с неподвижным жестким колесом 7 и ведомыми зубчатыми полумуфтами 3. При этом гибкое и жесткое колеса образуют волновое зацепление, а полумуфты – волновые зубчатые муфты. Жесткое колесо посажено на посадке Н7/к6 в корпус 4 редуктора и прикреплено к нему болтами. Для предохранения зацепления от изменения зазоров предусмотрены конические штифты. Каждая из полумуфт опирается на два подшипника 8, смонтированных в крышках 9. Передача момента нагрузки с полумуфт звёздочкам 10 осуществляется шлицевым соединением. В редукторе предусмотрен трехдисковый (двухволновой) генератор, состоящий из дисков

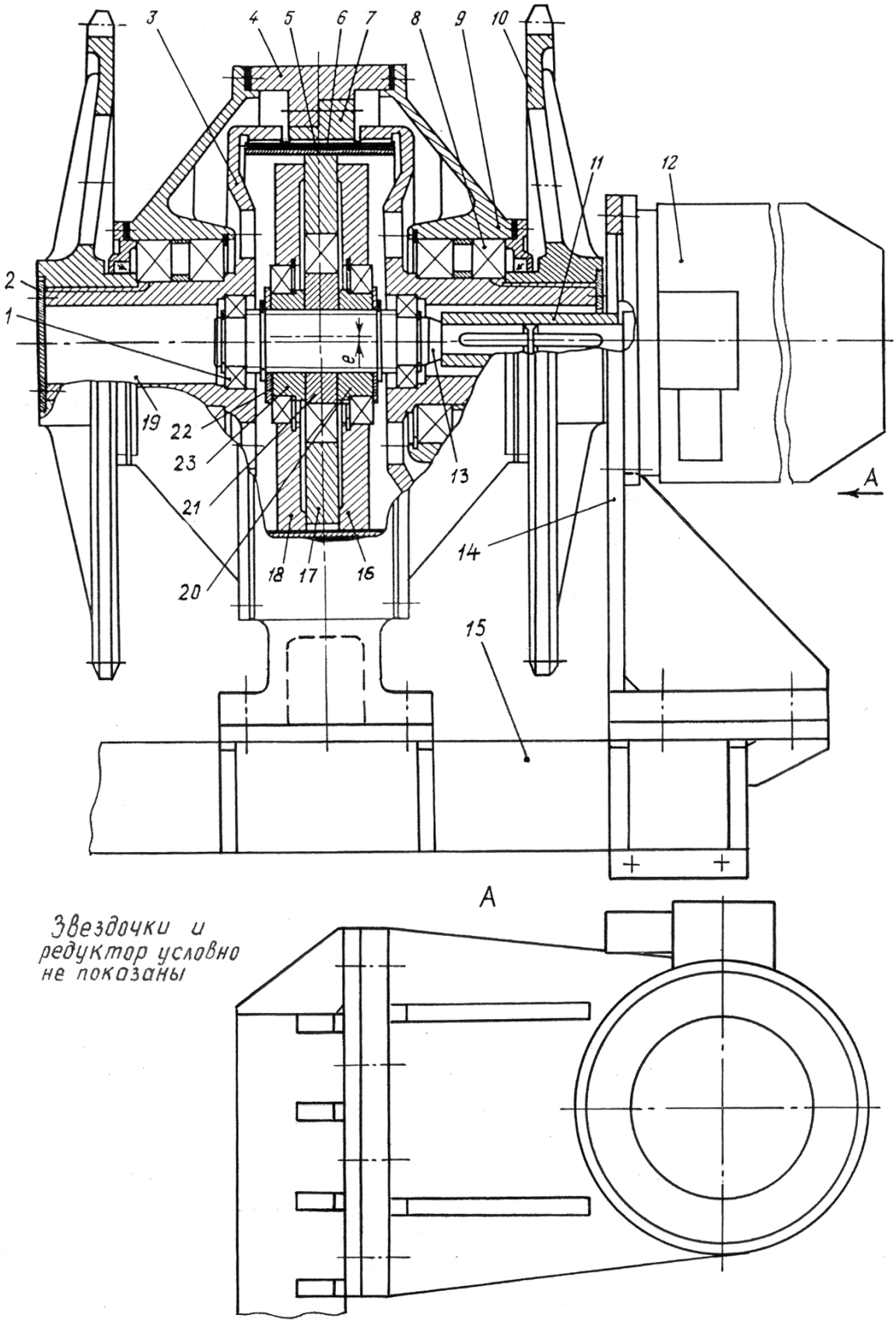

3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
2
1
19
22
23
21
20
18
17
16
13
14
15
A
A
Звездочки и редуктор условно не показаны

Рис. 11.14

16, 17 и 18, эксцентриковых втулок 20, 21 и 23 и вала 13. Каждый из дисков установлен на однорядном шарикоподшипнике. Втулки соединены с валом шлицами и установлены так, что обеспечивают смещение осей крайних и центрального дисков на величину 2e (e – эксцентриситет генератора). Вал опирается на шарикоподшипники 1, установленные в гнёздах полумуфт 3. Осевому перемещению втулок вместе с дисками генератора препятствуют кольца 22, расположенные с обеих сторон крайних втулок и фиксируемые относительно вала стопорными кольцами. Для предохранения внутренней поверхности гибкого колеса от раскатывания дисками генератора и увеличения цилиндрической жесткости гибкого колеса предусмотрено подкладное кольцо 5. Осевому перемещению подкладного кольца и гибкого колеса препятствуют полумуфты 3. Отверстие 19 в левой полумуфте, закрываемое крышкой 2, может быть использовано при установке двигателя 12 с левой стороны или, при необходимости, тормоза (для этой цели предусматривают для вала 13 левый консольный участок). Вращение от вала двигателя 12 валу 13 передается через втулочную муфту 11. Передаточное отношение волнового редуктора при неподвижном жёстком колесе: $i_{hb}^{g} = 250$, число волн деформирования гибкого колеса U=2 (число зон зацепления), коэффициент числа зубьев Y_z=1. Число зубьев колёс: гибкого z_g=500, жесткого z_b=502, модуль зацепления m=2,5 мм, угол исходного контура инструмента α=20°. Величина радиального перемещения гибкого колеса вдоль большой оси генератора ω_o=m=2,5 мм, эксцентриситет втулок e=9 мм, угол обхвата дисков генератора гибким колесом 30°. Внутренний диаметр гибкого колеса $d_к$=480 мм, его длина l=0,375$d_к$=180 мм. Материал гибкого и жесткого колёс – сталь 45, термообработка – улучшение (твёрдость 28...32 $HRC_э$).

Применение волновых передач в приводах позволяет, кроме уменьшения габаритов привода и его массы, повысить способность к кратковременным перегрузкам, обеспечить вследствие симметрии конструкции (рис. 11.14) уравновешенность системы и равнонагруженность её элементов, малые нагрузки на валы и опоры, повысить технологичность привода, снизить дополнительные динамические нагрузки в приводе при реверсивной работе и шум вследствие малого изнашивания зубьев, связанного с малыми скоростями скольжения в зацеплении, и большого числа зубьев в одновременном зацеплении. Предлагаемые приводы будут обладать достаточно высокими КПД, нагрузочной способностью, надежностью и долговечностью.

Приведем некоторые рекомендации по назначению размеров элементов приводного вала, как сборочной единицы.

11.1.1. Ленточные конвейеры

Как уже указывалось выше, при курсовом проектировании предпочтение следует отдавать сварной конструкции барабана. Обод сварного барабана изготавливают из стандартной трубы или сваривают из листа. Толщина обода

составляет 10…15 мм, поэтому при выборе трубы в обязательном порядке следует учесть припуск на обработку обода по наружному диаметру. Внутреннюю поверхность обода протачивают в местах установки дисков (рис. 11.1...11.2) или не обрабатывают (рис. 11.3). Диски изготавливают из листа толщиной 6...8 мм, ребра – из полосы такой же толщины. Размеры ступицы (рис. 11.1): диаметр $d_{ст}$=(1,5…1,55)d , длина - $l_{ст}\cong 1{,}2d$, где d – диаметр посадочного отверстия в ступице. Шпоночное соединение предусматривают только в одной ступице со стороны подвода крутящего момента (рис. 11.1). Размеры поперечного сечения шпонки $b \times h$ принимают по табл. 2П.9 приложения 2П. Рекомендации по составлению расчетной схемы приводного вала ленточного конвейера см. п. 11.1.4.

Следует отметить, что при курсовом проектировании наружный диаметр барабана D и его длина $L_б$ задаются (см. техническое задание). Если величина $L_б$ не задана, а указана только ширина ленты B, то принимают: $L_б = B$+(100…200) мм.

11.1.2. Цепные конвейеры

На приводном валу цепного конвейера устанавливают одну (рис. 11.9, *а*), или две (рис. 11.9, *б*) звёздочки для тяговых пластинчатых цепей по ГОСТ 588-81. Эти звёздочки иначе называют тяговыми звёздочками.

В техническом задании на курсовое проектирование указывается число зубьев z тяговой звёздочки, а также характеристика тяговой пластинчатой цепи: тип цепи, её исполнение и шаг t.

ГОСТ 588-81 предусматривает следующие типы тяговых пластинчатых цепей (см. рис. 11.15 и табл. 11.1):

тип 1 – втулочные;
тип 2 – роликовые;
тип 3 – катковые с гладкими катками с подшипниками скольжения;
тип 4 – катковые с ребордами на катках с подшипниками скольжения.

Цепь каждого типа имеет следующие исполнения:

исполнение 1 – неразборная цепь со сплошными валиками (индекс М);
исполнение 2 – разборная цепь со сплошными валиками (индекс М);
исполнение 3 – неразборная цепь с полыми валиками (индекс МС).

Пример условного обозначения тяговой платинчатой цепи М с разрушающей нагрузкой 112 кН типа 2 с шагом 100 мм исполнения 1: Цепь М112-2-100-1 ГОСТ 588-81.

Учитывая, что в табл. 11.1 для каждого номера цепи предусмотрен широкий диапазон шагов t, оказывается недостаточным для выбора цепи указанная в техническом задании лишь одна величина шага t. Цепь может быть выбрана только по расчетной разрушающей нагрузке $S_{разр.расч}$, которая определяется по формуле:

$$S_{разр.расч} = k_ц \, S_{наб}, \qquad (11.1)$$

где $k_ц$ – коэффициент запаса прочности тяговой пластинчатой цепи: для горизонтальных конвейеров $k_ц$ = 6...8, для цепей конвейеров, имеющих наклонные участки $k_ц$=8...10;

$S_{наб}$ – натяжение в цепи, набегающей на приводную тяговую звёздочку (определение $S_{наб}$ см. п. 11.1.4).

При наличии двух тяговых пластинчатых цепей (на приводном валу установлены две тяговые звёздочки) величина $S_{разр.расч}$ для одной цепи с учётом неравномерности распределения нагрузки между цепями определяется по формуле:

$$S_{разр.расч}=(0{,}55\ldots0{,}63)\,k_ц\,S_{наб}\,, \qquad (11.2)$$

Тогда условие выбора номера цепи по ГОСТ 588 – 81:

$$S_{разр.расч}\le S_{разр}\,, \qquad (11.3)$$

где $S_{разр}$ – разрушающая нагрузка для цепи по ГОСТ 588 – 81 (см. табл. 11.1).

Основные размеры звёздочек для тяговых пластинчатых цепей определяют по ГОСТ 592 – 81 (см. табл. 11.2).

Пример разработки конструкции приводного вала цепного конвейера см. п. 11.2.

11.1.3. Расчёт предохранительного устройства с разрушающимся элементом для цепного конвейера

В ряде технических заданий на курсовое проектирование цепных конвейеров предусматривается установка в конструкции ведомой приводной звёздочки предохранительного устройства (см. рис. 11.16). Такое устройство иногда компонуют и с компенсирующей муфтой.

Основным элементом предохранительного устройства (см. рис. 11.16) является штифт 1, установленный в стальных закалённых втулках 2, которые запирают резьбовой пробкой 3. При перегрузке привода штифт 1 разрушается и предохранительное устройство разъединяет кинематическую цепь. Для замены штифта необходимо точно совместить отверстия втулок 2. Этой цели служат установочные риски, выполненные в сборе на двух половинах ступицы звёздочки. Уменьшению износа поверхностей скольжения при срабатывании предохранительного устройства способствует подшипниковая втулка 4, выполненная из бронзы или антифрикционного чугуна. Учитывая, что данный подшипник скольжения работает редко (только в момент срабатывания устройства), очень важно, чтобы его поверхность скольжения была покрыта масляной плёнкой даже тогда, когда он не работает, что позволит исключить коррозию этих поверхностей. Для этого в конструкции предусмотрены смазочные канавки 5 (одна круговая и четыре продольные). Смазочный материал подают к подшипнику скольжения специальным шприцем через пресс – маслёнку 6 после срабатывания предохранительного устройства.

Размеры основных элементов предохранительного устройства с разрушающимся элементом в соответствии с нормалью [12] приведены в табл. 11.3. В нормали предусмотрен штифт из стали 45 с твёрдостью 45 ... 55 $HRC_э$,

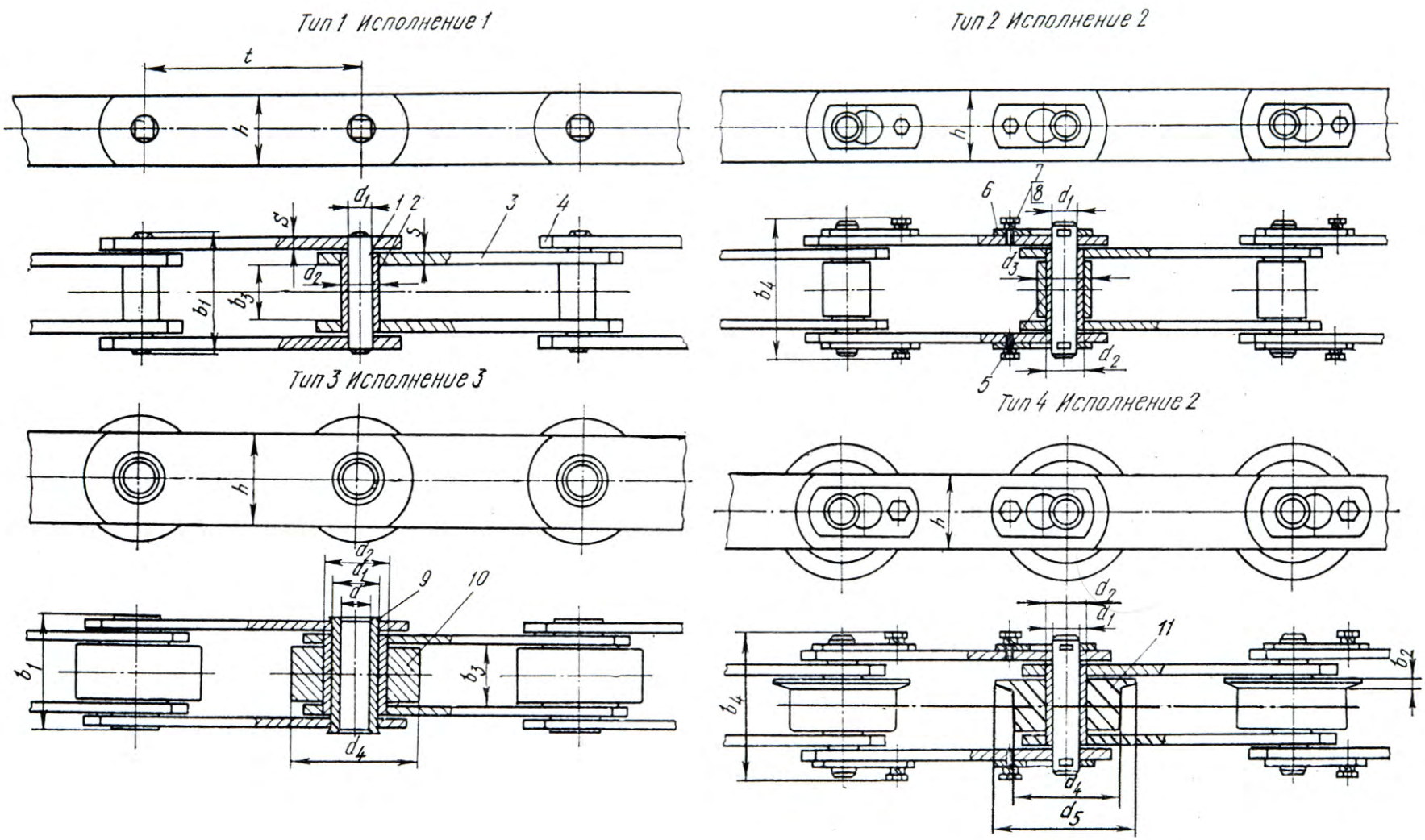

Тип 1 Исполнение 1
Тип 2 Исполнение 2
Тип 3 Исполнение 3
Тип 4 Исполнение 2
t
h
d1
d2
d3
d4
d5
d
b1
b2
b3
b4
s
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11

Рис. 11.15

устанавливаемый во втулках из стали 40Х, закалённых до твёрдости 50 ... 60 $HRC_э$.

При проектном расчёте предохранительного устройства в качестве расчётного момента $T_{расч}$, при котором оно срабатывает, можно принимать

$$T_{расч}=0,5(T_{пуск}+T_{max})u_{общ}\eta_{общ} . \quad (11.4)$$

При этом должно выполняться условие

$$T_{расч.min} \le T_{расч} \le T_{расч.max} , \quad (11.5)$$

где $T_{расч.min}=1,2T_{пуск}u_{общ}\eta_{общ}$; $T_{расч.max}= T_{max}u_{общ}\eta_{общ}$.

Если получилось $T_{расч} < T_{расч.min}$, то принимают $T_{расч}=T_{расч.min}$. Если получилось $T_{расч} > T_{расч.max}$, то принимают $T_{расч}= T_{расч.max}$.

В формуле (11.4) и условии (11.5): $T_{пуск}$ – пусковой момент двигателя; T_{max} – максимальный момент, который развивает двигатель при перегрузке; $u_{общ}$ и $\eta_{общ}$ – общее передаточное число и общий КПД привода от двигателя к валу, на котором установлено предохранительное устройство (к приводному валу).

В табл. 1П.2 приложения 2П для двигателей 4А указываются кратности моментов: пускового $T_{пуск}/ T_{ном}$ и максимального $T_{max}/ T_{ном}$. Номинальный момент двигателя $T_{ном}$ можно рассчитать по его номинальной мощности $P_{ном}$ и номинальной частоте вращения $n_{ном}$, указанным в этой же таблице:

$$T_{ном}=9550\ P_{ном}/n_{ном},$$

где $T_{ном}$ – Н·м; $P_{ном}$ – кВт; $n_{ном}$ –мин $^{-1}$.

В качестве примера рассмотрим определение расчётного момента срабатывания предохранительного устройства $T_{расч}$ для привода (рис. 1.1) в случае, если такое устройство необходимо было установить в ведомой звёздочке цепной передачи.

Для двигателя 4А160М6У3 ($P_{ном}$=15 кВт и $n_{ном}$=975 мин$^{-1}$) номинальный момент

$$T_{ном}=9550\ P_{ном}/n_{ном}=9550\cdot 15/975=147 \text{ Н·м} .$$

Кратности моментов для данного двигателя по табл. 1П.2 приложения 2П: $T_{пуск}/ T_{ном}=1,2$; $T_{max}/ T_{ном}=2$. Тогда:

$$T_{пуск}=1,2T_{ном}=1,2\cdot 147=176 \text{ Н·м};$$

$$T_{max}=2T_{ном}=2\cdot 147=294 \text{ Н·м}.$$

При передаточном числе привода $u_{общ}$=24,38 и общем КПД $\eta_{общ}$=0,84 расчётный момент для предохранительного устройства по формуле (11.4):

$$T_{расч}=0,5(176+294)24,38\cdot 0,84=4813 \text{ Н·м}.$$

Таблица 11.1. Цепи тяговые пластинчатые по ГОСТ 588-81. Основные параметры и размеры (см. рис. 11.15), мм

Номер цепи	Разрушающая нагрузка, кН, не менее	Шаг цепи t	b_1, не более	b_2, не более	b_3, не менее	b_4, не более	d	d_1	d_2	d_3	d_4	d_5	h, не более	S
М20	20	40*…60	35	3,5	15	49	-	6,0	9,0	12,5	25	35	18	2,5
М28	28	50*…200	40	4,0	17	56	-	7,0	10,0	15,0	30	40	20	3,5
М40	40	63…250	45	4,5	19	63	-	8,5	12,5	18,0	36	45	25	3,5
М56	56	63*…250	52	5,0	23	72	-	10,0	15,0	21,0	42	55	30	4,0
М80	80	80…315	62	6,0	27	86	-	12,0	18,0	25,0	50	65	35	5,0
М112	112	80*…400	73	7,0	31	101	-	15,0	21,0	30,0	60	75	40	6,0
М160	160	100*…500	85	8,5	36	117	-	18,0	25,0	36,0	70	90	45	7,0
М224	224	125*…630	98	10,0	42	134	-	21,0	30,0	42,0	85	105	56	8,0
М315	315	160*…630	112	12,0	47	154	-	25,0	36,0	50,0	100	125	60	10,0
М450	450	200…800	135	14,0	55	185	-	30,0	42,0	60,0	120	150	70	12,0
М630	630	250…1000	154	16,0	65	214	-	36,0	50,0	70,0	140	175	85	14,0
М900	900	250*…1000	180	18,0	76	254	-	44,0	60,0	85,0	170	210	105	16,0
М1250	1250	315*…1000	230	22,0	90	310	-	50,0	71,0	100,0	200	250	120	20,0
М1800	1800	400…1000	260	24,0	110	370	-	60,0	85,0	118,0	236	276	150	22,0
МС28	28	63…160	42	4,5	17	-	8,3	13,0	17,5	22,5	36	45	26	3,0
МС56	56	80…250	48	5,0	23	-	10,3	15,5	21,0	27,0	50	65	36	4,0
МС112	112	100…315	67	7,0	31	-	14,3	22,0	29,0	38,0	70	90	51	6,0
МС224	224	160…500	90	10,0	42	-	20,3	31,0	41,0	53,0	100	125	72	8,0

Примечания: 1. Шаг цепи выбирается из ряда: 40, 50, 63, 80, 100, 125, 160, 200, 250, 315, 400, 500, 630, 800, 1000 мм.
2. Применение шагов, отмеченных *, для катковых цепей не допускается.

Таблица 11.2

Основные зависимости для расчёта и построения профиля зубьев звёздочек типов 1 и 2 для тяговых пластинчатых цепей по ГОСТ 588-81 (из ГОСТ 592-81).

Тип 1 (λ≤2,2)

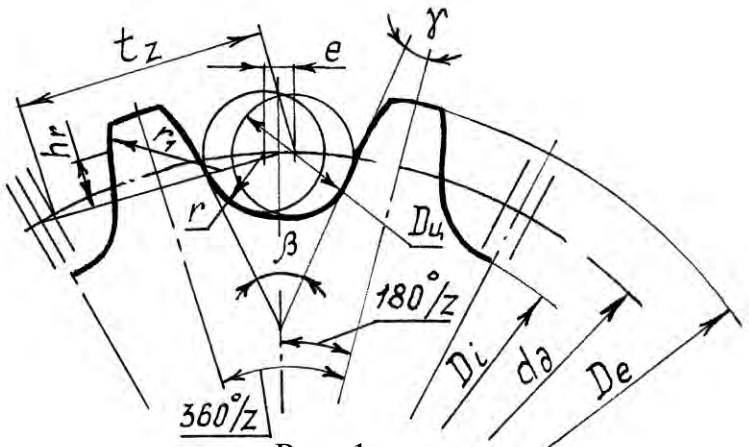


Рис. 1

Тип 2 (λ>2,2)

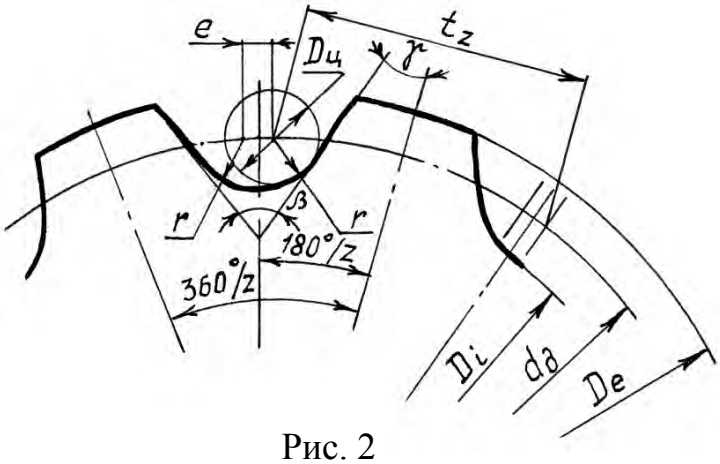


Рис. 2

Исполнение 1 Исполнение 2

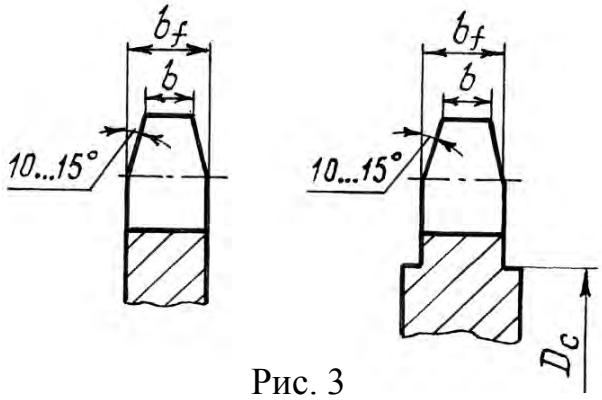


Рис. 3

Продолжение табл. 11.2

<table>
<tr><th>Параметр</th><th colspan="3">Расчётные формулы</th></tr>
<tr><td>Шаг цепи t</td><td colspan="3">–</td></tr>
<tr><td>Диаметр элемента зацепления цепей $D_ц$:
втулочных
роликовых
катковых</td><td colspan="3">$D_ц=d_2$;
$D_ц=d_3$;
$D_ц=d_4$.
где d_2,d_3 и d_4 – по ГОСТ 588-81 (табл. 11.1)</td></tr>
<tr><td>Геометрическая характеристика зацепления λ</td><td colspan="3">$\lambda=t/D_ц$</td></tr>
<tr><td>Шаг зубьев звёздочки t_z</td><td colspan="3">$t_z=t$</td></tr>
<tr><td>Шаг зубьев звёздочки z</td><td colspan="3">$z\geq 6$</td></tr>
<tr><td>Диаметр делительной окружности $d_д$</td><td colspan="3">$d_д=\frac{t_z}{\sin(180°/z)}$</td></tr>
<tr><td rowspan="4">Коэффициент высоты зуба K</td><td>z</td><td>$D_ц\leq 80$ мм</td><td>$D_ц>80$ мм</td></tr>
<tr><td>5…10</td><td>$K=0{,}56$</td><td>$K=0{,}56$</td></tr>
<tr><td>11…25</td><td>$K=0{,}46$</td><td>$K=0{,}35$</td></tr>
<tr><td>26…60</td><td>$K=0{,}65$</td><td>$K=0{,}50$</td></tr>
<tr><td>Коэффициент числа зубьев K_z</td><td colspan="3">$K_z=ctg(180°/z)$</td></tr>
<tr><td>Диаметр наружной окружности D_e</td><td colspan="3">$D_e=t[K+K_z-(0{,}31/\lambda)]$</td></tr>
<tr><td>Диаметр окружности впадин D_i</td><td colspan="3">$D_i=d_д-D_ц$</td></tr>
<tr><td>Смещение центров дуг впадин e</td><td colspan="3">$e_{min}=0{,}01t$;
$e_{max}=0{,}05t$</td></tr>
<tr><td>Радиус впадины зубьев r</td><td colspan="3">$r=0{,}5D_ц$</td></tr>
<tr><td>Половина угла заострения зуба γ</td><td colspan="3">$\gamma=13…20°$</td></tr>
<tr><td>Угол впадины зуба β</td><td colspan="3">при z=6…8 $\beta=80^\circ$;
при z=9…14 $\beta=66^\circ$;
при z=15…20 $\beta=56^\circ$;
при $z>20$ $\beta=48^\circ$</td></tr>
<tr><td>Радиус закругления головки зуба r_1 при $\lambda\leq 2{,}2$</td><td colspan="3">$r_1=(t-0{,}5D_ц-0{,}5e)cos\gamma$</td></tr>
<tr><td>Высота прямолинейного участка профиля зуба h_r при $\gamma\leq 2{,}2$</td><td colspan="3">$h_r=r_1\cdot\sin\gamma$</td></tr>
<tr><td>Расстояние между внутренними пластинами b_3 и ширина пластины h</td><td colspan="3">По ГОСТ 588-81 (см. табл. 11.1)</td></tr>
</table>

Продолжение табл. 11.2

Параметр		Расчётные формулы
Ширина зуба звёздочки b_f для тяговых цепей по ГОСТ 588-81		Для цепей типов 1,2 и 3: $b_{fmax}=0{,}9b_3-1$; $b_{fmin}=0{,}87b_3-1{,}7$ Для цепей типа 4: $b_{fmax}=0{,}9(b_3-b_2)-1$; $b_{fmin}=0{,}87(b_3-b_2)-1{,}7$
Ширина вершины зуба b для цепей по ГОСТ 588-81	тип 1	$b=0{,}83b_f$
	тип 2	$b=0{,}75b_f$
	тип 3	$b=0{,}72b_f$
	тип 4	$b=0{,}60b_f$
Диаметр венца D_c для цепей по ГОСТ 588-81	тип 1 и 2	$D_c=tK_z-1{,}3h$
	тип 3	$D_c=tK_z-(d_4+0{,}25h)$
	тип 4	$D_c=tK_z-(d_5+0{,}25h)$

Примечания: 1. Диаметр делительной окружности d_∂ вычисляют с точностью до 0,01 мм, остальные линейные размеры с точностью до 0,1 мм, угловые−с точностью до 1′.
2. Допускается скругление боковой поверхности зуба радиусом $b_f \le R \le 1{,}6b_f$ вместо скосов под углом 10…15°. 3. Устанавливаются две степени точности изготовления зубьев звёздочек в зависимости от скорости υ: при υ =3…5 м/с – 1-я степень точности; при υ <3м/с – 2-я степень точности

При этом: $T_{расч.min}=1{,}2T_{пуск}\,u_{общ}\,\eta_{общ}=1{,}2\cdot176\cdot24{,}38\cdot0{,}84=4325$ Н·м; $T_{расч.max}=T_{max}\,u_{общ}\,\eta_{общ}=294\cdot24{,}38\cdot0{,}84=6021$ Н·м.

Условие (11.5) выполняется, и окончательно принимаем $T_{расч}=4813$ Н·м.

Диаметр окружности расположения штифтов предварительно рекомендуется [12] принимать $D_{шт}\approx(2\ldots2{,}5)d_в$, где $d_в$ – диаметр вала (см. рис. 11.16). Тогда сила среза одного штифта $P'_{ср}$ (Н):

$$P'_{ср}=2\cdot10^3T_{расч}/(D_{шт}\,z), \qquad (11.6)$$

где $T_{расч}$ – Н·м; $D_{шт}$ – мм; z – количество штифтов.

Первоначально рекомендуется принять $z=1$, так как при этом обеспечивается наибольшая точность срабатывания предохранительного устройства.

По полученному значению силы среза $P'_{ср}$ по табл. 11.3 принимают ближайшее к ней значение $P_{ср}$ (большее или меньшее) и уточняют диаметр окружности $D_{шт}$: $D_{шт}=2\cdot10^3T_{расч}/(P_{ср}\,z)$.

Если при этом получили слишком большой диаметр штифта d, а соответственно и большой диаметр втулок D, что вызывает трудности их установки в ступице ведомой звёздочки, рекомендуется принять число штифтов $z=2$ и повторить расчёт. Следует отметить, что предохранительные устройства с двумя штифтами получили наибольшее распространение.

Таблица 11.3

Размеры предохранительного устройства с разрушающимся элементом (рис. 11.16)

Срезающая сила $P_{ср}$ (минимальная), Н	мм					
	d	D	$d_н$	a	b	d_0
690 1275	1,5 2,0	10	М16	10	12	5
2850 5200 8100	3,0 4,0 5,0	15	М20	12	18	8
11770 20600 32360	6,0 8,0 10,0	20	М30	22	28	12
55000 83000 130000	13,0 16,0 20,0	40	М48	33	42	18

11.1.4. Составление расчётной схемы приводного вала ленточного и цепного конвейеров

Расчётное усилие S (Н) для приводного вала конвейера (см. рис. 11.10) определяют по формуле:

$$S=S_{наб}+S_{сб}, \qquad (11.7)$$

где $S_{наб}$ и $S_{сб}$ – натяжение соответственно в набегающей на приводной барабан или звёздочку ветви тягового элемента (ленте или цепи) и сбегающей ветви.

В конвейерах, как правило, верхние грузовые ветви тягового элемента являются набегающими на приводной барабан или звездочку, а нижние холостые – сбегающими.

При известном вращающем моменте T на приводном валу усилия $S_{наб}$ и $S_{сб}$ можно определить, решая систему уравнений:

$$\left.\begin{aligned} S_{наб}-S_{сб}&=\frac{2\cdot 10^3 T}{D};\\ S_{наб}&=cS_{сб}, \end{aligned}\right\} \qquad (11.8)$$

где $S_{наб}$ и $S_{сб}$ – Н; Т – Н·м; D –диаметр барабана, мм (для цепного конвейера вместо D подставляют делительный диаметр $d_д$ звездочки для тяговой

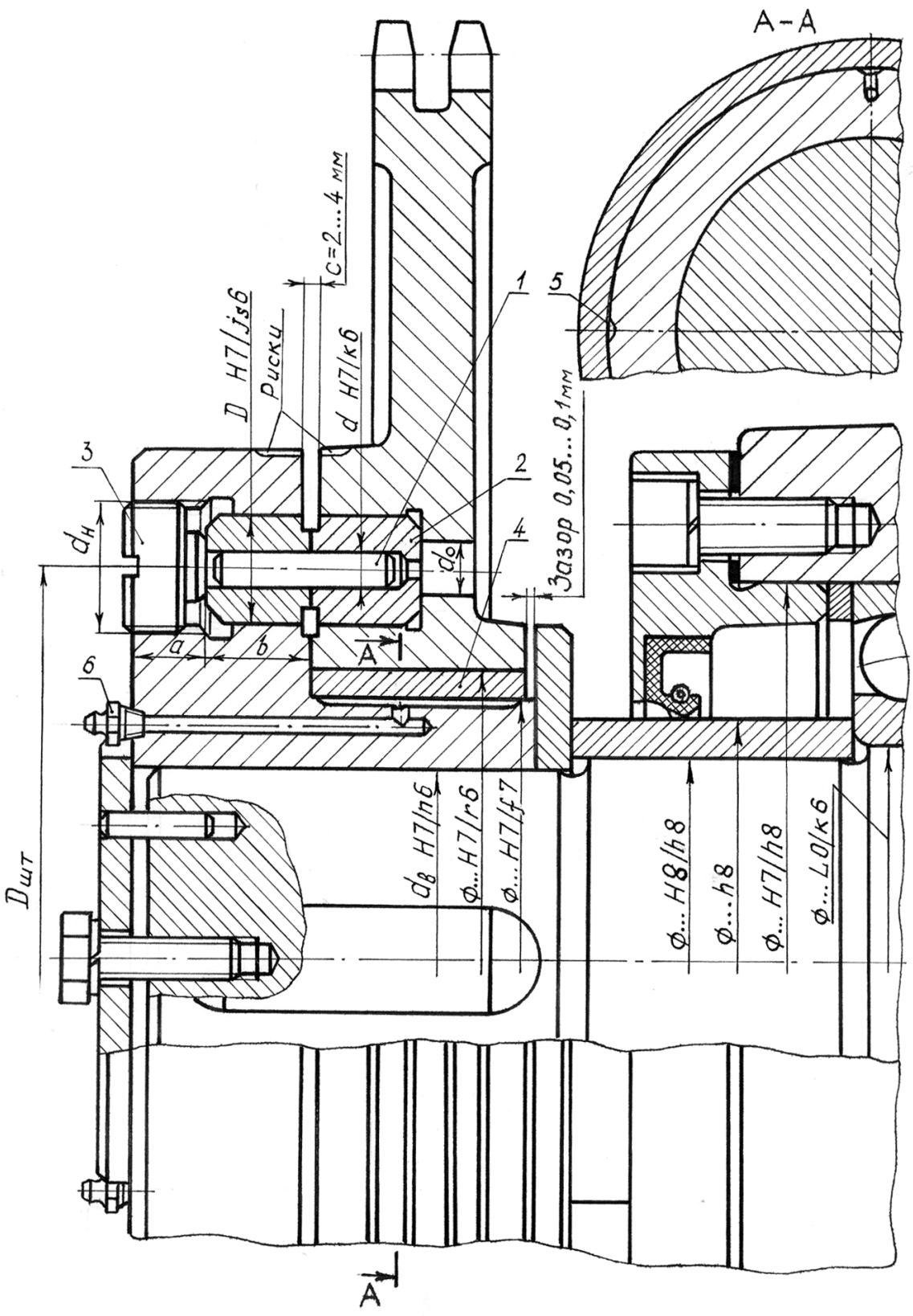

А–А
D H7/js6
Риски
c=2...4 мм
d H7/k6
1
5
3
2
4
d_H
d_0
Зазор 0,05...0,1мм
a
b
A
6
$D_{шт}$
$d_в$ H7/n6
ϕ... H7/r6
ϕ... H7/f7
ϕ... H8/h8
ϕ... h8
ϕ... H7/h8
ϕ... L0/k6
A

Рис. 11.16

пластинчатой цепи); c – коэффициент, зависящий от типа конвейера.

Коэффициент c:

а) для ленточного конвейера с чугунным или стальным барабаном:

c=1,44 – атмосфера очень влажная;

c=2,08 – атмосфера влажная;

c=3,0 – атмосфера сухая;

б) для цепного конвейера $c \approx 5…8$.

Консольными нагрузками для приводного вала являются: сила от муфты F_M при соединении выходного вала редуктора с приводным валом посредством компенсирующей муфты; $F_ц$ – консольная сила от цепной передачи при ее установке между редуктором и приводным валом. Расчет сил F_M и $F_ц$ приведен в табл.1П.23 приложения 1П (сила $F_ц$ в табл.1П.23 обозначена F).

Расчетные схемы приводных валов ленточных и цепных конвейеров, а также эпюры изгибающих M и крутящих M_k моментов, приведены на рис. 11.11…11.13. При этом для барабанов расстояние между дисками принимают конструктивно, для приводного вала с двумя звездочками расстояние L между ними указывается в техническом задании. Следует также отметить, что при установке между редуктором и приводным валом компенсирующей муфты сила F_M , создаваемая ею, принимается, как и при расчете валов редуктора, в качестве силы неопределенного направления. Поэтому для приводного вала отдельно рассматривается нагружение F_M (см. рис. 11.11 и 11.12), определяются реакции опор R_{AM} и R_{BM}, а также строится эпюра изгибающего момента M_M от данной силы. Тогда для наихудшего случая результирующая реакция наиболее нагруженной опоры A $R_A=R_A+R_{AM}$ и результирующий изгибающий момент в соответствующем опасном сечении вала $M_И=M+ M_M$.

При установке между редуктором и приводным валом цепной передачи консольная сила $F_ц$, создаваемая ею на конце приводного вала, направлена по линии, соединяющей центры звездочек. Если цепная передача установлена под углом к горизонту, то данную силу $F_ц$ раскладывают на вертикальную F_Y и горизонтальную F_X составляющие (см. рис. 11.10 и 11.13), и приводной вал рассматривают отдельно в вертикальной плоскости (определяют реакции $R_A^{/}$ и $R_B^{/}$ и строят эпюру изгибающих моментов $M^{/}$) и в горизонтальной плоскости (соответственно определяют $R_A^{//}$, $R_B^{//}$ и $M^{//}$).

Тогда результирующие величины:

$$R_A = \sqrt{\left(R_A^{/}\right)^2 + \left(R_A^{//}\right)^2}, \quad R_B = \sqrt{\left(R_B^{/}\right)^2 + \left(R_B^{//}\right)^2}, \quad M = \sqrt{\left(M^{/}\right)^2 + \left(M^{//}\right)^2}.$$

После этого проводится проверочный расчет шпоночного соединения на смятие, по динамической грузоподъемности проверяется предварительно выбранный радиальный сферический двухрядный шарикоподшипник наиболее нагруженной опоры и в опасном сечении выполняется проверочный расчет вала на сопротивление усталости, а также на статическую прочность (см. пример расчета, приведенный в п.11.2).

11.1.5. Расчет узла барабана механизма подъема груза

Данный узел состоит из барабана, установленного на оси (рис. 4.42 и 11.6), которая в свою очередь опирается на два радиальных сферических двухрядных подшипника, а также полиспаста. Полиспаст– это система подвижных и неподвижных блоков, огибаемых канатом, служащая для выигрыша в силе (рис. 11.17…11.18). Учитывая, что в полиспасте сила тяжести груза $Q \cdot g$ (Q– масса груза в кг или т, называемая грузоподъемностью, g=9,81 м/с² – ускорение свободного падения) распределяется на определенное число ветвей $K_{гр}$, то во столько же раз уменьшается натяжение в канате S_{max}. При этом будут различными скорость подъема груза $\upsilon_{гр}$ и окружная скорость барабана $\upsilon_б$:

$$\upsilon_б = \frac{K_{гр}}{K_б}\upsilon_{гр}, \qquad (11.9)$$

где $K_б$ – число ветвей каната, одновременно наматываемых на барабан.

Отношение числа перерезов ветвей каната $K_{гр}$, на которых подвешен груз, к числу ветвей $K_б$, одновременно наматываемых на барабан, называют передаточным отношением полиспаста или его кратностью.

Полиспасты, у которых на барабан наматывается одна ветвь каната ($K_б$=1), называют одинарными (рис. 11.17). Одинарные полиспасты широко используют в кранах стрелового типа. При одновременном наматывании на барабан двух ветвей каната ($K_б$=2) полиспаст называют сдвоенным (рис. 11.18). Сдвоенные полиспасты являются основными для кранов мостового типа. Соответственно, у одинарного полиспаста на барабане закрепляется только один конец каната с одной стороны барабана. У сдвоенного полиспаста крепятся два конца каната с обеих сторон барабана.

На поверхности барабана по винтовой линии нарезают канавки, что увеличивает поверхность соприкосновения каната с барабаном, уменьшает напряжения смятия в месте контакта и устраняет трение между соседними витками. Шаг нарезки обычно принимают $t=d_к$+(2…3)мм (см. рис. 11.6). Барабаны для одинарных полиспастов имеют только один нарезанный участок для укладки каната, для сдвоенных полиспастов – два. Соответственно в последнем случае увеличивается полная длина барабана $L_б$.

Следует отметить, что барабаны с нарезанными винтовыми канавками применяют в основном при однослойной навивке каната. При многослойной навивке наружную поверхность барабана выполняют гладкой.

Нарезные барабаны для одинарных полиспастов должны иметь реборду со стороны, противоположной креплению каната (рис. 4.42, *а*, 11.6 и 11.7). Реборду со стороны крепления каната можно не предусматривать.

При использовании сдвоенного полиспаста, когда две ветви каната навиваются на барабан от его краев к середине, применение реборд также не обязательно (рис. 4.42, *б*).

При многослойной навивке каната гладкий барабан в обязательном порядке с обеих сторон должен быть снабжен ребордами, которые должны возвышаться над поверхностью последнего слоя не менее чем на два диаметра каната $d_к$.

Барабаны выполняют литыми из чугуна или стали, а также сварными из стали.

При изготовлении барабана методом литья, толщина его стенки δ (измеренная по дну винтовой канавки, см. рис. 11.6) должна быть не менее 12 мм и определяется по формулам:

для чугунного барабана δ=0,02D +(6…10) мм;

для стального барабана δ=0,01D+3 мм.

Расчетной нагрузкой для узла барабана механизма подъема является максимальное усилие S_{max} в ветви каната, наматываемой на барабан при подъеме груза массой Q (в т или кг).

При известном вращающем моменте на оси барабана T максимальное усилие S_{max} можно определить по формуле:

$$S_{\max} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{K_б D}, \qquad (11.10)$$

где S_{max} – Н; T – Н·м; $K_б$=1 (для одинарного полиспаста) и $K_б$=2 (для сдвоенного полиспаста); D – диаметр барабана по центру укладки каната, мм (указывается в техническом задании).

Тип полиспаста (одинарный или сдвоенный) также может быть указан в техническом задании или принят по аналогии с конструкцией прототипа.

Расчетная схема барабана для одинарного полиспаста приведена на рис. 11.19, для сдвоенного – на рис. 11.20.

На рис. 11.19 вдоль барабана перемещается одна ветвь каната с усилием S_{max}, занимая различные положения при работе механизма. Поэтому при проверке подшипника опоры А в качестве расчетного принимается расположение силы S_{max} над левой ступицей барабана (схема 1). В то же время при проверке подшипника опоры В в качестве расчетной следует принять схему 2. Для каждой из схем строится эпюра изгибающего момента M и определяется опасное сечение оси.

На рис. 11.20 вдоль барабана одновременно перемещаются две ветви каната с усилием S_{max} в каждой. Одновременное расположение сил S_{max} над левой и правой ступицами (показано штриховыми линиями) принимается в качестве расчётного. Для данного положения определяют реакции опор R_A и R_B, а также строят эпюру изгибающего момента M.

Для конструктивного исполнения барабана, показанного на рис. 4.42 и 11.6, левый подшипник опоры А проверяют по статической грузоподъёмности, правый опоры В – по динамической грузоподъёмности. Ось рассчитывают в опасном сечении на сопротивление усталости и на статическую прочность только по нормальным напряжениям (на изгиб), так как она не нагружена крутящим моментом .

Крутящий момент с тихоходного вала редуктора на барабан передаётся через

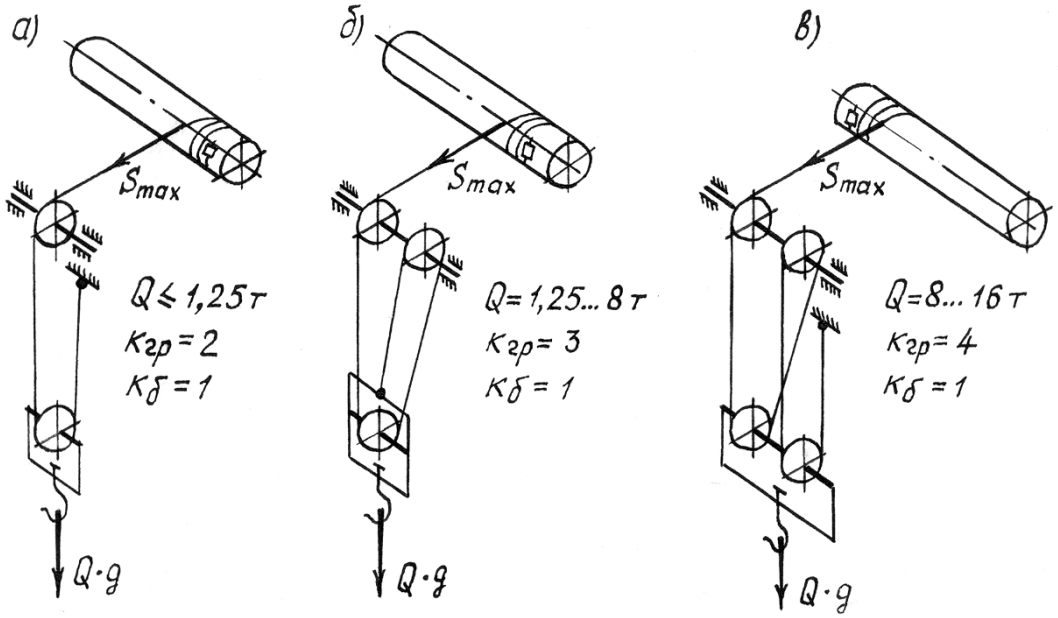


Рис. 11.17

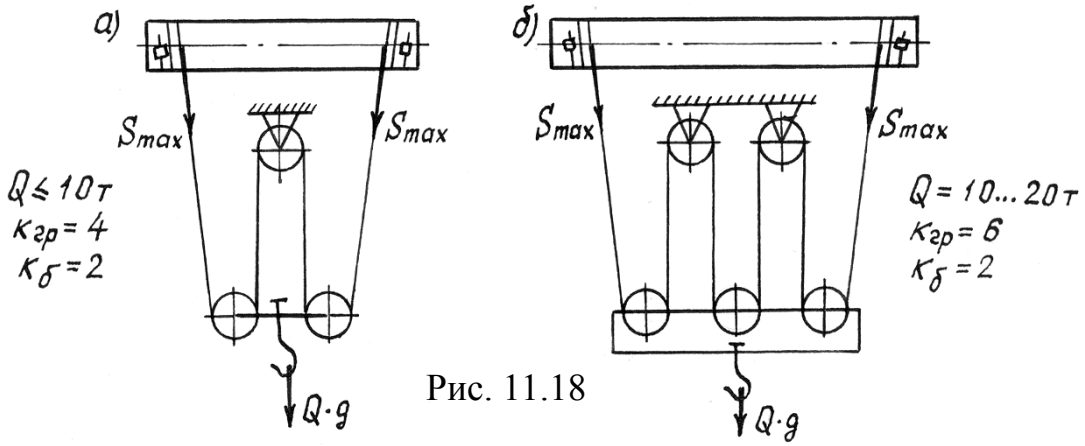


Рис. 11.18

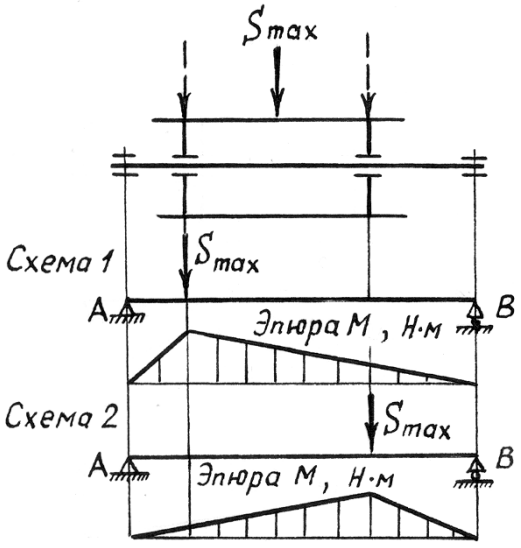


Рис. 11.19

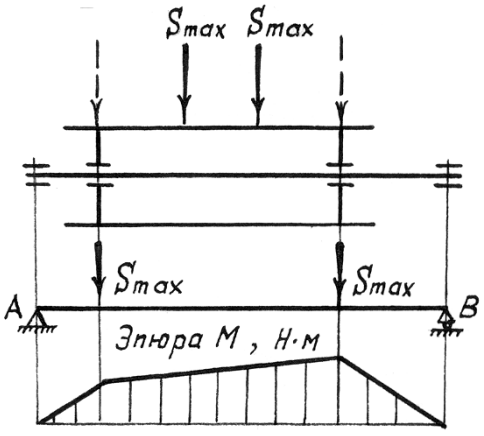


Рис. 11.20

встроенную внутри барабана зубчатую муфту. Её образуют зубчатый венец выходного вала редуктора и левая ступица барабана с внутренними зубьями.

Делительный диаметр зубчатой муфты [3]:

$$D_0 = \sqrt[3]{k_p T/(0{,}9[\sigma_{см}]\psi)}, \tag{11.11}$$

где D_o – мм; k_p=2…3 – коэффициент режима нагрузки; T – вращающий момент на оси барабана, Н·мм; $[\sigma_{см}]$=12…15 МПа;

$\psi = b/D_o$=0,12…0,16 – коэффициент ширины зубчатого венца.

Ширина зубчатого венца $b = \psi D_o$.

Число зубьев муфты z=30…80. Тогда модуль зацепления $m = D_o/z$.

Величина m согласовывается со стандартным значением по табл. 1П.14 приложения 1П. При этом должно быть $m \geq 1{,}5$ мм.

Левая ступица барабана с внутренними зубьями соединяется с барабаном посредством болтов с шестигранной уменьшенной головкой для отверстий из-под развёртки (ГОСТ 7817-80). Расчётная нагрузка, приходящаяся на один болт (Н):

$$F = \frac{2 \cdot 10^3 T}{z D_б}, \tag{11.12}$$

где T – вращающий момент на оси барабана, Н·м; z – число болтов; $D_б$ - диаметр окружности расположения болтов, мм.

Диаметр посадочной поверхности болта d_1 (мм) из условия прочности на срез:

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\tau]}}, \tag{11.13}$$

где F – Н; $[\tau]=(0{,}2\ldots0{,}3)\sigma_T$ – допускаемое напряжение среза, МПа.

По ГОСТ 7817-80 (см. табл. 2П.32 приложения 2П) принимают размеры болта.

В зависимости от соотношения диаметров D_o и D решается вопрос о местоположении болтов, соединяющих левую ступицу с барабаном. При этом возможны два варианта: болты устанавливаются внутри барабана (рис. 4.42,*б*) или над его поверхностью во фланцах (рис. 4.42,*а*, 11.6). В последнем случае размеры фланцев (рис. 11.6): $a=(2{,}0\ldots2{,}2)d_1$; $b_1=(1{,}3\ldots1{,}4)d_1$; $b_2=(1{,}4\ldots1{,}5)d_1$. После этого окончательно устанавливается длина болта по ГОСТ 7817-80 (табл. 2П.32).

11.2. ПРИМЕР ПРОЕКТИРОВАНИЯ ПРИВОДНОГО ВАЛА КАК СБОРОЧНОЙ ЕДИНИЦЫ ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА (рис. 1.1)

Исходные данные:

а) частота вращения приводного вала n=40 мин$^{-1}$;

б) вращающий момент на приводном валу $T=T_{IV}$=2626 Н·м;

в) число зубьев звёздочки для тяговой пластинчатой цепи z=12;

г) характеристика тяговой пластинчатой цепи по ГОСТ 588-81: тип 2 – роликовая, исполнение 2 – разборная со сплошными валиками (индекс М), шаг t=125 мм;

д) конструктивные особенности: на валу установлена одна звёздочка для тяговой пластинчатой цепи; приводной вал конвейера соединён с выходным валом редуктора посредством горизонтально расположенной цепной передачи, нагружающей конец приводного вала усилием $F_ц$=10527 Н;

е) расчётный срок службы L_h=12· 10^3 ч;

ж) кратковременная перегрузка $K_П$=1,6;

з) номер типового режима нагружения – 1 (тяжёлый).

Порядок проектирования

1. Предварительная разработка конструкции приводного вала (рис. 11.21).

Диаметр конца вала под ведомой звёздочкой цепной передачи из расчёта на кручение:

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0{,}2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{2626 \cdot 10^3}{0{,}2 \cdot 30}} = 76 \text{ мм}.$$

По табл. 2П.1 приложения 2П размеры конца вала: d_1 = 80 мм, l_{k1} = 130 мм (в табл. 2П.1 размеры конца вала обозначены d и l).

Диаметр вала под распорной втулкой $d_2=d_1$+5=80+5=85 мм; под подшипником $d_3=d_2$+5=85+5=90 мм, что соответствует размерам отверстий внутренних колец подшипников.

Исходя из посадочного диаметра d_3=90 мм по табл. 2П.12 приложения 2П выбираем шариковый радиальный сферический двухрядный подшипник легкой серии 1218, имеющий следующие данные: $d=d_3$=90 мм; D=160 мм; B=30 мм; r=3,0 мм; C_r=57 кН; C_{or}=39 кН.

Следующая ступень вала диаметром d_4 выполняет роль буртика (заплечика) для подшипника. По табл. 2П.17 приложения 2П диаметр этого буртика $d_{Б.П}$=100…103 мм. Учитывая, что на данной ступени вала устанавливается крышка подшипника с манжетой, по табл. 2П.10 приложения 2П согласовываем размер $d_{Б.П}$ с размером манжет и окончательно принимаем $d_{Б.П}$=100 мм. В крышке подшипника будет установлена манжета 1–100×125 ГОСТ 8752-79. Слева данный подшипник также будет закрыт крышкой с манжетой такого же типоразмера. Соответственно наружный диаметр распорной втулки между ступицей ведомой звёздочки и подшипником должен быть также равен 100 мм. Со стороны ступицы звёздочки данная втулка выполняет роль буртика. При диаметре отверстия в ступице звёздочки d_1=80 мм по табл. 2П.3 приложения 2П размер фаски в отверстии ступицы f=2,0 мм. Тогда наружный диаметр распорной втулки со стороны ступицы звёздочки должен быть

$$d_Б \geq d_1+(3{,}6\ldots4)f=80+(3{,}6\ldots4)\cdot2=87{,}2\ldots88 \text{ мм}.$$

Действительный размер $d_Б$=100 мм, что обеспечивает осевое фиксирование ступицы ведомой звёздочки.

Диаметр пятой ступени вала

$$d_5=d_4+5=100+5=105 \text{ мм}.$$

Для диаметра отверстия в ступице тяговой звёздочки d_5=105 мм по табл. 2П.3 приложения 2П назначаем размер фаски f=2,5 мм.

Шестая ступень вала диаметром d_6 выполняет роль буртика для ступицы тяговой звёздочки. Тогда

$$d_6 \geq d_5+(3,6\ldots4)f=105+(3,6\ldots4)2,5=114\ldots115 \text{ мм}.$$

Принимаем d_6=115 мм.

Учитывая, что подшипник правой опоры должен быть такого же типоразмера, как и левой, принимаем $d_8=d_3$=90 мм. Соответственно $d_7=d_4$=100 мм.

Канавки для выхода шлифованного круга на переходных участках между ступенями выполняем одного размера (по табл. 2П.4 приложения 2П ширина канавки $c_к$=8 мм).

Ведомая звёздочка цепной передачи закреплена на конце приводного вала посредством концевой шайбы, болта М8×20 (ГОСТ 7798-70) и штифта 2.5×16 (ГОСТ 3128-70) (см. табл. 2П.24 приложения 2П). Аналогичным образом крепится на валу внутреннее кольцо правого подшипника.

Размеры привертных подшипниковых крышек принимаем по табл. 3П.19 приложения 3П: толщина крышки $\delta_{кр}$=8 мм; диаметр $d_в$ болта М12, число болтов - 6 (одним болтом стягиваем одновременно обе крышки); диаметр фланца крышки $D_ф=D+(4\ldots4,4)d_в=160+(4\ldots4,4)\cdot12=208\ldots213$ мм, принимаем $D_ф$=212 мм; толщина фланца для исполнения 2 $\delta_3=1,2\delta_{кр}=1,2\cdot8=9,6$ мм, принимаем δ_3=10 мм; размер канавки $c_к$=8 мм; толщина δ_2, ширина $c_п$ и размер фаски f центрирующего пояска: $\delta_2=(0,9\ldots1)\delta_{кр}$=8 мм, $c_п=(1,0\ldots1,5)c_к$=10 мм, f=5 мм для D=160 мм.

Принимая во внимание ширину подшипника B=30 мм, зазор между крышкой и подшипником 4 мм, а также размеры привертной крышки длина болта для крепления обеих крышек l=120 мм. Обозначение болта: Болт М12-6g×120.58.05 ГОСТ 7808-70.

2. Выбор тяговой пластинчатой цепи по ГОСТ 588-81 и определение расчётного усилия *S*.

Делительный диаметр тяговой звёздочки

$$d_д=\frac{t}{\sin(180°/z)}=\frac{125}{\sin(180°/12)}=482,96 \text{ мм}.$$

Запишем систему уравнений (11.8) для цепного конвейера:

$$\begin{cases} S_{наб}-S_{сб}=\dfrac{2\cdot10^3T}{d_д}; \\ S_{наб}=5S_{сб}. \end{cases}$$

При вращающем моменте на приводном валу T=2626 Н·м и $d_д$=482,96 мм получим: $S_{наб}$=13595 Н; $S_{сб}$=2719 Н.

Для цепных конвейеров обычно $S_{сб}$=1000…3000 Н.

По формуле (11.1) для одной тяговой пластинчатой цепи расчётная разрушающая нагрузка

$$S_{разр.расч}=\kappa_ц \cdot S_{наб}=9\cdot 13595=122355 \text{ Н},$$

где $\kappa_ц$=9 – коэффициент запаса прочности тяговой пластинчатой цепи в предположении, что конвейер будет иметь наклонные участки.

По табл. 11.1 выбираем цепь М160 с разрушающей нагрузкой $S_{разр}$=160 кН, что больше $S_{разр.расч}$. Для цепи М160 предусмотрены шаги t в диапазоне 100…500 мм. Заданный шаг t=125 мм находится в рекомендуемом диапазоне.

Выбранная тяговая пластинчатая цепь М160 типа 2 (роликовая) с шагом t=125 мм исполнения 2 (разборная со сплошными валиками) имеет условное обозначение: Цепь М160-2-125-2 ГОСТ 588-81.

Расчётное усилие S для приводного вала:

$$S=S_{наб}+S_{сб}=13595+2719=16314 \text{ Н}.$$

3. Определение основных размеров звёздочки для тяговой пластинчатой цепи.

Основные размеры тяговой звёздочки определяем по ГОСТ 592-81 (см. табл. 11.2).

Диаметр элемента зацепления $D_ц$ для тяговой пластинчатой цепи М160 типа 2 исполнения 2 по табл. 11.1: $D_ц=d_з$=36 мм.

Геометрическая характеристика зацепления

$$\lambda=\frac{t}{D_ц}=\frac{125}{36}=3{,}47 .$$

Диаметр делительной окружности $d_д$=482,96 мм (см.п. 2).

Коэффициент числа зубьев: K_z=ctg(180°/z)=ctg(180°/12)=3,73.

Диаметр наружной окружности: $D_e=t[K+K_z-(0{,}31/\lambda)]$=125[0,46+3,73–
–(0,31/3,47)] =512,6 мм, где K= 0,46 при z=12 и $D_ц$<80 мм.

Диаметр окружности впадин: $D_i=d_д-D_ц$=482,96–36=446,96 мм.

Смещение центров дуг впадин e: e_{min}=0,01t=0,01·125=1,25 мм; e_{max}=0,05t=0,05·125=6,25 мм.

Радиус впадины зубьев: r=0,5$D_ц$=0,5·36=18 мм.

Половина угла заострения зуба γ=13…20°.

Угол впадины зуба β=66° при z=12.

Расстояние между внутренними пластинами $b_з$=36 мм и ширина пластины h=45 мм (табл. 11.1).

Ширина зуба звёздочки для цепи типа 2:

b_{fmax}=0,9$b_з$–1=0,9·36–1=31,4 мм;

b_{fmin}=0,87$b_з$–1,7=0,87·36–1,7=29,6 мм,

принимаем b_f=31мм.

Ширина вершины зуба для цепи типа 2:

b=0,75b_f=0,75·31=23 мм.

Наружный диаметр ступицы d_{cm}=1,55d_5=1,55·105=163 мм.

Длина ступицы l_{cm}≈1,2d_5=1,2·105=126 мм. Размер l_{cm} может быть уточнён после проверочного расчёта шпоночного соединения.

4. Проверочный расчёт шпоночных соединений.

Шпоночное соединение предусмотрено для тяговой звёздочки и ведомой звёздочки цепной передачи.

По табл. 2П.9 приложения 2П определяем размеры призматических шпонок по ГОСТ 23360-78:

а) для тяговой звёздочки: $b\times h$=28×16 мм; t_1=10 мм; t_2=6,4 мм; исполнение шпонки – 1; при длине ступицы тяговой звёздочки l_{cm}=126 мм полная длина шпонки l=110 мм; рабочая длина шпонки $l_p=l-b$=110–28=82мм;

б) для ведомой звёздочки цепной передачи: l_{cm}=130 мм; диаметр ступицы d_{cm}=1,55d_1=1,55·80=124 мм; размеры шпонки: $b\times h$=22×14 мм для d_1=80 мм; t_1=9 мм; t_2=5,4 мм; исполнение шпонки – 2; полная длина шпонки l=110 мм; рабочая длина шпонки $l_p=l$=110 мм; форма конца вала–цилиндрическая.

Так как приводной вал на длине от ведомой звёздочки цепной передачи до тяговой звёздочки нагружен одинаковыми крутящим моментом T=2626 Н·м, то проверяем на смятие шпонку с меньшими размерами $b\times h$, т.е. шпоночное соединение ведомой звёздочки цепной передачи. Тогда для переходной посадки H7/k6 при стальной ступице $[\sigma_{см}]$=150 МПа (см. п. 8.1 главы 8). Расчётное напряжение смятия при $T=T_{IV}$=2626 Н·м и $d=d_1$=80 мм:

$$\sigma_{см}=\frac{2\cdot 10^3 T}{d(h-t_1)l_p}=\frac{2\cdot 10^3\cdot 2626}{80(14-9)110}=119\ \text{МПа},$$

что не превышает $[\sigma_{см}]$=150 МПа.

Принимая во внимание, что полученное напряжение смятия $\sigma_{см}$ оказалось довольно большим, следует проверить шпоночное соединение тяговой звёздочки ввиду меньшей величины рабочей длины шпонки l_p:

$$\sigma_{см}=\frac{2\cdot 10^3 T}{d(h-t_1)l_p}=\frac{2\cdot 10^3\cdot 2626}{105(16-10)82}=102\ \text{МПа}.$$

Если выполнить с целью удобства фрезерования шпоночный паз на валу под тяговой звёздочкой такой же ширины, как и под ведомой звёздочкой цепной передачи, то напряжение смятия :

$$\sigma_{см}=\frac{2\cdot 10^3\cdot 2626}{105(14-9)82}=122\ \text{МПа},$$

что меньше $[\sigma_{см}]$=200 МПа для посадки с натягом H7/r6.

5. Определение радиальных реакций опор вала и построение эпюр моментов.

Из рис. 11.21 линейные размеры: l_1=117 мм; $l_2=l_3$=240 мм.

Так как цепная передача между редуктором и приводным валом расположена горизонтально, то в соответствии с рис. 11.10 $F_X=F_ц$=10527Н (где $F_ц$ – нагрузка на валы цепной передачи), F_Y=0 и S=16314 Н. Таким образом, силы $F_ц$ и S нагружают приводной вал только в горизонтальной плоскости XOZ (расчётная схема вала приведена на рис. 11.21).

Тогда радиальные реакции опор:

$$\sum \mathrm{M_A} = 0; \qquad -R_B(l_2 + l_3) + S \cdot l_2 + F_ц \cdot l_1 = 0;$$

$$R_B = \frac{S \cdot l_2 + F_ц \cdot l_1}{l_2 + l_3} = \frac{16314 \cdot 240 + 10527 \cdot 117}{240 + 240} = 10723\,\mathrm{Н};$$

$$\sum \mathrm{M_B} = 0; \qquad F_ц(l_1 + l_2 + l_3) - R_A(l_2 + l_3) - S \cdot l_3 = 0;$$

$$R_A = \frac{F_ц(l_1 + l_2 + l_3) - S \cdot l_3}{l_2 + l_3} = \frac{10527(117 + 240 + 240) - 16314 \cdot 240}{240 + 240} = 4936\,\mathrm{Н}.$$

Проверка: $\sum \mathrm{X} = -F_ц + R_A + S - R_B = -10527 + 4936 + 16314 - 10723 = 0$ –реакции найдены правильно.

Для построения эпюр определяем значения изгибающих моментов в характерных сечениях вала:

сечение A: $M = F_ц \cdot l_1 = 10527 \cdot 117 \cdot 10^{-3} = 1231{,}7\,\mathrm{Н \cdot м};$

сечение D: $M = R_B \cdot l_3 = 10723 \cdot 240 \cdot 10^{-3} = 2573{,}5\,\mathrm{Н \cdot м};$

сечения B и C: $M = 0.$

Передача вращающего момента происходит вдоль оси вала от сечения C до сечения D (см. эпюру крутящего момента M_K). При этом $M_K=T_{IV}$=2626 Н·м.

Под расчётной схемой вала построены эпюры изгибающих M и крутящих M_K моментов (см. рис. 11.21).

6.Проверочный расчёт подшипников по динамической грузоподъёмности.

При разработке конструкции приводного вала (см. выше п.1) в качестве его опор предварительно были выбраны радиальные сферические двухрядные подшипники лёгкой серии 1218. Выполним проверочный расчёт этих подшипников.

Примем коэффициент безопасности $K_Б$=1,4. При вращении внутреннего кольца подшипника коэффициент V=1. Подшипники приводного вала нагружены только радиальными нагрузками R_r (для опоры A $R_r=R_A$, для опоры B $R_r=R_B$). Осевые нагрузки R_a на подшипники отсутствуют.

Тогда эквивалентная динамическая нагрузка для более нагруженной опоры B:

$$P_r = VR_rK_Б = 1 \cdot 10723 \cdot 1{,}4 = 15012\,\mathrm{Н}.$$

Приняв по табл. 10.1 коэффициент K_{HE}=0,5 (для типового режима нагружения 1) и по табл. 10.2 коэффициент a_{23}=0,55 (для шарикоподшипников сферических двухрядных), а также показатель p=3 (для шариковых подшипников), определим расчётный ресурс (долговечность) подшипника опоры B

$$L_{10h} = a_{23}\frac{10^6}{60nK_{HE}}\left(\frac{C_r}{P_r}\right)^p = 0{,}55\frac{10^6}{60 \cdot 40 \cdot 0{,}5}\left(\frac{57 \cdot 10^3}{15012}\right)^3 = 25{,}1 \cdot 10^3\ \text{ч.}$$

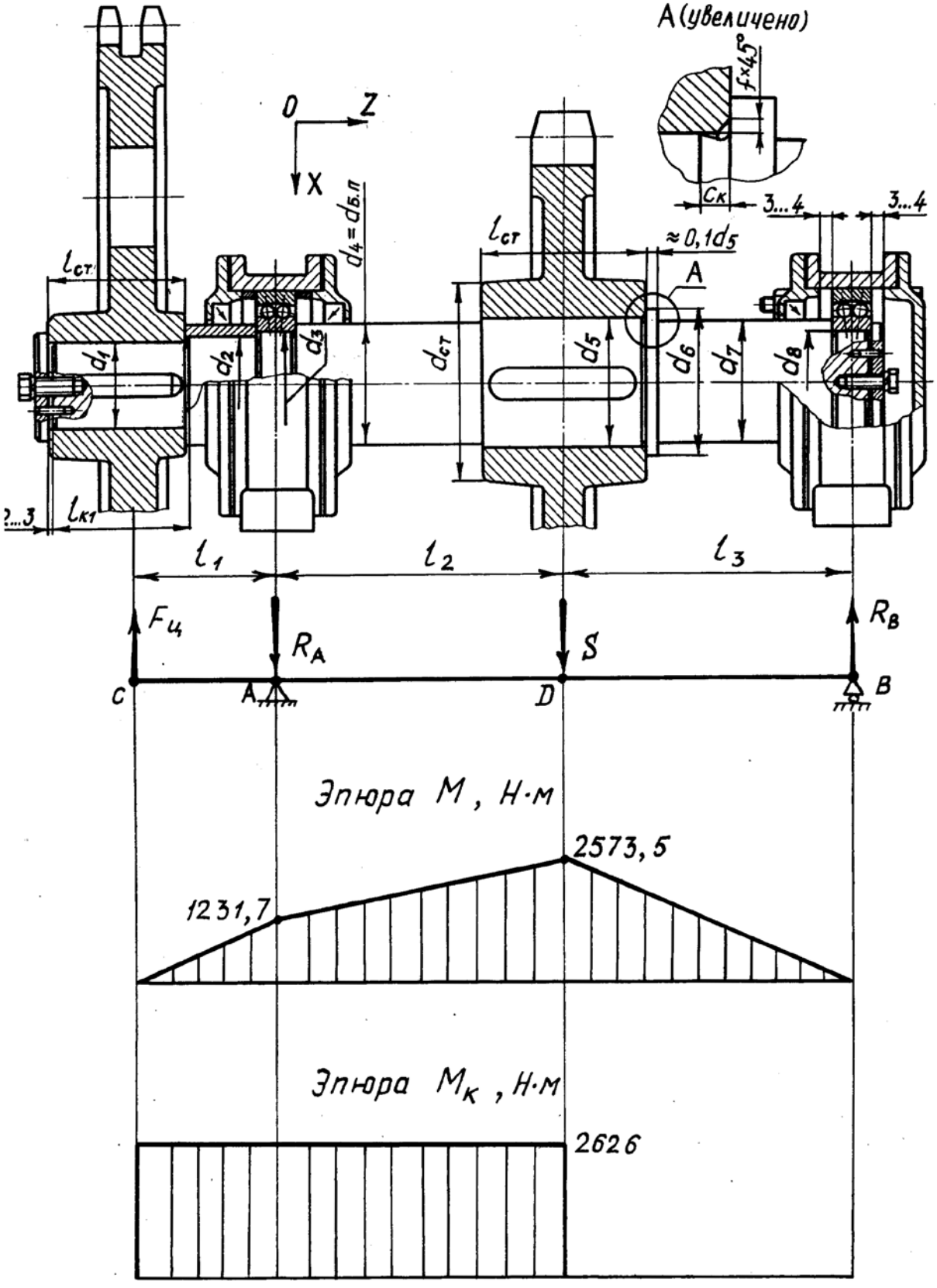

A (увеличено)
f×45°
0
Z
X
$c_к$
3...4
3...4
$l_{ст}$
$d_4 = d_{б.п}$
$l_{ст}$
$\approx 0{,}1d_5$
A
d_1
d_2
d_3
$d_{ст}$
d_5
d_6
d_7
d_8
$l_{к1}$
l_1
l_2
l_3
$F_ц$
R_A
S
R_B
C
A
D
B
Эпюра M, Н·м
2573,5
1231,7
Эпюра $M_к$, Н·м
2626

Рис. 11.21

Предварительно выбранный подшипник 1218 подходит, так как

$$L_{10h} = 25{,}1 \cdot 10^3 \text{ ч} > L_h = 12 \cdot 10^3 \text{ ч}.$$

7. Выбор посадок подшипников.

Подшипники приводного вала установлены по схеме 3 (вариант 3.2): опора А фиксирующая, опора В – плавающая.

Внутренние кольца подшипников имеют циркуляционное нагружение, наружные – местное. Определяем отношение

$$\frac{P_r}{C_r} = \frac{15012}{57 \cdot 10^3} = 0{,}26.$$

По табл. 10.1 и 10.2 принимаем поля допусков: вала – m6, отверстия – H7.

8. Расчёт вала на сопротивление усталости.

В качестве материала приводного вала примем сталь 45 (см. табл. 9.1): диаметр заготовки не более 120 мм (наибольший диаметр вала составляет размер буртика для ступицы тяговой звёздочки, равный 115 мм), твёрдость не ниже 240НВ, $\sigma_в$=800 МПа, $\sigma_т$=550 МПа, σ_{-1}=350 МПа и τ_{-1}=210 МПа.

Анализ конструкции вала, а также эпюр изгибающего М и крутящего $M_к$ моментов (рис. 11.21) показывает, что предположительно опасными являются сечения А и D.

Расчёт сечения А на сопротивление усталости. Из рис. 11.21 видно, что концентратором напряжений в сечении А является посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом. Кроме этого, справа рядом с сечением А находится второй концентратор напряжений – ступенчатый переход от диаметра $d=d_3$=90 мм к диаметру $D=d_4$=100 мм.

Определим отношение K_σ/K_d для каждого из концентраторов напряжений.

Концентратор напряжений – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом. По табл. 9.5 с учётом примечания 2 при $\sigma_в$=800МПа для $d=d_3$=90 мм и посадки I линейным интерполированием K_σ/K_d=4,19 и K_τ/K_d=2,92.

Концентратор напряжений – ступенчатый переход от диаметра $d=d_3$=90 мм к диаметру $D=d_4$=100 мм. По табл. 2П.4 приложения 2П радиус канавки для выхода шлифовального круга $r=r_k$=1,6 мм. Определяем отношения: D/d=100/90=1,11; r/d=1,6/90=0,02. По табл. 9.3 при $\sigma_в$=800МПа K_σ=2,68 и K_τ=1,67. По табл. 9.6 линейным интерполированием для вала из углеродистой стали диаметром d=90 мм коэффициент K_d: при изгибе K_d=0,72, при кручении K_d=0,61. Тогда отношения: K_σ/K_d=2,68/0,72=3,72; K_τ/K_d=1,67/0,61=2,74.

В расчёт принимаем первый концентратор – посадка внутреннего кольца подшипника на валу с натягом, так как у него больше отношение K_σ/K_d (в нашем случае для данного концентратора также больше и отношение K_τ/K_d).

Посадочная поверхность вала под подшипник шлифуется. Тогда по табл. 9.7 коэффициент K_F=1.

Поверхность вала дополнительно не упрочняется. Тогда коэффициент K_V=1.

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma / K_d + K_F - 1)/K_V = (4{,}19 + 1 - 1)/1 = 4{,}19;$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau / K_d + K_F - 1)/K_V = (2{,}92 + 1 - 1)/1 = 2{,}92.$$

Изгибающий момент в сечении А M=1231,7 Н·м.

Крутящий момент в данном сечении $M_к$=2626 Н·м.

Для круглого сплошного сечения А диаметром $d=d_3$=90 мм в соответствии с табл. 9.2:

осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{\pi \cdot 90^3}{32} = 71569 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{\pi \cdot 90^3}{16} = 143139 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_a = \sigma_И = \frac{M}{W} = \frac{1231{,}7 \cdot 10^3}{71569} = 17{,}2 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_k / 2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{2626 \cdot 10^3}{2 \cdot 143139} = 9{,}2 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла: $\sigma_m = 0; \quad \tau_m = \tau_a = 9{,}2$ МПа.

Коэффициенты ψ_σ и ψ_τ:

$$\psi_\sigma = 0{,}02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_В = 0{,}02 + 2 \cdot 10^{-4} \cdot 800 = 0{,}18;$$

$$\psi_\tau = 0{,}5 \psi_\sigma = 0{,}5 \cdot 0{,}18 = 0{,}09.$$

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{350}{4{,}19 \cdot 17{,}2 + 0{,}18 \cdot 0} = 4{,}86;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{210}{2{,}92 \cdot 9{,}2 + 0{,}09 \cdot 9{,}2} = 7{,}58.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении А

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{4{,}86 \cdot 7{,}58}{\sqrt{4{,}86^2 + 7{,}58^2}} = 4{,}1 > [S] = 2{,}5.$$

Сопротивление усталости вала в сечении А обеспечивается.

Расчёт сечения D на сопротивление усталости. Диаметр вала в сечении D $d=d_5$=105 мм. Концентраторы напряжений в данном сечении – посадка с натягом ступицы тяговой звёздочки, а также шпоночный паз.

Для каждого из концентраторов напряжений определим отношения K_σ/K_d и K_τ/K_d.

Концентратор напряжений – посадка на вал с натягом ступицы тяговой звёздочки. По табл. 9.5 при σ_B=800МПа для диаметра вала $d=d_5$=105 мм и посадки I K_σ / K_d=4,25 и K_τ / K_d=2,95.

Концентратор напряжений – шпоночный паз. По табл. 9.4 при σ_B=800МПа для валов со шпонками K_σ=2,05 и K_τ=1,9. По табл. 9.6 линейным интерполированием для вала из углеродистой стали диаметром $d=d_5$=105 мм коэффициент K_d: при изгибе K_d=0,696, при кручении K_d=0,587. Тогда K_σ/K_d=2,05/0,696=2,95 и K_τ/K_d=1,9/0,587=3,24.

Как уже указывалось ранее, при наличии нескольких концентраторов напряжений в рассматриваемом сечении в расчёт принимается тот концентратор напряжений, у которого больше отношение K_σ/K_d, несмотря на то, что у него отношение K_τ/K_d может оказаться меньше. Именно такой случай мы имеем для сечения D.

Окончательно принимаем для последующего расчёта первый концентратор напряжений - посадка на вал с натягом ступицы тяговой звёздочки, для которого K_σ / K_d=4,25 и K_τ / K_d=2,95.

Посадочная поверхность под ступицей тяговой звёздочки шлифуется. Тогда по табл. 9.7 коэффициент K_F=1.

Поверхность вала дополнительно не упрочняется (коэффициент K_V=1).

Суммарные коэффициенты $K_{\sigma D}$ и $K_{\tau D}$:

$$K_{\sigma D} = (K_\sigma/K_d + K_F - 1)/K_V = (4{,}25 + 1 - 1)/1 = 4{,}25;$$

$$K_{\tau D} = (K_\tau/K_d + K_F - 1)/K_V = (2{,}95 + 1 - 1)/1 = 2{,}95.$$

Изгибающий момент в сечении D M=2573,5 Н·м.

Крутящий момент в данном сечении $M_к$=2626 Н·м.

Для круглого сплошного сечения со шпоночным пазом в соответствии с табл. 9.2:

осевой момент сопротивления сечения

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 105^3}{32} - \frac{28 \cdot 10(105-10)^2}{2 \cdot 105} = 101616 \text{ мм}^3;$$

полярный момент сопротивления сечения

$$W_K = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{bt_1(d-t_1)^2}{2d} = \frac{\pi \cdot 105^3}{16} - \frac{28 \cdot 10(105-10)^2}{2 \cdot 105} = 215266 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда напряжений цикла:

$$\sigma_a = \sigma_И = \frac{\text{M}}{\text{W}} = \frac{2573{,}5 \cdot 10^3}{101616} = 25{,}3 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_k/2 = \frac{M_K}{2W_K} = \frac{2626 \cdot 10^3}{2 \cdot 215266} = 6{,}1 \text{ МПа}.$$

Среднее напряжение цикла:

$$\sigma_m = 0; \qquad \tau_m = \tau_a = 6{,}1 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты ψ_σ и ψ_τ остались такими же, как и для сечения А: ψ_σ=0,18; ψ_τ=0,09.

Коэффициенты запаса по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}\sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{350}{4.25 \cdot 25{,}3 + 0{,}18 \cdot 0} = 3{,}3;$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}\tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{210}{2{,}95 \cdot 6{,}1 + 0{,}09 \cdot 6{,}1} = 11{,}3.$$

Коэффициент запаса прочности по усталости в сечении D

$$S = \frac{S_\sigma S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} = \frac{3{,}3 \cdot 11{,}3}{\sqrt{3{,}3^2 + 11{,}3^2}} = 3{,}2 > [\mathrm{S}] = 2{,}5.$$

Сопротивление усталости вала в сечении D обеспечивается.

9. Расчёт вала на статическую прочность. Расчёт вала на статическую прочность проводим для более напряжённого сечения D, так как для него в результате расчёта вала на сопротивление усталости получен наименьший коэффициент запаса прочности S=3,2.

При коэффициенте перегрузки $K_П$=1,6 эквивалентное напряжение σ_E для сечения D:

$$\sigma_E = \sqrt{(K_П M/W)^2 + 3(K_П M_K/W_K)^2} =$$

$$= \sqrt{(1{,}6 \cdot 2573{,}5 \cdot 10^3 / 101616)^2 + 3(1{,}6 \cdot 2626 \cdot 10^3 / 215266)^2} = 53\,\text{МПа}.$$

Предельно допускаемое напряжение для приводного вала при σ_T=550МПа:

$$[\sigma] = 0{,}8\sigma_T = 0{,}8 \cdot 550 = 440\,\text{МПа}.$$

Статическая прочность приводного вала обеспечивается, так как для более напряжённого сечения D выполняется условие $\sigma_E < [\sigma]$.

Глава 12
ПРОЕКТИРОВАНИЕ РАМЫ

Рама служит для установки на ней двигателя и редуктора. Для разработки её конструкции первоначально на листе бумаги проводят осевые линии концов валов двигателя и быстроходного (входного) вала редуктора. Если в схеме привода предусмотрена установка ременной передачи между двигателем и редуктором, то оси концов валов вычерчивают с учётом её угла наклона к горизонту и межосевого расстояния. Если соединение концов валов осуществляется муфтой, то концы валов расположены соосно (см. рис. 12.1).

После этого тонкими линиями вычерчивают контуры соединительной муфты в разрезе. Далее подрисовывают концы соединяемых валов, закрепляя их с соответствующей полумуфтой. Длины концов валов двигателя $l_{в.д}$ и редуктора $l_{в.р}$ нам уже известны. Обычно торцы ступиц полумуфт должны упираться в буртики на концах соединяемых валов. Если по какой-то причине длина полумуфты окажется меньше длины посадочного конца вала двигателя, тогда между торцом ступицы и буртиком вала следует установить распорную втулку. Если ступица полумуфты оказалась длиннее конца вала, то длину её можно уменьшить до требуемой длины конца вала с обязательной проверкой прочности соединения вал-ступица. Данных рекомендаций можно придерживаться и при установке на концах валов шкивов ременной передачи.

В качестве примера рассмотрим проектирование сварной рамы для привода цепного конвейера на базе коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора с открытой цепной передачей (рис. 1.1 главы 1). Двигатель привода 4А160М6У4. Конструкция редуктора разработана в примере главы 7. Рама крепится к полу фундаментными болтами с коническим концом.

В нашем примере в качестве соединительной муфты использована упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП), выбор которой приведён в примере 5.3. Для принятой муфты с D=190мм и T=710Н·м (ГОСТ 21424-93) по табл. 2П.39 приложения 2П расстояние между концами соединяемых валов a=6мм.

После вычерчивания муфты и концов соединяемых валов на главном виде тонкими линиями наносят контуры двигателя и редуктора ниже оси валов с присоединительными к раме местами (рис.12.1). На виде сверху можно показать лишь размеры опорной поверхности корпуса редуктора $b_р \times l_р$ и лап двигателя $b_д \times l_д$, размеры отверстий $d_д$ и $d_р$, а также размеры $c_д$, $c_р$, $l_{2д}$, $l_{2р}$, определяющие их положение. Размер l в соответствии с главным видом: $l=l_{1д}+l_{вд}+l_{вр}+l_{1р}+a$.

Далее следует вычертить контур рамы и нанести размер $h_о$– разность опорных поверхностей двигателя и редуктора ($h_о=h_р-h_д$).

В нашем примере для выбранного двигателя 4А160М6У3 по табл. 1П.2 приложения 2П: $b_д \times l_д$=75×270мм, $c_д$=279мм, $l_{2д}$=210мм, $l_{3д}$=30мм, $h_д$=180мм.

По чертежу редуктора: $b_р \times l_р$=52×725мм, $c_р$=295мм, $l_{2р}$=685мм, $l_{3р}$=20мм, $h_р$=220мм.

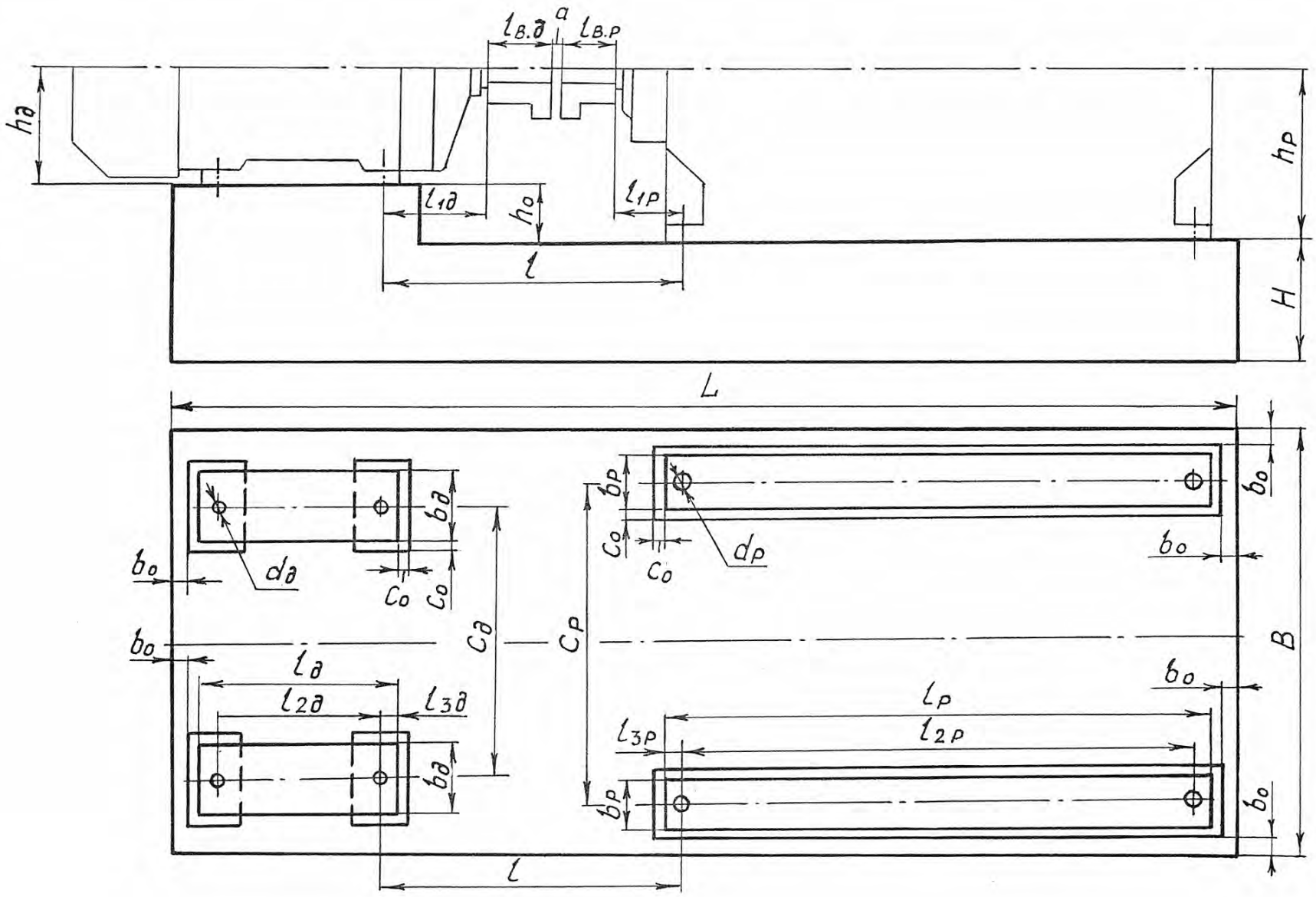

a
lв.д
lв.р
hд
hр
l1д
h0
l1р
l
H
L
bд
b0
dд
c0
c0
cд
cр
bр
c0
c0
dр
b0
B
b0
lд
l2д
l3д
bд
lр
l2р
l3р
bр
b0
l

Рис. 12.1

При этом разность высот опорных поверхностей рамы $h_o=h_p-h_д$=220–180=40мм.

Сварная рама состоит из базовой конструкции и надстройки. Базовую конструкцию создаёт обычно нижний пояс, который определяет прочность и жесткость рамы в целом. Надстройка предназначена для установки второй сборочной единицы привода, опорная поверхность которой оказывается поднятой (в нашем примере двигатель).

Для создания базовых поверхностей под двигатель и редуктор на раме следует предусматривать платики высотой h_n=5…6 мм (без припуска на обработку). Базовые поверхности приводных рам обрабатывают обычно после сварки, отжига и рихтовки (выравнивание на специальных массивных плитах). Это связано с тем, что при сварке возможно коробление рамы, особенно при большом количестве сварных швов.

Учитывая, что поверхность проката (швеллеров, уголков) достаточно чистая и ровная, в ряде случаев платики можно не предусматривать. Тогда ошибки размеров и коробление рамы при сварке компенсируют путём установки прокладок. Однако монтаж привода в данном случае значительно сложнее.

При наличии платиков на раме ширину и длину их принимают больше, чем ширина и длина опорных поверхностей двигателя и редуктора на величину $2c_o$, где по рекомендации [1]: c_o=0,05$b_д(b_p)$+1 мм. В этой формуле $b_д(b_p)$ – ширина опорной поверхности лап двигателя (редуктора). В нашем случае $b_д$=75 мм и b_p=52 мм. Для наибольшей величины $b_д$=75 мм определяем c_o=0,05·75+1=5 мм.

Расстояние от платиков до края рамы в плане b_o=8…10 мм.

Тогда ширина B и длина L рамы:

$$B=c_p+b_p+2c_o+2b_o=295+52+2\cdot5+2\cdot8=373 \text{ мм};$$

$$L=l_{2д}+l+l_{2p}+l_{3д}+l_{3p}+2c_o+2b_o=210+397+685+30+20+2\cdot5+2\cdot8=1368\text{мм},$$

где $l=l_{1д}+l_{вд}+l_{вр}+l_{1p}+a$=121+110+82+78+6=397 мм.

Базовую конструкцию рамы составляем из двух продольно расположенных швеллеров 1 (см. рис. 12.2 и 12.3,*а*) и приваренных к ним трех поперечно расположенных швеллеров: двух крайних 2 и среднего 3.

Некоторые из возможных вариантов конструкции надстройки приведены на рис. 12.4. В нашем примере в целях сокращения сортамента для надстройки будем использовать тот же номер швеллера, что и для базовой конструкции, углубляя его в нижний пояс рамы.

Высота базовой конструкции рамы:

$$H=(0{,}08\ldots0{,}10)L=(0{,}08\ldots0{,}10)1368=109\ldots137 \text{ мм}.$$

Исходя из размера H, выбираем номер швеллера (высоту швеллера h принимают $h\geq H$). По табл. 3П.24 приложения 3П предварительно принимаем швеллер профиля 12 с уклоном внутренних граней полок. Но так как полку швеллера предполагаем использовать для закрепления на раме двигателя и редуктора, а также для крепления рамы к полу цеха, то следует проверить, достаточна ли ширина полки b швеллера профиля 12 для этой цели.

Определим размеры отверстий в полках швеллера при закреплении двигателя и редуктора. Для выбранного двигателя 4А160М6У3 по табл.1П.2 приложения 2П диаметр отверстий в лапах d_{10}=15мм. Предполагаем использовать для закрепления двигателя болт М12. По табл. 3П.22 приложения 3П диаметр отверстия в полке швеллера под болт М12 $d_{\partial} = d_{o}$=14 мм (2-й ряд).

При конструировании опорной части редуктора был принят диаметр d_{ϕ} болтов для крепления корпуса редуктора к раме М18. По табл. 3П.22 приложения 3П диаметр отверстия в полке швеллера под болт М18 $d_{p} = d_{o}$=20 мм (2-й ряд).

Для крепления рамы к полу цеха применяем фундаментные болты с коническим концом, устанавливаемые в скважине с цементным раствором (см. рис.12.3, *а*, разрез А-А). Диаметр *d* и число фундаментных болтов ориентировочно можно принимать в зависимости от длины рамы *L*:

Длина рамы *L*, мм	до 700	Св.700 до 1000	св.1000 до 1500
Диаметр болтов *d*, мм	16	18…20	22…24
Минимальное число болтов	4	6	8

В нашем примере при *L*=1368 мм принимаем восемь болтов диаметром М22. По табл.3П.22 приложения 3П диаметр отверстия в полке швеллера под болт М22 d_{o}=24 мм (2-й ряд).

Размеры фундаментного болта с коническим концом (см.рис.12.3,*а*, разрез А-А) в мм:

d	*D*	*l*	$H_{б}$	D_{o}
М16	26	28	150…200	30…40
М18…М20	32	34	200…250	40…50
М22…М24	39	41	250…300	50…60

Принимаем для крепления рамы к полу цеха размеры фундаментного болта М22 с коническим концом: *D*=39 мм, *l*=41 мм, $H_{б}$=250 мм, D_{o}=50 мм.

Таким образом, наибольшие размеры будет иметь резьбовое соединение, обеспечивающее крепление рамы к полу цеха. Поэтому с размерами данного соединения следует окончательно согласовывать размеры полки швеллера, а соответственно и номер его профиля. Однако предварительно рассмотрим основные конструктивные исполнения резьбовых соединений, используемых в конструкциях сварных рам.

Для удобства закрепления сборочных единиц на раме и рамы к полу цеха швеллеры располагают, как правило, полками наружу. Крепить двигатель и редуктор к раме можно болтами с гайкой (рис. 12.3,*а,* разрез А-А) или без гайки (рис 12.3,*б*). Если используется швеллер с уклоном внутренних граней полок, то на их внутреннюю поверхность накладывают стандартные косые шайбы по ГОСТ 10906-78 (табл. 3П.13 приложения 3П) или приваривают нестандартные косые шайбы, выравнивающие опорную поверхность под гайкой или головкой болта. При креплении по варианту, показанному на рис. 12.3,*б*, глубина завинчивания болта, должна быть равна диаметру резьбы, которая нарезается в

платике и полке швеллера. Если суммарной толщины платика и полки для этого недостаточно, то к полке дополнительно следует приварить шайбу.

Швеллеры без уклона граней полок не требуют установки косых шайб. И тогда при использовании варианта, показанного на рис. 12.3,*б*, взамен шайбы приваривают при контрольной сборке гайку.

Наиболее простой способ крепления сварной рамы к полу цеха за нижнюю полку швеллера показан на рис 12.3,*а*, разрез А-А. Однако в данном случае расстояние E от оси болта до стенки швеллера должно быть такой величины, чтобы выполнялось условие $E=(b-s)/2\geq 1{,}25d$, здесь b и s – соответственно ширина полки и толщина стенки швеллера. Выполнение данного условия обеспечивает возможность завинчивания гайки. Если это условие не выполняется, то используют вариант, показанный на рис. 12.3,*г*, когда фундаментный болт проходит через обе полки швеллера. Однако в последнем случае следует предусмотреть в конструкции рамы возможность расположения гайки и её завинчивание. Обычно для этой цели раму удлиняют, обеспечивая возможность расположения гаек крайних фундаментных болтов, а в средней части рамы их устанавливают в свободном пространстве между сборочными единицами.

В целях уменьшения местного прогиба полки швеллера около фундаментных болтов (рис. 12.3, *г*) между полками устанавливают рёбра жёсткости. Однако следует отметить, что хотя рёбра повышают жёсткость рамы, однако при этом увеличиваются объёмы сварочных работ, коробление рамы и усложняется её конструкция. Поэтому довольно часто рёбра жёсткости конструктор не предусматривает.

Широкое распространение получило крепление нижней полки швеллера за короткую бобышку (рис. 12.3, *в*).

В нашем примере крепление двигателя и редуктора к раме, а также рамы к полу цеха осуществляем по варианту, представленному на рис. 12.3, *а*: двигатель и редуктор закрепляем на раме посредством болтов, раму к полу цеха крепим за нижнюю полку швеллера. Под гайки к полкам швеллера привариваем шайбы. Наибольшие размеры имеет резьбовое соединение крепления рамы к полу цеха (болт М22). Для этого соединения проверяем возможность завинчивания гайки. Для швеллера профиля 12 по табл. 3П.24 приложения 3П b=52 мм, s=4,8 мм. Тогда для болта М22 $1{,}25d$=1,25·22=27,5 мм. Размер $E=(b-s)/2$=(52-4,8)/2=23,6 мм, что меньше $1{,}25d$. Швеллер профиля 12 не подходит. Принимаем швеллер профиля 18, для которого: h=180 мм> H; b=70 мм; s=5,1 мм; t=8,7 мм. Размер E=(70-5,1)/2=32,45 мм, что больше $1{,}25d$=27,5 мм и обеспечивает сборку соединения. При ширине опорной поверхности редуктора b_P=52 мм ширина полки b=70 мм швеллера профиля 18 достаточна для его установки.

Под лапы двигателя предусматриваем четыре платика 6 (см. рис. 12.3, *а*) в виде коротких прямоугольников, под опорную поверхность редуктора – два

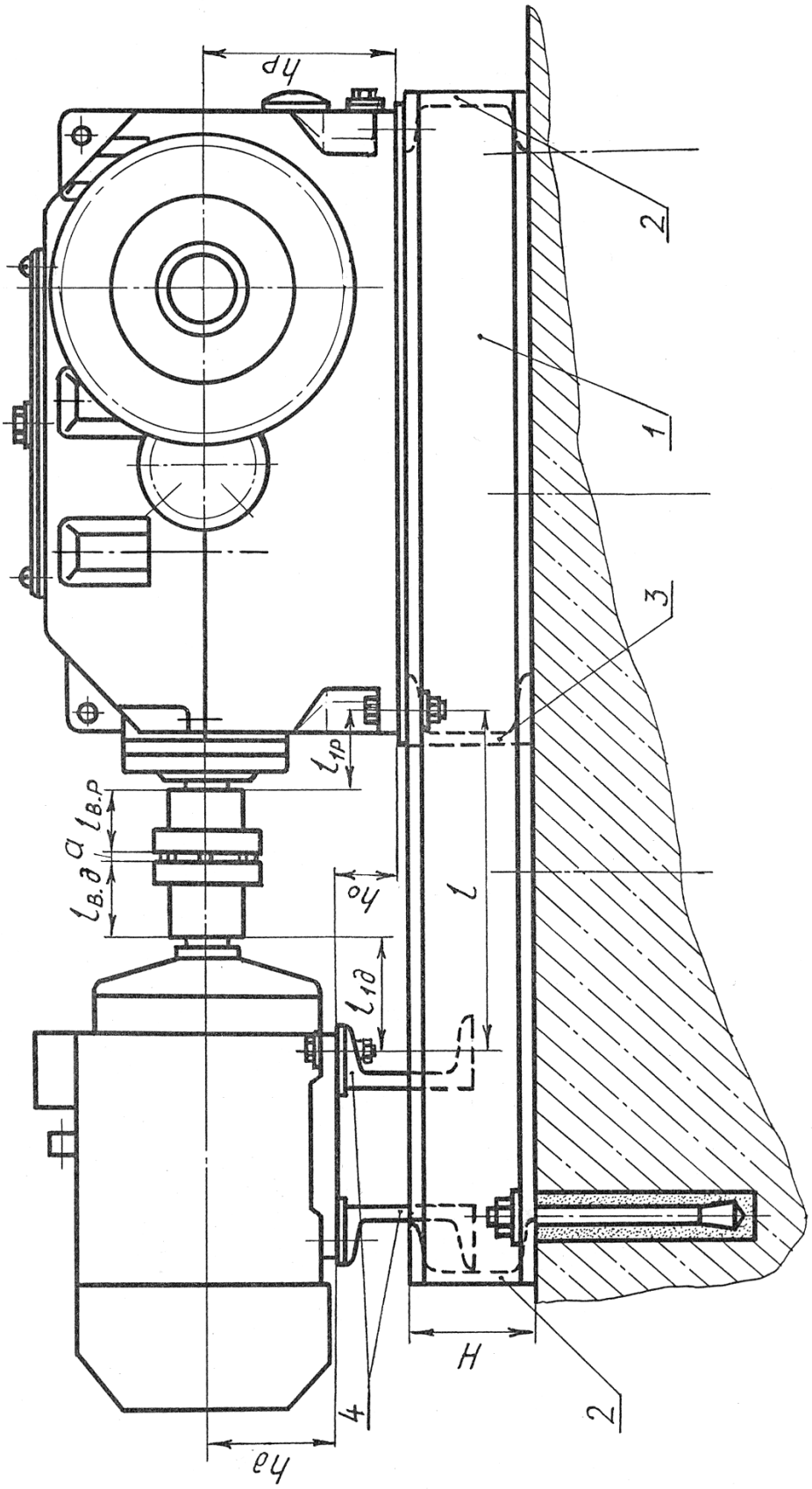


Рис. 12.2

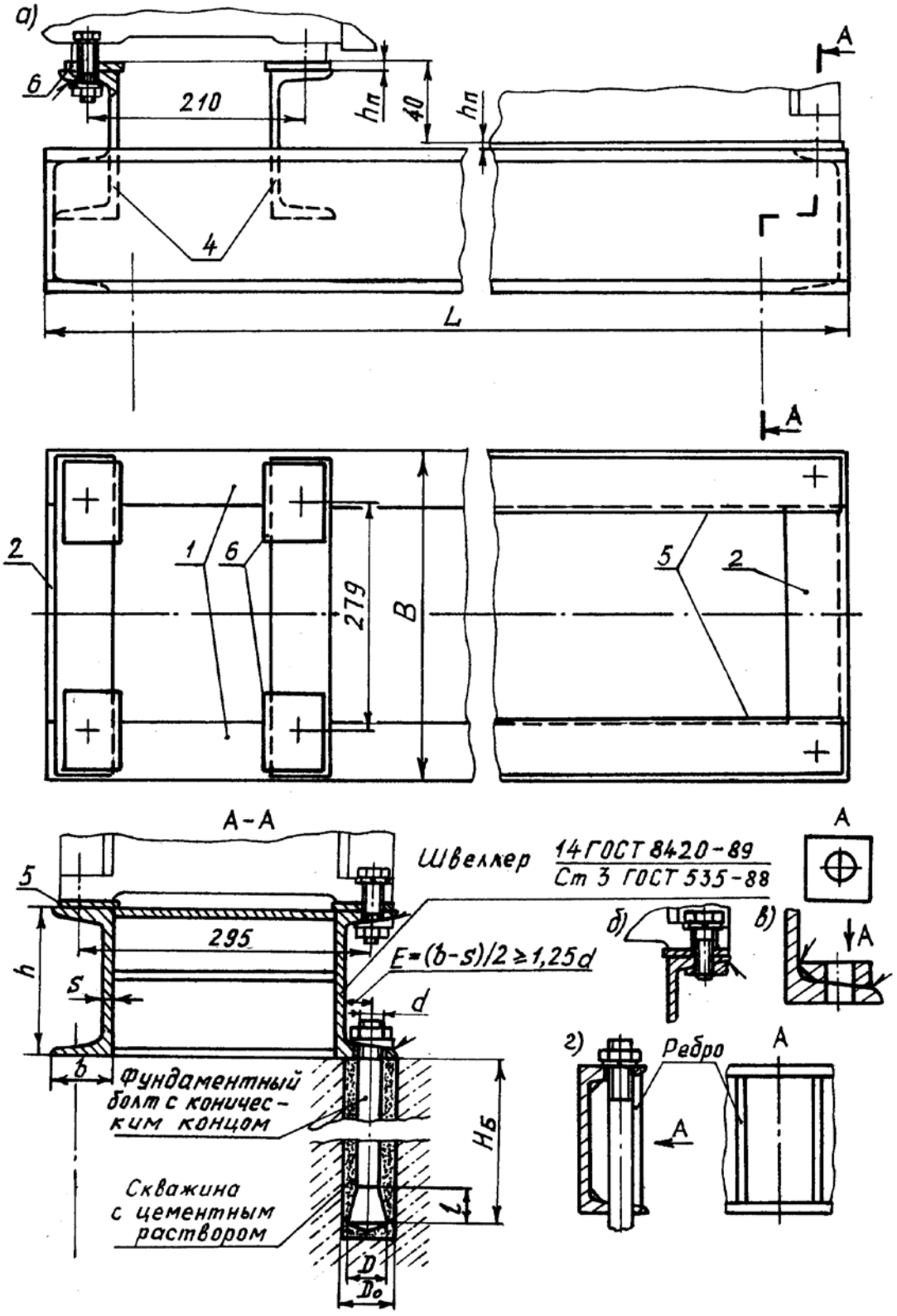

а)
6
210
hп
40
hп
4
L
A
A
2
1
6
279
B
5
2
А-А
Швеллер 14 ГОСТ 8420-89
Ст 3 ГОСТ 535-88
5
295
h
S
b
E=(b-s)/2≥1,25d
d
Фундаментный болт с коничес-ким концом
Скважина с цементным раствором
Hб
l
D
D₀
б)
в)
г)
Ребро
A

Рис. 12.3

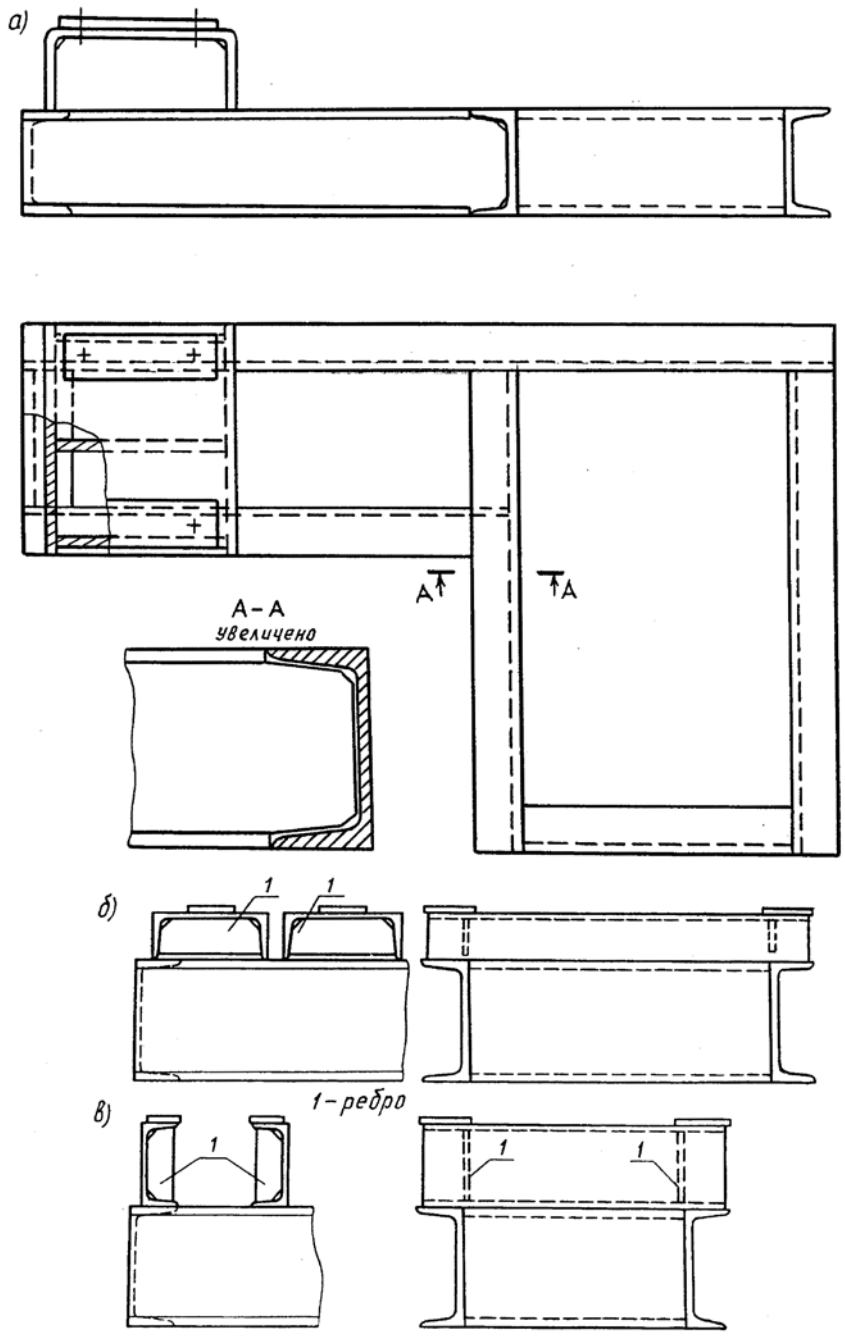


Рис. 12.4

платика 5 в виде узких полос. При обработке платиков обеспечивается разность высот опорных поверхностей рамы h_o=40 мм.

В качестве варианта возможна установка двигателя или редуктора непосредственно на полку швеллера, а платики предусматривают только под опорной поверхностью одной из устанавливаемых сборочных единиц.

На рис. 12.4,*а* приведен вариант конструкции рамы для привода с цилиндрическим горизонтальным редуктором. При серийном выпуске машин иногда более выгодно применение вместо сварных рам литых плит. Рекомендации по проектированию плит см. [1], с. 338…339.

Глава 13
ОФОРМЛЕНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

При курсовом проектировании по деталям машин применяют следующие виды конструкторских документов: чертёж общего вида (код ВО), сборочный чертёж (код СБ), рабочий чертёж детали, спецификация и пояснительная записка.

Чертёж общего вида должен содержать полную информацию о конструкции привода, взаимной связи сборочных единиц и принципе работы. Данный чертёж выполняется обычно в двух-трёх проекциях в масштабе уменьшения (1:4; 1:5). При этом, элементы привода следует изображать упрощённо: не показывать фаски, скругления, проточки. Крепёжные изделия допускается не вычерчивать, а показывать осевыми линиями. Исключения составляют резьбовые соединения для крепления к раме двигателя и редуктора, также рамы к фундаменту. Так как у соответствующего узла привода (например, двигателя) все болты одинаковые, то вычерчивают один болт, а положение остальных показывают осевыми линиями. Также изображают и болты для крепления редуктора к раме, а также фундаментные болты. Иногда места установки болтов двигателя и редуктора выполняют в виде выносных элементов в масштабе 1:1 или 1:2.

Кроме графического изображения разрабатываемого привода чертёж общего вида должен содержать:

а) габаритные размеры (длину, ширину и высоту);

б) присоединительные и монтажные размеры (размеры опорных поверхностей корпусов подшипников качения приводного вала; размеры и координаты крепёжных отверстий, выполненных в этих корпусах; зазоры между торцами валов; расстояния между осями сборочных единиц и др.);

в) номера позиций сборочных единиц и деталей;

г) техническую характеристику;

д) технические требования.

В технической характеристике привода, помещаемой на свободном поле чертежа, приводят данные двигателя (мощность и частоту вращения), общее передаточное число привода, скорость движения тягового элемента (для конвейеров и элеваторов).

Технические требования помещают над основной надписью чертежа, не превышая её по ширине. Запись в них производится сверху вниз, причём, каждая позиция нумеруется (точка после номера позиции не ставится). Если над основной надписью чертежа недостаточно места, то запись выполняют слева от основной надписи сверху вниз в пределах такой же ширины текста.

В технических требованиях, помещаемых на чертеже общего вида привода, указывают смещения валов, звёздочек, шкивов, допускаемую радиальную консольную нагрузку на выходном валу редуктора, требования по обкатке привода, а также по защите муфт и открытых передач.

Для удобства контроля угловое смещение (перекос) валов γ задают линейным смещением Δl на длине l=100 мм и пишут, например, 0,5/100 мм/мм. Если допускаемый перекос валов γ указан в градусах, то перевод в $\Delta l / l$ производят по соотношению

$$\Delta l / l \text{ ,мм/мм} = \gamma, \text{ мин}/34{,}5.$$

Например,при γ=1°, линейное смещение Δl на длине l=100 мм равно

$$\Delta l / 100 = 60' / 34{,}5 = 1{,}74 / 100 \text{ мм/мм}$$

Для муфт указывают следующие допускаемые смещения соединяемых валов: осевое (мм), радиальное (мм) и угловое (мм/мм),значения которых принимают по табл. 2П.40 приложения 2П– для муфты упругой втулочно-пальцевой (МУВП) и по табл. 2П.41– для муфты упругой с торообразной оболочкой вогнутого профиля.

Для открытой клиноременной передачи, установленной между двигателем и редуктором, в технических требованиях согласно [13] указывают:

а) прогиб ветви ремня f (мм) под воздействием силы Q (Н) –по ГОСТ 1284.3-96;

б) непараллельность осей шкивов: не более $\pm 25'$ (0,8 мм на 100 мм межосевого расстояния) при частоте вращения ведущего шкива $n_1 \leq 1500$ мин$^{-1}$; не более $\pm 15'$ (0,5 мм на 100 мм межосевого расстояния) при $n_1 > 1500$ мин$^{-1}$;

в) смещение рабочих поверхностей шкивов– не более 0,2 мм на 100 мм межосевого расстояния.

Например, при частоте вращения ведущего шкива n_1=1455 мин$^{-1}$ в технических требованиях будет записано:

1 Прогиб ветви ремня под воздействием силы 100 Н не более 6 мм (ГОСТ 1284.3-96).

2 Непараллельность осей шкивов не более 0,8 мм на 100 мм межосевого расстояния. Смещение рабочих поверхностей шкивов не более 0,2 мм на 100 мм межосевого расстояния.

Для открытой цепной передачи, установленной между редуктором и приводным валом, указывают допускаемые угловые смещения звёздочек (мм/мм) от одной плоскости и осей валов, значения которых (в градусах) определяют при расчёте цепной передачи (см. пример 3.2.2, п.8 главы 3).

Ограждение муфт и открытых приводов в учебных проектах обычно не показывают, а в технических требованиях записывают: “Ограждения условно не показаны. Ограждения ременной передачи и муфты установить и красить в оранжевый цвет”.

Пример оформления чертежа общего вида привода приведён на рис. 13.1.

Сборочный чертёж выполняется обычно в трёх проекциях, а при необходимости содержит дополнительные виды, разрезы и сечения, дающие полное представление о конструкции разрабатываемого узла. Сборочный чертёж выполняют в масштабе уменьшения (1:2; 1:2,5). При разработке сборочного чертежа редуктора разрез по осям валов рекомендуется выполнять в масштабе 1:1, остальные виды – в масштабе уменьшения (1:2, 1:2,5). В масштабе 1:1 выполняют также сечения и выносные элементы, относящиеся к этим видам.

При разработке первого конструкторского проекта, каким является для студента курсовой проект по деталям машин, с методической точки зрения не допукается упрощённое изображение деталей на сборочном чертеже, так как в процессе проектирования студент должен глубоко усвоить назначение и конструктивное исполнение различных элементов деталей узлов. По этой причине в резьбовых соединениях обязательно следует показывать зазоры между стержнем винта, болта или шпильки и отверстием детали, запасы резьбы и глубины сверления. Подшипники вычерчивают в разрезе(с одной стороны допускается упрощённое изображение) в соответствии с рекомендациями, приведёнными в табл. 2П.46 приложения 2П. Должны быть также показаны все фаски, канавки для выхода шлифовального круга и резьбонарезного инструмента, выход фрезы при нарезании зубьев (если они расположены в тело вала-шестерни), а также след инструмента при выполнении шлицев и пазов.

Кроме графического изображения, сборочный чертёж должен содержать:

а) габаритные размеры (длину, ширину и высоту);

б) основные расчётные параметры передач: межосевые расстояния; числа зубьев; число захода червяка; модуль; угол наклона зубьев;

в) диаметры и посадки для сопряжённых деталей: насадных зубчатых и червячных колёс; шкивов, звёздочек и полумуфт при установке их на цилиндрические концы валов; подшипников; колец и распорных втулок; стаканов; центрирующих поверхностей подшипниковых крышек и др.;

г) обозначения шлицевых соединений (при необходимости);

д) присоединительные размеры: диаметр с посадкой и длина выступающих концов валов, а также резьб на них; размеры сечений шпонок на концевых участках валов и посадку шпонки в паз вала; расстояние от буртика за цилиндрическим концевым участком вала (для конца вала конической формы – от начала конусной поверхности) до оси ближайшего отверстия под фундаментный болт в опорной части корпуса редуктора; размеры опорной части корпуса; расстояние от осей валов до базовой опорной плоскости (высота размещения валов);

е) номера позиий сборочных единиц и деталей;

ж) техническую характеристику;

з) технические требования.

Техническая характеристика содержит дополнительные сведения о разрабатываемой конструкции узла. Например, для редуктора указывают передаточное число, вращающий момент на выходном валу (Н*м) и его частоту вращения ($мин^{-1}$), а также КПД редуктора.

Технические требования, указываемые на сборочном чертеже, как и для чертежа общего вида, записывают сверху вниз над основной надписью, не превышая её ширины. В них указывается, что все параметры и размеры, приведённые на сборочном чертеже – для справок. Для редуктора в технических требованиях записывают: требования по обработке (покраске) корпуса; необходимость покрытия пастой Герметик плоскости разъёма при сборке, а также диапазон вели-

чин суммарного осевого зазора подшипников валов, необходимый для их регулировки. Допускаемые пределы осевых зазоров подшипников принимают на основании рекомендаций, изложенных в главе 4 (см. рис.4.1, табл.4.1 и 4.2).

Пример оформления сборочного чертежа редуктора приведён на рис.13.3, приводного вала – на рис.13.5.

Рабочие чертежи деталей выполняются в соответствии с рекомендациями, изложенными в учебных пособиях [1,13].

Номера позиций сборочных единиц и деталей должны быть показаны как на чертеже общего вида, так и на сборочном чертеже. Их выполняют на полках линий-выносок параллельно основной надписи чертежа и наносят только один раз (без повторений на различных видах, разрезах и сечениях). Позиции обычно группируют в колонку или строчку на одной линии, расположенной горизонтально или вертикально. Для группы крепёжных деталей, которые являются элементами одного соединения (например, болт, гайка и шайба пружинная) допускается использовать одну общую линию-выноску, а полки для номеров позиций деталей этого соединения расположить вертикально и соединить тонкой линией. Шрифт номеров позиций должен быть на один –два размера больше, чем шрифт размерных чисел на том же чертеже.

К чертежу общего вида и сборочному чертежу прилагается текстовый документ – **спецификация**. Она составляется на листах формата А4 в соответствии с ГОСТ2.108-68 и помещается в конце пояснительной записки в виде приложения.

Заполняют спецификацию сверху вниз. В учебном проекте спецификация состоит из следующих разделов:

а) документация;

б) сборочные единицы;

в) детали;

г) стандартные изделия;

д) материалы.

Каждый раздел записывают в виде заголовка в графе “Наименование” и не подчёркивают. Выше и ниже заголовка оставляют одну свободную строку.

В разделе “Документация” записывают:

а) для чертежа общего вида: “Чертёж общего вида”; “ Пояснительная записка”;

б) для сборочного чертежа: “Сборочный чертёж”.

В разделе “Сборочные единицы” записывают изделия, состоящие из составных частей:

а) для чертежа общего вида привода: “Редуктор”, “Вал приводной”, “Рама”;

б) для сборочного чертежа редуктора: “Крышка люка” (если она сварная), “Колесо червячное” и др.

В разделе “Детали” записывают детали специфицируемого узла, например, для редуктора: “Корпус”, “Крышка корпуса”, “Колесо зубчатое”, “Вал–шестер-

ня”, “Вал”, “Червяк”, “Стакан”, “Крышка подшипника”, “Кольцо”, “Прокладка регулировочная” и др.

В разделе “Стандартные изделия” записывают изделия, применяемые по следующим категориям стандартов (государственные, отраслевые, предприятий). При этом, изделия группируют по однородным группам, например: подшипники качения, крепежные детали, манжеты, шпонки, штифты. В пределах каждой группы запись производят в алфавитном порядке наименований изделий, в пределах наименования – в порядке возрастания обозначения стандартов, а в пределах каждого обозначения стандарта – в порядке возрастания параметров или размеров изделия. При этом, для стандартного изделия, кроме наименования, указывается условное обозначение в соответствии со стандартом.

В разделе “Материалы” для учебного проекта записывают смазочные материалы.

Рассмотрим заполнение остальных граф спецификации.

Графы “Зона” и “Формат” при курсовом проектировании можно не заполнять.

Для заполнения графы “Обозначение” спецификации, а также основных надписей чертежей, пояснительной записки и спецификаций при выполнении учебных проектов (литера У) рекомендуется следующая **система обозначений:**

а) чертёж общего вида:

ДМ 10 – 05.00.00.00 В0;

б) сборочный чертёж редуктора:

ДМ 10 – 05.01.00.00 СБ;

в) чертёж детали:

ДМ 10 – 05.01.00.05;

г) сборочная единица, входящая в редуктор (например, крышка люка):

ДМ 10 – 05.01.01.00 СБ;

д) пояснительная записка:

ДМ 10 – 05.00.00.00 ПЗ;

е) спецификация (например, сборочного чертежа редуктора):

ДМ 10 – 05.01.00.00.

В обозначении учебной конструкторской документации: ДМ – название дисциплины “Детали машин”; 10 – номер технического задания на курсовое проектирование; 05 – номер варианта задания.

В графе “Кол.” указывают количества сборочных единиц или деталей для специфицируемого изделия (в разделе “Материалы” для данной графы записывают количество масла, заливаемого в редуктор, например: “5л.”; в разделе “Документация” данную графу не заполняют). Для регулировочных прокладок, подбираемых при регулировании подшипников, графу “Кол.” не заполняют, а в графе “Примечание” пишут слово “набор”.Пример оформления спецификации, прилагаемой к чертежу общего вида привода конвейера, приведён на рис.13.2, к сборочному чертежу редуктора – на рис.13.4 и к сборочному чертежу приводного вала – на рис.13.6.

Пояснительная записка включает титульный лист, содержание, техническое задание, текстовую и расчётную часть, литературу и приложение.

Титульный лист является первым листом пояснительной записки. Его выполняют на листе формата А4 по форме, приведённой на рис. 13.7, стандартным шрифтом чёрного цвета.

Содержание приводят в начале пояснительной записки на заглавном и последующих листах (при необходимости). Заглавный лист должен иметь основную надпись по форме 2(см. рис. 13.8), последующие листы - по форме 2а.

Бланк технического задания приводят после содержания.

Во введении (обычно не нумеруется) приводится краткое описание конструкции проектируемого привода (двигатель, редуктор, муфты, рама) и указывается область его использования.

Расчётную часть пояснительной записки (основной текст) разделяют на разделы (нумеруют одной цифрой: 1, 2, 3, 4 и т.д.) и подразделы (нумеруют двумя цифрами: 1.1; 1.2; 1.3; ...; 2.1; 2.2; 2.3 и т.д.). Пункты в подразделах нумеруют тремя цифрами: 1.1.1; 1.1.2; 1.1.3 и т.д.; подпункты в пунктах – четырьмя цифрами: 1.1.1.1; 1.1.1.2; 1.1.1.3 и т.д.

Разделы и подразделы имеют заголовки. Точку между номером заголовка или подраздела и самим заголовком не ставят. Не ставится точка и в конце заголовка. Переносы слов в заголовках не допускаются. Если заголовок состоит из двух предложений, то их разделяют точкой.

Пункты и подпункты заголовков обычно не имеют.

Расстояние между заголовком и подзаголовком – 10 мм, а между подзаголовком и текстом записки – не менее 8 мм.

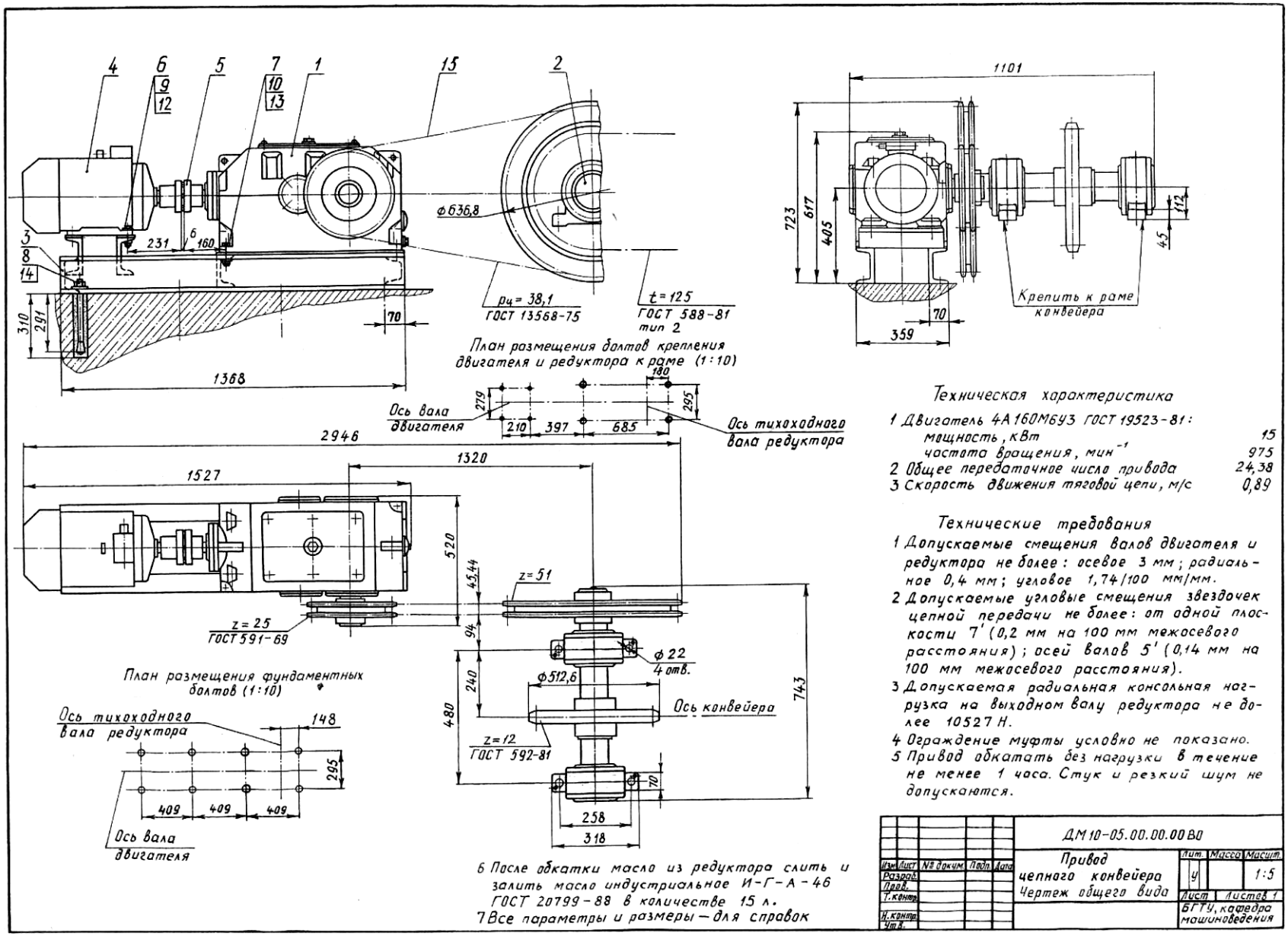
Текстовая и расчетная часть пояснительной записки выполняется на писчей бумаге формата А4 с одной стороны листа рукописным способом (с высотой букв и цифр не менее 2,5 мм) или с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ. Расстояние от боковых линий до текста принимают: 5 мм – в начале строк и 3 мм – в конце строки. Расстояние от верхней и нижней строки до верхней и нижней линии рамки – не менее 8 мм (см. рис. 13.9).

В тексте выполняемые действия обычно дают во множественном числе, например: “определяем ...”, “уточняем ...”, “принимаем ...” и т.п. При этом текст должен быть изложен аккуратно и грамотно на беларускай мове или русском языке.

При оформлении расчетов формулу сначала записывают в буквенном выражении, а затем подставляют в неё числовые значения величин в том же порядке, в котором они приведены в формуле. После этого приводят окончательный результат вычислений (промежуточный результат не указывается). Например:

“Межосевое расстояние косозубой цилиндрической передачи определяем по формуле:

$$a_w = K_a(u+1)\sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{ba}[\sigma_H]^2}} = 430(3{,}84+1)\sqrt[3]{\frac{1421\cdot 1{,}04}{3{,}84^2\cdot 0{,}3\cdot 567^2}} = 211 \text{ мм},$$



Техническая характеристика

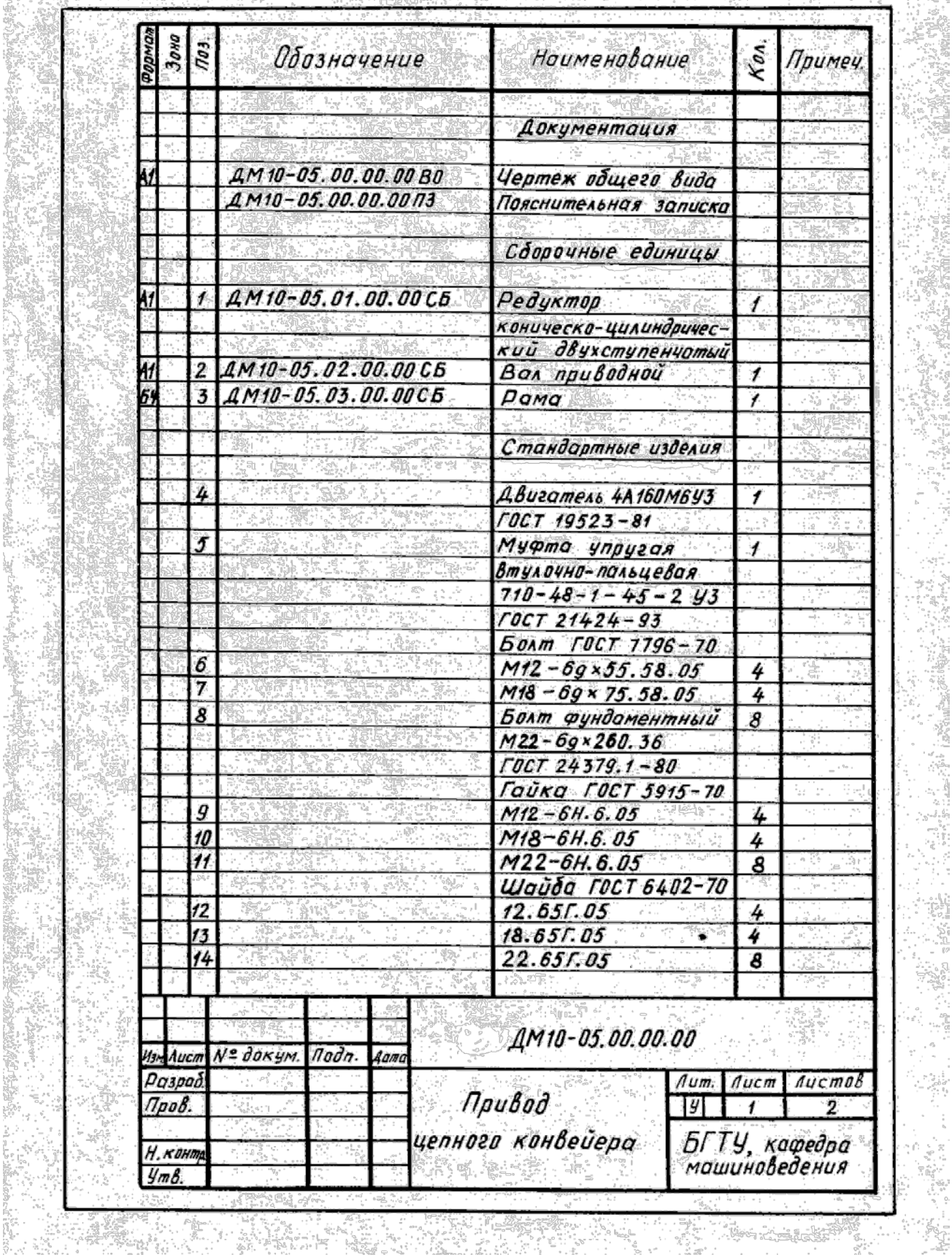
1 Двигатель 4А160М6У3 ГОСТ 19523-81: мощность, кВт	15
частота вращения, $мин^{-1}$	975
2 Общее передаточное число привода	24,38
3 Скорость движения тяговой цепи, м/с	0,89

Технические требования

1 Допускаемые смещения валов двигателя и редуктора не более: осевое 3 мм; радиальное 0,4 мм; угловое 1,74/100 мм/мм.
2 Допускаемые угловые смещения звездочек цепной передачи не более: от одной плоскости 7′ (0,2 мм на 100 мм межосевого расстояния); осей валов 5′ (0,14 мм на 100 мм межосевого расстояния).
3 Допускаемая радиальная консольная нагрузка на выходном валу редуктора не более 10527 Н.
4 Ограждение муфты условно не показано.
5 Привод обкатать без нагрузки в течение не менее 1 часа. Стук и резкий шум не допускаются.
6 После обкатки масло из редуктора слить и залить масло индустриальное И-Г-А-46 ГОСТ 20799-88 в количестве 15 л.
7 Все параметры и размеры — для справок

				ДМ 10-05.00.00.00 ВО			
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Привод цепного конвейера. Чертеж общего вида	Лит.	Масса	Масшт.
Разраб.						У		1:5
Пров.						Лист	Листов 1
Т. контр.						БГТУ, кафедра машиноведения	
Н. контр.							
Утв.							

Рис.13.1



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
				Документация		
А1			ДМ10-05.00.00.00 ВО	Чертеж общего вида		
			ДМ10-05.00.00.00 ПЗ	Пояснительная записка		
				Сборочные единицы		
А1		1	ДМ10-05.01.00.00 СБ	Редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый	1	
А1		2	ДМ10-05.02.00.00 СБ	Вал приводной	1	
Б4		3	ДМ10-05.03.00.00 СБ	Рама	1	
				Стандартные изделия		
		4		Двигатель 4А160М6У3 ГОСТ 19523-81	1	
		5		Муфта упругая втулочно-пальцевая 710-48-1-45-2 У3 ГОСТ 21424-93	1	
				Болт ГОСТ 7796-70		
		6		М12-6g×55.58.05	4	
		7		М18-6g×75.58.05	4	
		8		Болт фундаментный М22-6g×260.36 ГОСТ 24379.1-80	8	
				Гайка ГОСТ 5915-70		
		9		М12-6Н.6.05	4	
		10		М18-6Н.6.05	4	
		11		М22-6Н.6.05	8	
				Шайба ГОСТ 6402-70		
		12		12.65Г.05	4	
		13		18.65Г.05	4	
		14		22.65Г.05	8	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ДМ10-05.00.00.00			
Разраб.					Привод цепного конвейера	Лит.	Лист	Листов
Пров.						У	1	2
Н. контр.						БГТУ, кафедра машиноведения		
Утв.								

Рис.13.2

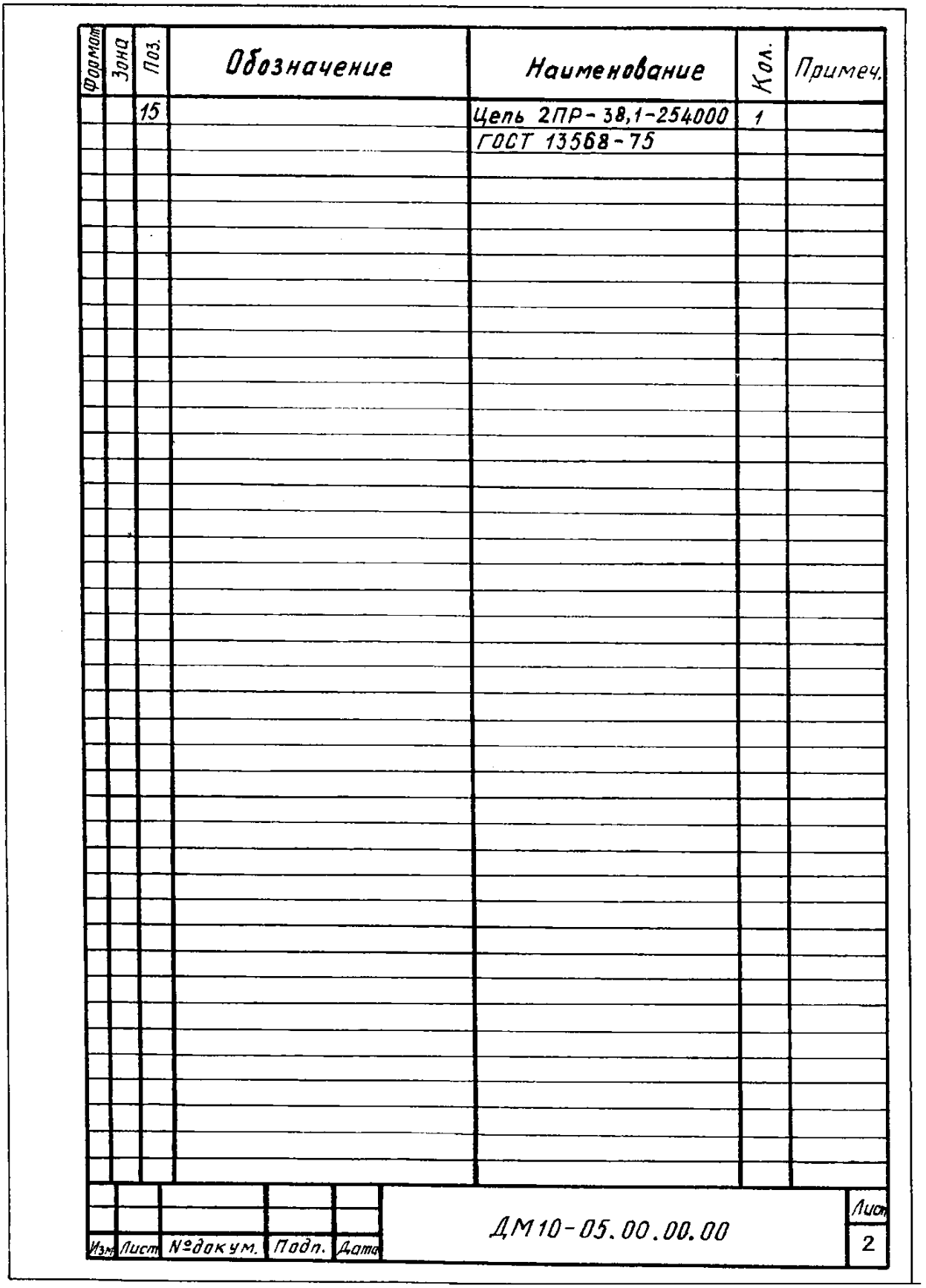


Рис.13.2 (продолжение)

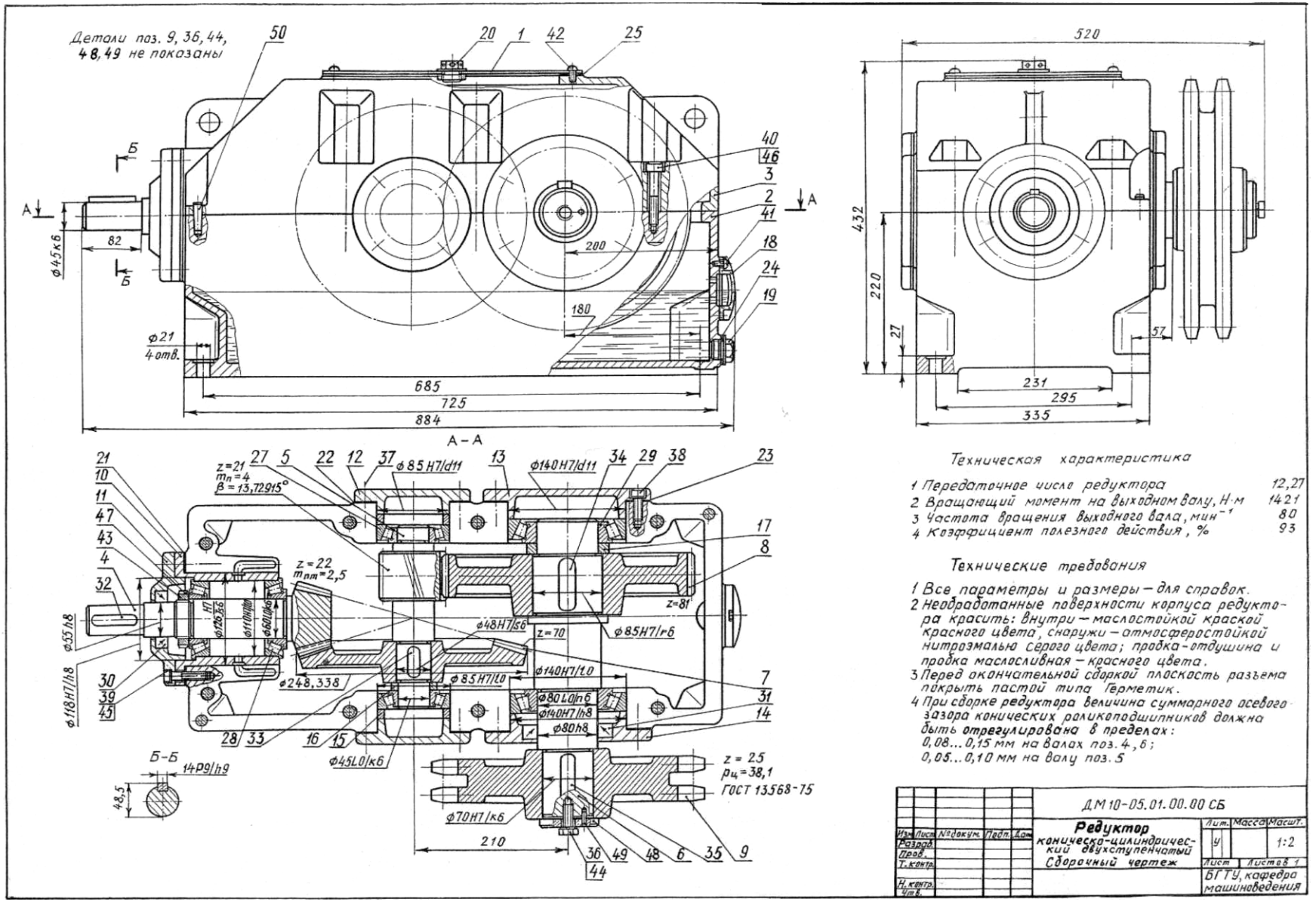
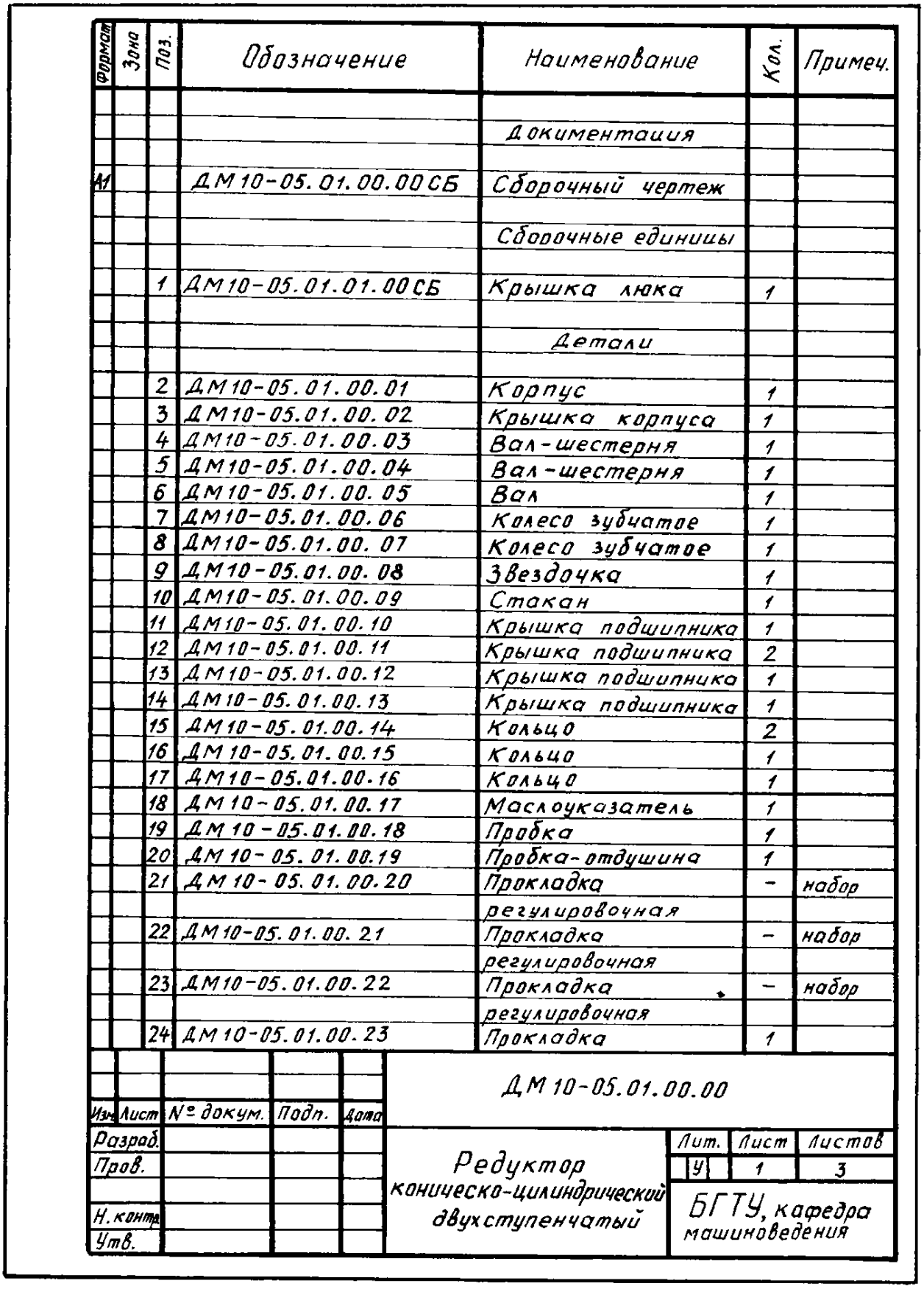

Детали поз. 9, 36, 44, 48, 49 не показаны
А – А
Б – Б
685
725
884
200
180
82
ф45к6
4 отв.
520
432
220
27
231
295
335
57
Техническая характеристика
1 Передаточное число редуктора 12,27
2 Вращающий момент на выходном валу, Н·м 1421
3 Частота вращения выходного вала, мин⁻¹ 80
4 Коэффициент полезного действия, % 93
Технические требования
1 Все параметры и размеры – для справок.
2 Необработанные поверхности корпуса редуктора красить: внутри – маслостойкой краской красного цвета, снаружи – атмосферостойкой нитроэмалью серого цвета; пробка-отдушина и пробка маслосливная – красного цвета.
3 Перед окончательной сборкой плоскость разъема покрыть пастой типа Герметик.
4 При сборке редуктора величина суммарного осевого зазора конических роликоподшипников должна быть отрегулирована в пределах:
0,08...0,15 мм на валах поз. 4, 6;
0,05...0,10 мм на валу поз. 5
ДМ 10-05.01.00.00 СБ
Редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый
Сборочный чертеж
Лит. Масса Масшт.
1:2
Лист Листов 1
БГТУ, кафедра машиноведения

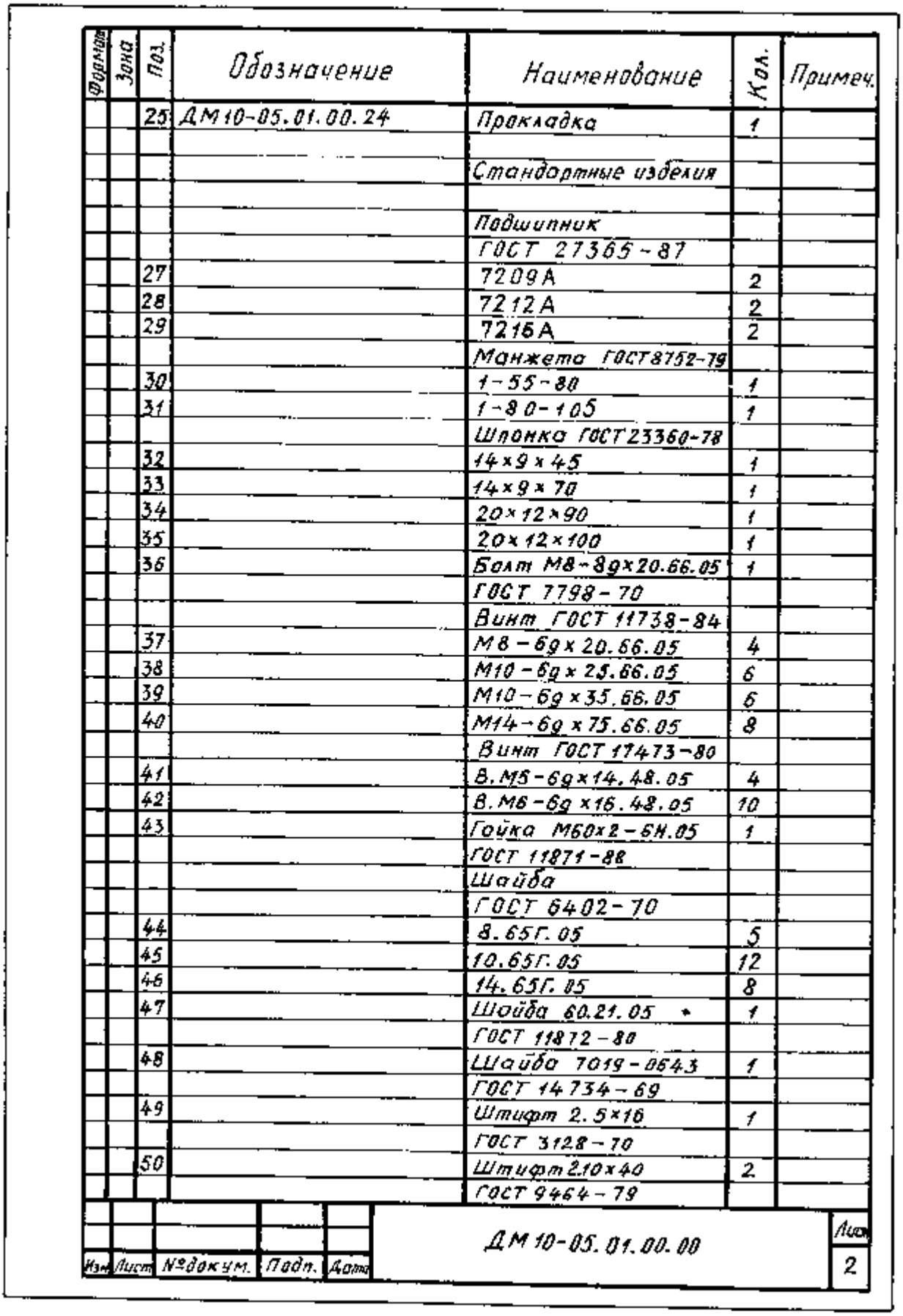
Рис.13.3



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
				Документация		
А1			ДМ10-05.01.00.00СБ	Сборочный чертеж		
				Сборочные единицы		
		1	ДМ10-05.01.01.00СБ	Крышка люка	1	
				Детали		
		2	ДМ10-05.01.00.01	Корпус	1	
		3	ДМ10-05.01.00.02	Крышка корпуса	1	
		4	ДМ10-05.01.00.03	Вал-шестерня	1	
		5	ДМ10-05.01.00.04	Вал-шестерня	1	
		6	ДМ10-05.01.00.05	Вал	1	
		7	ДМ10-05.01.00.06	Колесо зубчатое	1	
		8	ДМ10-05.01.00.07	Колесо зубчатое	1	
		9	ДМ10-05.01.00.08	Звездочка	1	
		10	ДМ10-05.01.00.09	Стакан	1	
		11	ДМ10-05.01.00.10	Крышка подшипника	1	
		12	ДМ10-05.01.00.11	Крышка подшипника	2	
		13	ДМ10-05.01.00.12	Крышка подшипника	1	
		14	ДМ10-05.01.00.13	Крышка подшипника	1	
		15	ДМ10-05.01.00.14	Кольцо	2	
		16	ДМ10-05.01.00.15	Кольцо	1	
		17	ДМ10-05.01.00.16	Кольцо	1	
		18	ДМ10-05.01.00.17	Маслоуказатель	1	
		19	ДМ10-05.01.00.18	Пробка	1	
		20	ДМ10-05.01.00.19	Пробка-отдушина	1	
		21	ДМ10-05.01.00.20	Прокладка регулировочная	–	набор
		22	ДМ10-05.01.00.21	Прокладка регулировочная	–	набор
		23	ДМ10-05.01.00.22	Прокладка регулировочная	–	набор
		24	ДМ10-05.01.00.23	Прокладка	1	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ДМ10-05.01.00.00		
Разраб.					Редуктор коническо-цилиндрический двухступенчатый	Лит.	Лист 1	Листов 3
Пров.						У		
Н. контр.						БГТУ, кафедра машиноведения		
Утв.								

Рис.13.4



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
		25	ДМ10-05.01.00.24	Прокладка	1	
				Стандартные изделия		
				Подшипник		
				ГОСТ 27365-87		
		27		7209А	2	
		28		7212А	2	
		29		7216А	2	
				Манжета ГОСТ 8752-79		
		30		1-55-80	1	
		31		1-80-105	1	
				Шпонка ГОСТ 23360-78		
		32		14×9×45	1	
		33		14×9×70	1	
		34		20×12×90	1	
		35		20×12×100	1	
		36		Болт М8-8g×20.66.05	1	
				ГОСТ 7798-70		
				Винт ГОСТ 11738-84		
		37		М8-6g×20.66.05	4	
		38		М10-6g×25.66.05	6	
		39		М10-6g×35.66.05	6	
		40		М14-6g×75.66.05	8	
				Винт ГОСТ 17473-80		
		41		В.М5-6g×14.48.05	4	
		42		В.М8-6g×16.48.05	10	
		43		Гайка М60×2-6Н.05	1	
				ГОСТ 11871-88		
				Шайба		
				ГОСТ 6402-70		
		44		8.65Г.05	5	
		45		10.65Г.05	12	
		46		14.65Г.05	8	
		47		Шайба 60.21.05	1	
				ГОСТ 11872-80		
		48		Шайба 7019-0643	1	
				ГОСТ 14734-69		
		49		Штифт 2.5×16	1	
				ГОСТ 3128-70		
		50		Штифт 2.10×40	2	
				ГОСТ 9464-79		

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ДМ10-05.01.00.00	Лист 2

Рис.13.4 (продолжение)

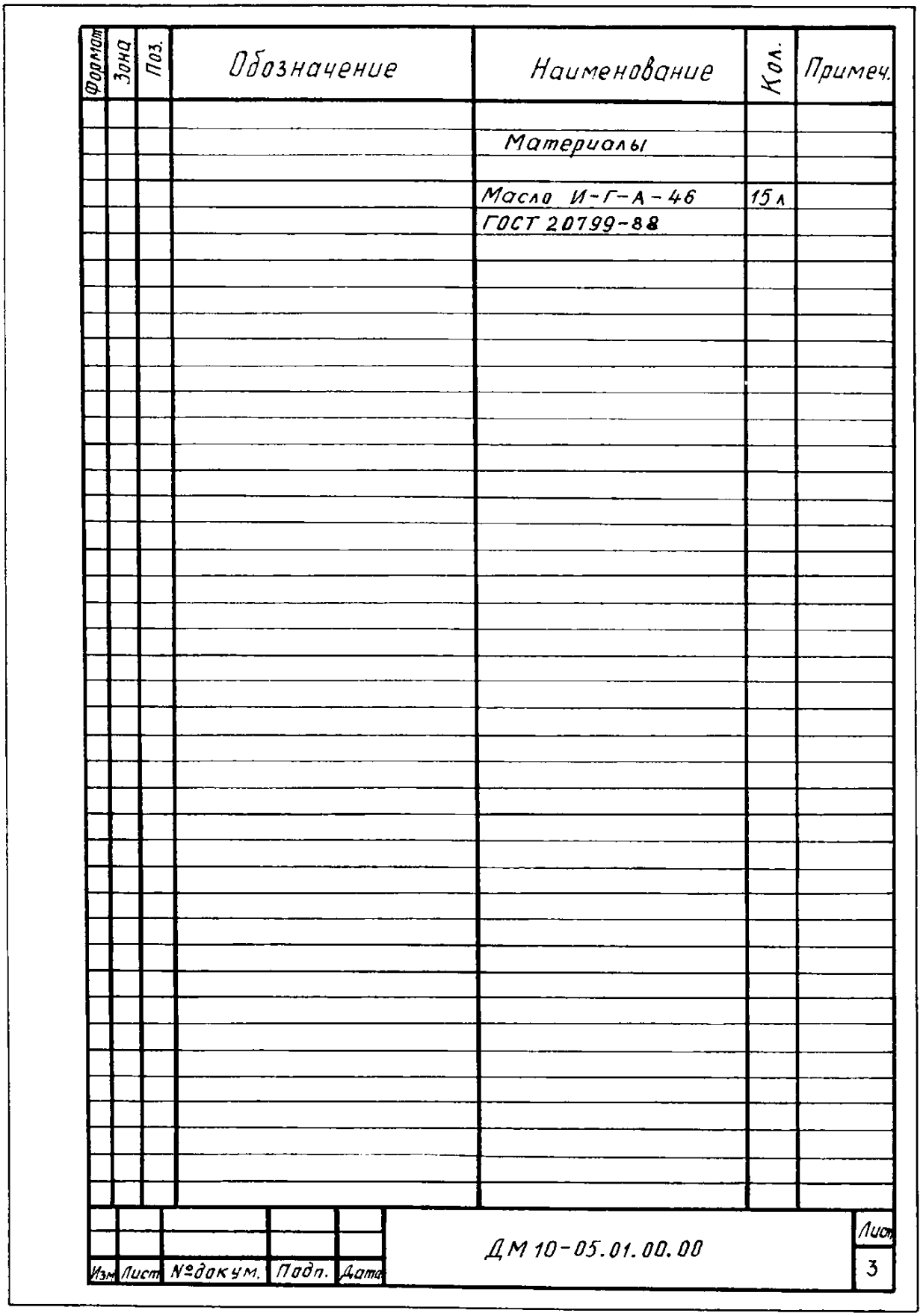
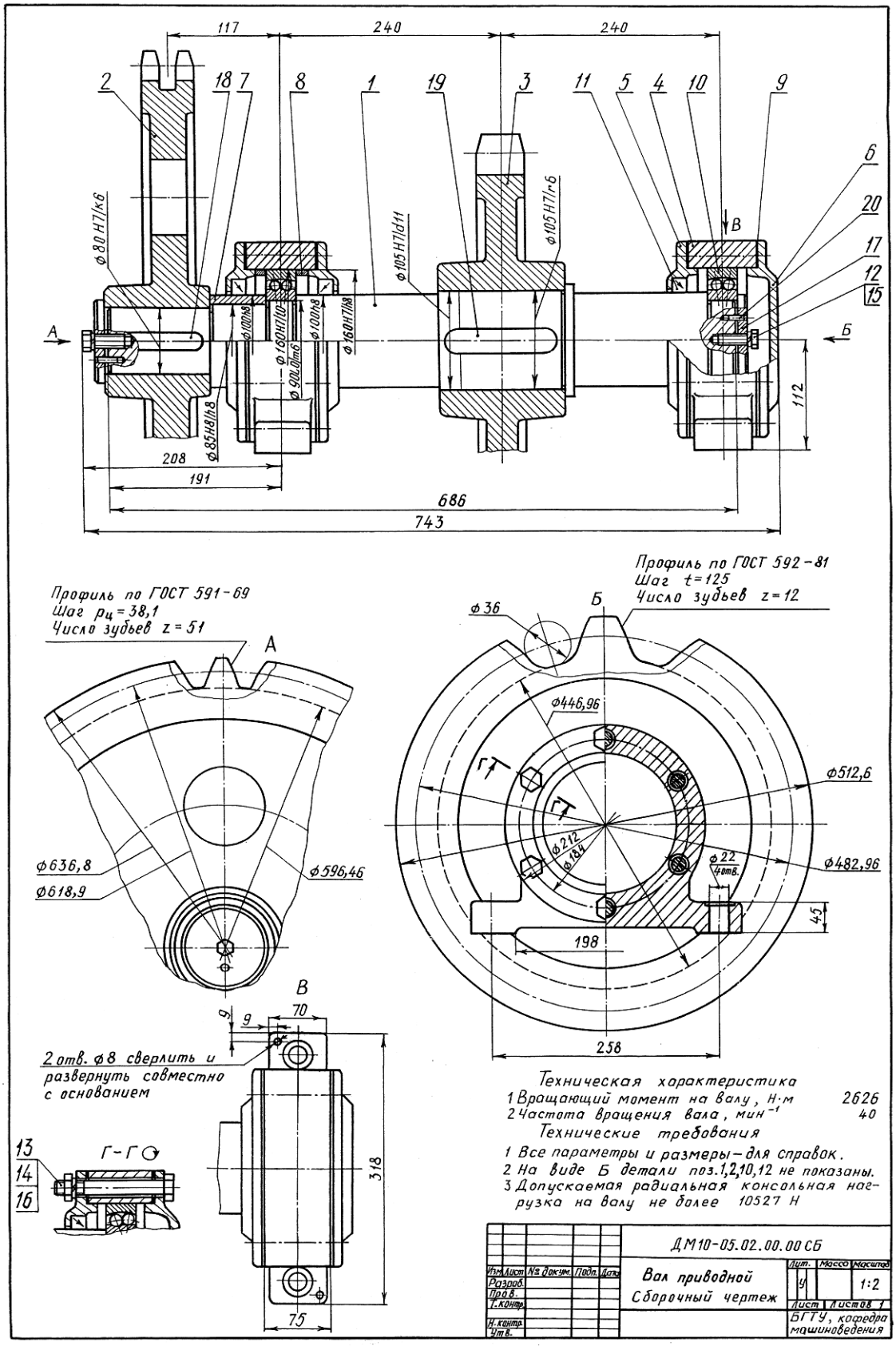


Рис.13.4 (продолжение)



Техническая характеристика

1 Вращающий момент на валу, Н·м	2626
2 Частота вращения вала, $мин^{-1}$	40

Технические требования

1. Все параметры и размеры – для справок.
2. На виде Б детали поз. 1,2,10,12 не показаны.
3. Допускаемая радиальная консольная нагрузка на валу не более 10527 Н

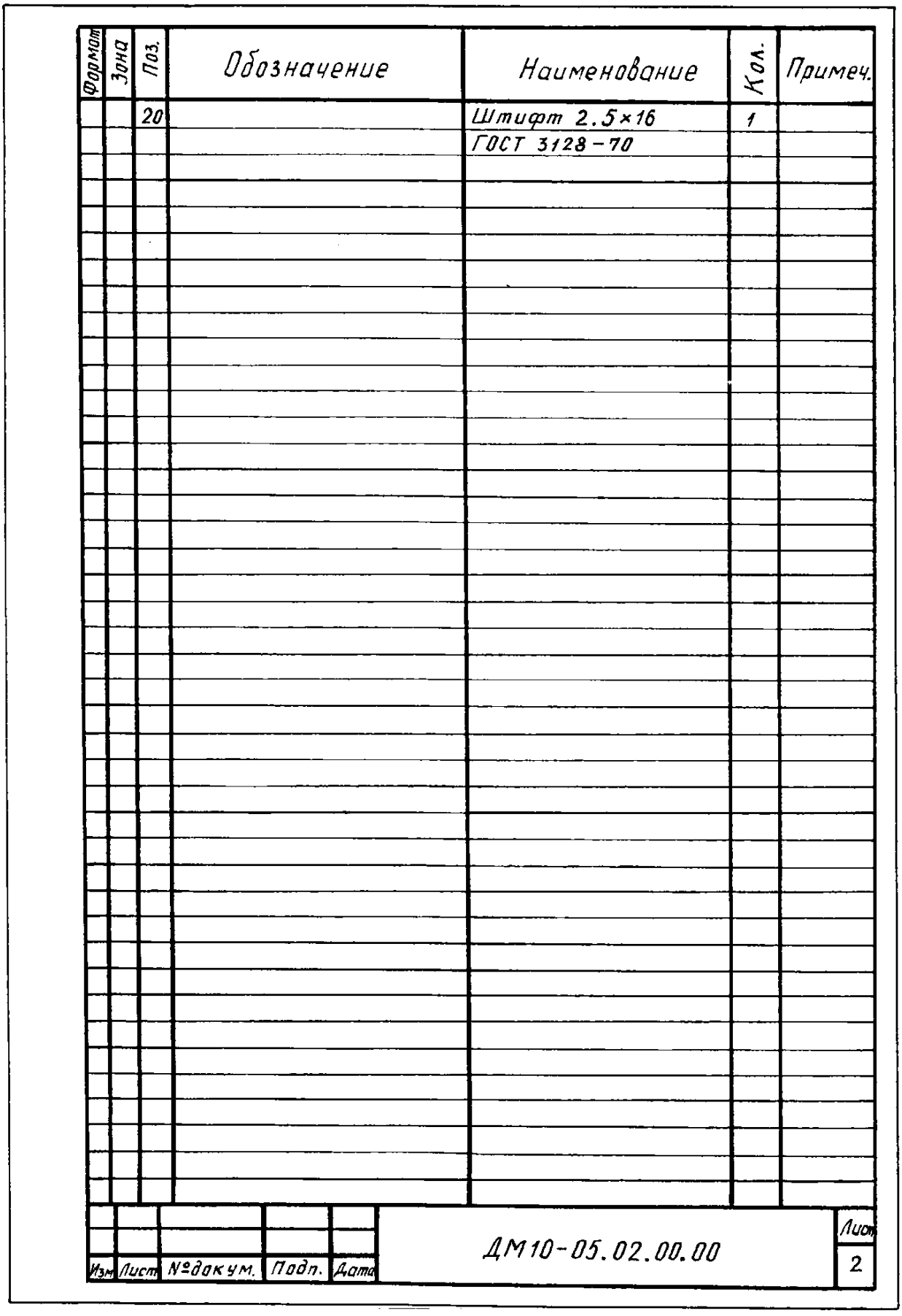
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ДМ10-05.02.00.00 СБ		
Разраб.					Вал приводной	Лит.	Масса	Масштаб
Пров.					Сборочный чертеж	У		1:2
Т. контр.						Лист	Листов 1	
Н. контр.						БГТУ, кафедра машиноведения		
Утв.								

Рис.13.5

Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
				Документация		
А1			ДМ10-05.02.00.00СБ	Сборочный чертеж		
				Детали		
		1	ДМ10-05.02.00.01	Вал	1	
		2	ДМ10-05.02.00.02	Звездочка	1	
		3	ДМ10-05.02.00.03	Звездочка	1	
		4	ДМ10-05.02.00.04	Корпус	2	
		5	ДМ10-05.02.00.05	Крышка подшипника	3	
		6	ДМ10-05.02.00.06	Крышка подшипника	1	
		7	ДМ10-05.02.00.07	Втулка	1	
		8	ДМ10-05.02.00.08	Кольцо	2	
		9	ДМ10-05.02.00.09	Прокладка	4	
				Стандартные изделия		
		10		Подшипник 1218	2	
				ГОСТ 28428-90		
		11		Манжета 1-100×125	3	
				ГОСТ 8752-79		
		12		Болт М8-8g×20.66.05	1	
				ГОСТ 7798-70		
		13		Болт М12-6g×120.58.05	12	
				ГОСТ 7808-70		
		14		Гайка М12-6Н.6.05	12	
				ГОСТ 2524-70		
				Шайба ГОСТ 6402-70		
		15		8.65Г.05	1	
		16		12.65Г.05	12	
		17		Шайба 7019-0647	1	
				ГОСТ 14734-69		
				Шпонка ГОСТ 23360-78		
		18		2-22×14×110	1	
		19		28×16×110	1	

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	ДМ10-05.02.00.00		
Разраб.					Вал приводной	Лит.	Лист 1	Листов 2
Пров.						У		
Н. контр.						БГТУ, кафедра машиноведения		
Утв.								

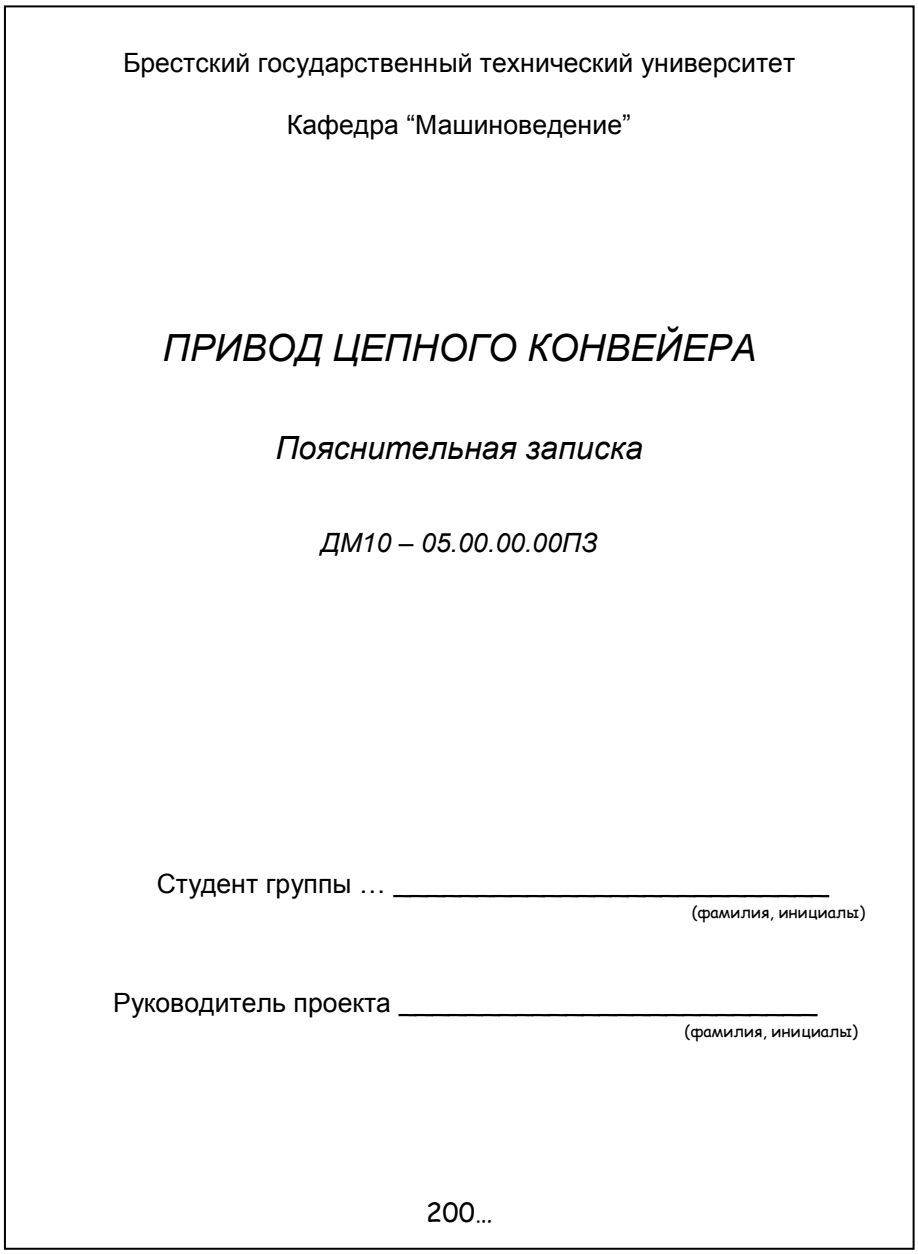
Рис.13.6



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примеч.
		20		Штифт 2.5×16 ГОСТ 3128-70	1	

Изм	Лист	№докум.	Подп.	Дата	ДМ10-05.02.00.00	Лист 2

Рис.13.6 (продолжение)


Брестский государственный технический университет

Кафедра “Машиноведение”

ПРИВОД ЦЕПНОГО КОНВЕЙЕРА

Пояснительная записка

ДМ10 – 05.00.00.00ПЗ

Студент группы … _____
(фамилия, инициалы)

Руководитель проекта _____
(фамилия, инициалы)

200…

Рис. 13.7

где K_a – вспомогательный коэффициент, K_a=430 – для косозубой передачи; u – передаточное число; T_2 – вращающий момент на валу колеса, T_2=1421 Н·м; $K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по длине контактных линий, $K_{H\beta}$=1,04 ([14],табл. 1П.12, кривая IV); ψ_{ba} – коэффициент ширины венца колеса относительно межосевого расстояния, ψ_{ba}=0,3 ([14],табл. 1П.11); $[\sigma_н]$ - расчетное допускаемое контактное напряжение при расчете передачи на сопротивление контактной усталости, $[\sigma_н]$=567 МПа.”

Ссылка на учебники и учебные пособия проводится следующим образом, на-

СОДЕРЖАНИЕ

С.

Техническое задание 4
Введение.....5
1 Выбор электродвигателя и кинематический расчёт привода.....6
2 Расчёт передач редуктора 8
2.1 Расчёт тихоходной ступени 8
2.2 Расчёт быстроходной ступени 18
3 Расчёт цепной передачи 25
4 Выбор типов подшипников качения и схем их установки 29
5 Проектный расчёт и разработка конструкции валов редуктора. Выбор типоразмеров подшипников качения и муфт.....30
6 Конструирование элементов передач привода.....33
7 Конструирование корпуса и компоновка редуктора. Смазывание и смазочные устройства. 35
8 Расчёт соединений вал–ступица.....42
9 Проверочный расчёт валов редуктора.....44
10 Проверочный расчёт предварительно выбранных подшипников качения и выбор посадок. 48
11 Проектирование приводного вала как сборочной единицы...50
12 Проектирование рамы 55
Литература 57
Приложение.....58

					ДМ10 – 05.00.00.00ПЗ		
Изм	Лист	№ докум.	Подп.	Дата			
Разраб.					Привод цепного конвейера Пояснительная записка	Литера: у	Лист: 2 / Листов: 64
Пров.							
Н.контр						БГТУ, кафедра машиноведения	
Утв.							

Рис. 13.8

3 РАСЧЁТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

3.1 Выбор типа цепи

Так как цепная передача будет испытывать значительные нагрузки ввиду небольшой скорости движения, принимаем приводную роликовую цепь.

3.2 Выбор чисел зубьев звёздочек

Число зубьев ведущей звёздочки согласно [4]

$$z_1=29-2u_ц=29-2\cdot2=25>13,$$

где $u_ц$ – передаточное число цепной передачи.

Число зубьев ведомой звёздочки

$$z_2=u_ц z_1=2\cdot25=50.$$

С целью обеспечения более равномерного износа зубьев и шарниров цепи согласно рекомендации [4] предпочтительно выбирать нечётное число зубьев z_1 и z_2 и чётное число звеньев цепи. Принимаем $z_1=25$ и $z_2=51$.

Условие отсутствия соскакивания роликовой цепи с ведомой звёздочки в процессе изнашивания:

$$z_2=51< z_{2max}=120.$$

Условие выполняется.

Уточняем передаточное число

$$u_{ц.ф}=z_2/z_1=51/25=2,04.$$

Определяем отклонение $u_{ц.ф}$ от $u_ц$:

$$\Delta u_ц=\frac{\left|u_{ц.ф}-u_ц\right|}{u_ц}100=\frac{\left|2,04-2\right|}{2}\cdot100=2\%<[\Delta u]=3\%,$$

что допустимо.

3.3 Предварительное определение межосевого расстояния

По соображениям долговечности цепи будем принимать межосевое расстояние в диапазоне $a=(30...50)p_ц$,

где $p_ц$ – шаг цепи, мм.

Рис. 13.9

пример : “Минимально допустимое число зубьев шестерни при β_m =35° и u=2 z_1=11 ([4], табл. 10.11)” или “ ... согласно [1] принимаем …“.

Расчётные схемы, эпюры и другие рисунки в тексте нумеруют арабскими цифрами в пределах соответствующего раздела. Например, для раздела 1: Рисунок 1.1, Рисунок 1.2 и т.д. Ссылка на рисунки проводится следующим образом: “ На рисунке 5.1 приведена …” или “ … см. рисунок 1.1”. Точка в конце подрисуночной подписи не ставится.

Список использованной литературы содержит перечень учебников, учебных пособий и справочников, использованных при выполнении курсового проекта. При этом список составляется по аналогии со списком в настоящем пособии.

Дополнительный материал (спецификация, схема алгоритма, текст программы расчёта и др.) располагают в конце пояснительной записки (после литературы) в приложениях, которые обозначают: приложение А, приложение Б и т.д. (если их несколько).

ПРИЛОЖЕНИЕ 1П
СПРАВОЧНЫЕ ТАБЛИЦЫ

Таблица 1П.1

КПД элементов приводов

Наименование элементов приводов	КПД
1. Зубчатая передача (с опорами закрытая):	
а) цилиндрическая	0,96…0,98
б) коническая	0,95…0,97
2. Зубчатая передача (с опорами открытая):	
а) цилиндрическая	0,93…0,95
б) коническая	0,92…0,94
3. Червячная передача (закрытая):	
а) при передаточном числе:	
св. 30	0,70…0,80
св.14 до 30	0,75…0,85
св. 8 до 14	0,80…0,90
б) при предварительном расчете	0,80
4. Планетарная передача (закрытая):	
а) одноступенчатая	0,90…0,95
б) двухступенчатая	0,85…0,90
5. Ременная передача (все типы):	0,94…0,96
6. Цепная передача	0,92…0,95
7. Муфта соединительная (все типы)	0,98
8. Подшипники качения (одна пара)	0,99

Таблица 1П.2

Электродвигатели

Двигатели трехфазные асинхронные короткозамкнутые единой серии 4А (закрытые, обдуваемые)

Технические данные						
Тип двигателя	Номинальная мощность $P_Э(P_{ном})$, кВт	Номинальная частота вращения $n_Э(n_{ном})$, мин$^{-1}$	Кратности моментов			Момент инерции ротора, кг·м^2
			$T_{пуск}/T_{ном}$	$T_{min}/T_{ном}$	$T_{max}/T_{ном}$	
Синхронная частота вращения $n_{синхр} = 3000$мин$^{-1}$						
4А71А2У3	0,75	2840	2,0	1,2	2,2	$9{,}75\cdot10^{-4}$
4А71В2У3	1,1	2810	2,0	1,2	2,2	$1{,}05\cdot10^{-3}$
4А80А2У3	1,5	2850	2,1	1,2	2,2	$1{,}82\cdot10^{-3}$
4А80В2У3	2,2	2850	2,1	1,2	2,2	$2{,}12\cdot10^{-3}$
4А90L2У3	3,0	2840	2,1	1,2	2,2	$3{,}52\cdot10^{-3}$
4А100S2У3	4,0	2880	2,0	1,2	2,2	$5{,}92\cdot10^{-3}$
4А100S2У3	5,5	2880	2,0	1,2	2,2	$7{,}5\cdot10^{-3}$
4А112М2У3	7,5	2900	2,0	1,0	2,2	$1{,}0\cdot10^{-2}$
4А132М2У3	11	2900	1,6	1,0	2,2	$2{,}25\cdot10^{-2}$
4А160S2У3	15	2940	1,4	1,0	2,2	$4{,}75\cdot10^{-2}$
4А160М2У3	18,5	2940	1,4	1,0	2,2	$5{,}25\cdot10^{-2}$
4А180S2У3	22	2945	1,4	1,0	2,2	$7{,}0\cdot10^{-2}$
4Ах180М2У3	30	2945	1,4	1,0	2,2	$8{,}5\cdot10^{-2}$

Продолжение табл. 1П.2

Технические данные						
Тип двигателя	Номинальная мощность $P_Э(P_{ном})$, кВт	Номинальная частота вращения $n_Э(n_{ном})$, мин$^{-1}$	Кратности моментов			Момент инерции ротора, кг · м^2
			$T_{пуск}/T_{ном}$	$T_{min}/T_{ном}$	$T_{max}/T_{ном}$	
Синхронная частота вращения $n_{синхр} = 1500$мин$^{-1}$						
4А71В4У3	0,75	1390	2,0	1,6	2,2	$1{,}42 \cdot 10^{-3}$
4А80А4У3	1,1	1420	2,0	1,6	2,2	$3{,}23 \cdot 10^{-3}$
4А80В4У3	1,5	1415	2,0	1,6	2,2	$3{,}27 \cdot 10^{-3}$
4А90L4У3	2,2	1425	2,0	1,6	2,2	$5{,}59 \cdot 10^{-3}$
4А100S4У3	3,0	1435	2,0	1,6	2,2	$8{,}67 \cdot 10^{-3}$
4А100L4У3	4,0	1430	2,0	1,6	2,2	$1{,}12 \cdot 10^{-2}$
4А112М4У3	5,5	1445	2,0	1,6	2,2	$1{,}7 \cdot 10^{-2}$
4А132S4У3	7,5	1455	2,0	1,6	2,2	$2{,}75 \cdot 10^{-2}$
4А132М4У3	11	1460	2,0	1,6	2,2	$4{,}0 \cdot 10^{-2}$
4А160S4У3	15	1465	1,4	1,0	2,2	0,102
4А160М4У3	18,5	1465	1,4	1,0	2,2	0,127
4А180S4У3	22	1470	1,4	1,0	2,2	0,19
4А180М4У3	30	1470	1,4	1,0	2,2	0,232

Продолжение табл. 1П.2

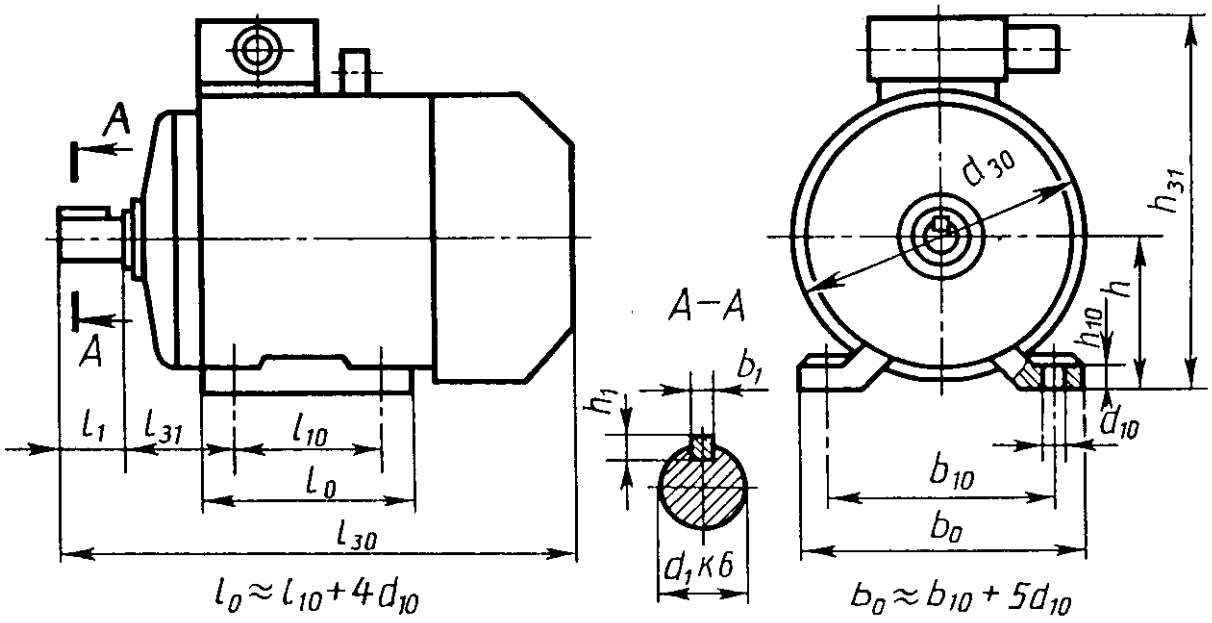
Технические данные						
Тип двигателя	Номинальная мощность $P_Э(P_{ном})$,кВт	Номинальная частота вращения $n_Э(n_{ном})$,мин$^{-1}$	Кратности моментов			Момент инерции ротора, кг·м^2
			$T_{пуск}/T_{ном}$	$T_{min}/T_{ном}$	$T_{max}/T_{ном}$	
Синхронная частота вращения $n_{синхр}=1000$мин$^{-1}$						
4А80А6У3	0,75	915	2,0	1,6	2,2	$4{,}59\cdot10^{-3}$
4А80В6У3	1,1	920	2,0	1,6	2,2	$4{,}62\cdot10^{-3}$
4А90L6У3	1,5	935	2,0	1,6	2,2	$7{,}35\cdot10^{-3}$
4А100L6У3	2,2	950	2,0	1,6	2,2	$1{,}31\cdot10^{-2}$
4А112МА6У3	3,0	955	2,0	1,6	2,2	$1{,}75\cdot10^{-2}$
4А112МВ6У3	4,0	950	2,0	1,6	2,2	$2{,}0\cdot10^{-2}$
4А132S6У3	5,5	965	2,0	1,6	2,2	$4{,}0\cdot10^{-2}$
4А132М6У3	7,5	970	2,0	1,6	2,2	$5{,}75\cdot10^{-2}$
4А160S6У3	11	975	1,2	1,0	2,0	0,137
4А160М6У3	15	975	1,2	1,0	2,0	0,182
4А180М6У3	18,5	975	1,2	1,0	2,0	0,22
4А200М6У3	22	975	1,2	1,0	2,0	0,40
4А200L6У3	30	980	1,2	1,0	2,0	0,45

Продолжение табл. 1П.2

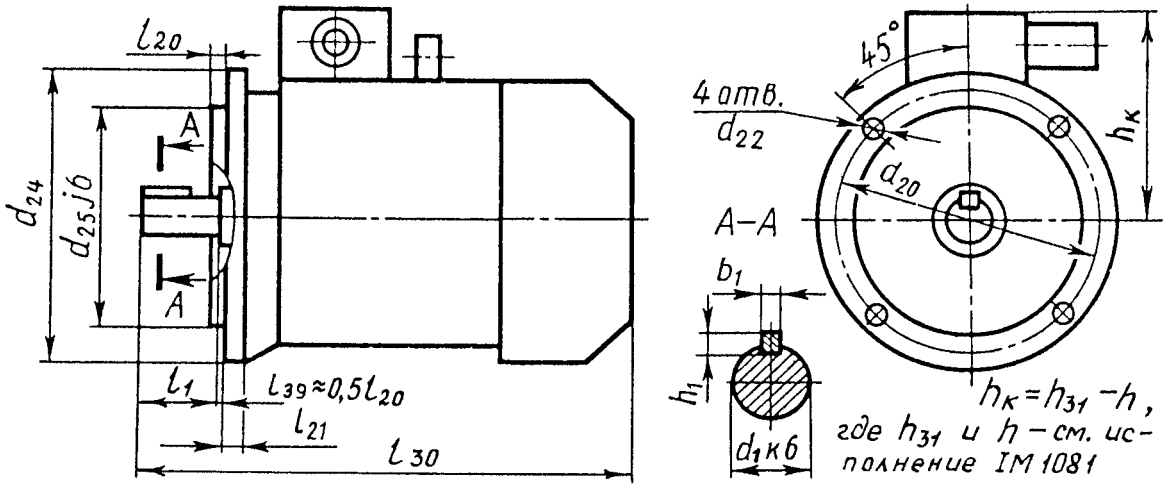
Технические данные						
Тип двигателя	Номинальная мощность $P_Э(P_{ном})$,кВт	Номинальная частота вращения $n_Э(n_{ном})$,мин$^{-1}$	Кратности моментов			Момент инерции ротора, кг·м^2
			$T_{пуск}/T_{ном}$	$T_{min}/T_{ном}$	$T_{max}/T_{ном}$	
Синхронная частота вращения $n_{синхр} = 750$мин$^{-1}$						
4А90LА8У3	0,75	700	1,6	1,2	1,7	$6{,}75\cdot10^{-3}$
4А90LВ8У3	1,1	700	1,6	1,2	1,7	$8{,}62\cdot10^{-3}$
4А100L8У3	1,5	700	1,6	1,2	1,7	$1{,}3\cdot10^{-2}$
4А112МА8У3	2,2	700	1,8	1,4	2,2	$1{,}75\cdot10^{-2}$
4А112МВ8У3	3,0	700	1,8	1,4	2,2	$2{,}5\cdot10^{-2}$
4А132S8У3	4,0	720	1,8	1,4	2,2	$4{,}25\cdot10^{-2}$
4А132М8У3	5,5	720	1,8	1,4	2,2	$5{,}75\cdot10^{-2}$
4А160S8У3	7,5	730	1,4	1,0	2,2	0,137
4А160М8У3	11	730	1,4	1,0	2,2	0,180
4А180М8У3	15	730	1,2	1,0	2,0	0,25
4А200М8У3	18,5	735	1,2	1,0	2,0	0,40
4А200L8У3	22	730	1,2	1,0	2,0	0,452
4А225М8У3	30	735	1,2	1,0	2,0	0,737

Размеры двигателей

Исполнение IM 1081 (на лапах)



Исполнение IM 1081 (фланцевое)



Пример обозначения электродвигателя 4А160М6У3 для работы в зоне с умеренным климатом:

Двигатель 4А160М6У3 ГОСТ 19523 – 81

Продолжение табл. 1П.2

Тип двигателя	Число полюсов	Размеры, мм, для двигателей исполнений																		
		IM 1081	IM 1081, IM 3081					IM 1081							IM 3081					
		d_{30}	l_1	l_{30}	d_1	b_1	h_1	l_{10}	l_{31}	d_{10}	b_{10}	h	h_{10}	h_{31}	l_{20}	l_{21}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{25}
71A, B	2, 4, 6, 8	170	40	285	19	6	6	90	45	7	112	71	9	201	3,5	10	165	12	200	130
80A		186	50	300	22	6	6	100	20	10	125	80	10	218	3,5	10	165	12	200	130
80B		186	50	320	22	6	6	100	50	10	125	80	10	218	3,5	10	165	12	200	130
90L		208	50	350	24	8	7	125	56	10	140	90	11	243	4	12	215	15	250	180
100S		235	60	362	28	8	7	112	63	12	160	100	12	263	4	14	215	15	250	180
100L		235	60	392	28	8	7	140	63	12	160	100	12	263	4	14	215	15	250	180
112M		260	80	452	32	10	8	140	70	12	190	112	12	310	4	16	265	12	300	230
132S		302	80	480	38	10	8	140	89	12	216	132	13	350	5	18	300	19	350	250
132M		302	80	530	38	10	8	178	89	12	216	132	13	350	5	18	300	19	350	250
160S	2	358	110	624	42	12	8	178	108	15	254	160	18	430	5	18	300	19	350	250
160S	4, 6, 8	358	110	624	48	14	9	178	108	15	254	160	18	430	5	18	300	19	350	250

Продолжение табл. 1П.2

Тип двигателя	Число полюсов	Размеры, мм, для двигателей исполнений																		
		IM 1081	IM 1081, IM 3081					IM 1081							IM 3081					
		d_{30}	l_1	l_{30}	d_1	b_1	h_1	l_{10}	l_{31}	d_{10}	b_{10}	h	h_{10}	h_{31}	l_{20}	l_{21}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{25}
160M	2	358	110	667	42	12	8	210	121	15	279	180	20	470	5	18	350	19	400	300
160M	4, 6, 8	358	110	667	48	14	9	210	121	15	279	180	20	470	5	18	350	19	400	300
180S	2	410	110	662	48	14	9	203	121	15	279	180	20	470	5	18	350	19	400	300
180S	4, 6, 8	410	110	662	55	16	10	203	121	15	279	180	20	470	5	180	350	19	400	300
180M	2	410	110	702	48	14	9	241	121	15	279	180	20	470	5	18	350	19	400	300
180M	4, 6, 8	410	110	702	55	16	10	241	121	15	279	180	20	470	5	18	350	19	400	300
200M	4, 6, 8	450	140	790	60	18	11	267	133	15	318	200	20	535	–					
200L	4, 6, 8	450	140	830	60	18	11	305	133	15	318	200	20	535	–					
225M	4, 6, 8	494	140	840	65	18	11	311	149	15	356	225	20	575	–					

Примечание. В обозначении двигателя: 4 – номер серии; А – асинхронный, двух- или трехзначное число – высота оси вращения ротора; А, В – длина сердечника статора; L, S, M – установочный размер по длине станины; 2, 4, 6, 8 – число полюсов; У3 – климатическое исполнение и категория размещения (для работы в зоне с умеренным климатом) по ГОСТ 15150 – 69

Таблица 1П.3

Предварительный выбор передаточных чисел для различных видов передач

Вид передачи	Значения передаточных чисел	
	$u_{рек}$	$u_{пред}$
1. Зубчатая цилиндрическая	3…5	12,5
2. Зубчатая коническая	2…4	6,3
3. Червячная	16…50	80
4. Цепная	1,5…3	6
5. Ременная	2…3	5
6. Коробка передач	1…2,5	3,15

Примечания: 1. $u_{рек}$ и $u_{пред}$ - соответственно рекомендуемое и предельное значения передаточного числа одной ступени соответствующей передачи.

2. Для приводов, разрабатываемых в курсовом проекте, передаточные числа передач *u* не согласовывают со стандартным рядом номинальных передаточных чисел.

3. Для стандартных редукторов общего применения номинальные числа передач *u* должны выбираться из ряда:

а) передача зубчатая цилиндрическая и коническая:

1-ый ряд – 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5;
2-ой ряд -1,12; 1,4; 1,8; 2,24; 2,8; 3,55; 4,5; 5,6; 7,1; 9; 11,2;

б) передача червячная:

1-ый ряд – 8; 10; 12,5; 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63; 80;
2-ой ряд - 9; 11,2; 14; 18; 22,4; 28; 33,5; 45; 56; 71;

При этом 1-й ряд следует предпочитать 2-ому. Фактические передаточные числа не должны отличаться от номинальных более чем на 4%.

Таблица 1П.4

Рекомендации по выбору коэффициентов смещения (из ГОСТ 16532-70)

Вид передачи	Коэффициенты смещения		Область применения
	x_1	x_2	
Прямозубая	0	0	$z_1 \geq 21$
	0,3	-0,3	$14 \leq z_1 \leq 20$; $u \geq 3{,}5$
	0,5	0,5	$10 \leq z_1 \leq 30^{*}$
Косозубая и шевронная	0	0	$z_1 \geq z_{\min} + 2^{**}$
	0,3	-0,3	$z_1 \geq z_{\min} + 2$, но не менее 10; $u \geq 3{,}5^{***}$. Рекомендация не распространяется на передачу, у которой при твердости поверхности зубьев колеса $H_2 \leq 320$ HB твердость поверхности зубьев шестерни H_1 превосходит H_2 более чем на 70 HB

Примечания:

1.* Нижние предельные значения z_1, определяемые минимумом $\varepsilon_\alpha = 1{,}2$, рекомендуется принимать в зависимости от z_2:

z_2	16	18…19	20…21	22…24	25…28	29
z_1	16	14	13	12	11	10

2.** Для устранения подрезания $z_{\min}$ рекомендуется принимать:

β, град	До 12	Свыше 12 до 17	Свыше 17 до 21	Свыше 21 до 24	Свыше 24 до 28	Свыше 28 до 30
$z_{\min}$	17	16	15	14	13	12

3.*** Для устранения подрезания $z_{\min}$ рекомендуется принимать:

β, град	До 10	Свыше 10 до 15	Свыше 15 до 20	Свыше 20 до 25	Свыше 25 до 30
$z_{\min}$	12	11	10	9	8

4. Модификация (коррекция) зубчатого зацепления посредством смещения исходного контура может быть высотной и угловой.

При высотной модификации коэффициенты смещения $x_1>0$, $x_2=-x_1$ и $x_\Sigma=x_1+x_2=0$. При этом совпадают начальные d_w и делительные d диаметры $\left(d_{w1}=d_1;\ d_{w2}=d_2\right)$, начальное a_w и делительное a межосевые расстояния $\left[a_w=\left(d_{w1}+d_{w2}\right)/2=a=\left(d_1+d_2\right)/2\right]$, а также угол зацепления α_{tw} и угол профиля α_t в торцовой плоскости (для прямозубой передачи $\alpha_{tw}=\alpha_t=\alpha=20°$).

Диаметры окружностей вершин d_a и впадин d_f зубьев при высотной модификации:

$$d_{a1}=d_1+2m_n\left(h_a^*+x_1\right);$$
$$d_{a2}=d_2+2m_n\left(h_a^*+x_2\right);$$
$$d_{f1}=d_1-2m_n\left(h_a^*+c^*-x_1\right);$$
$$d_{f2}=d_2-2m_n\left(h_a^*+c^*-x_2\right),$$

где $d_{1(2)}=m_n z_{1(2)}/\cos\beta$ (для прямозубой передачи $m_n=m$ и $\beta=0$); h_a^* и c^* - коэффициенты высоты головки зуба и радиального зазора (при исходном контуре по ГОСТ 13154-81 $h_a^*=1$ и $c^*=0{,}25$).

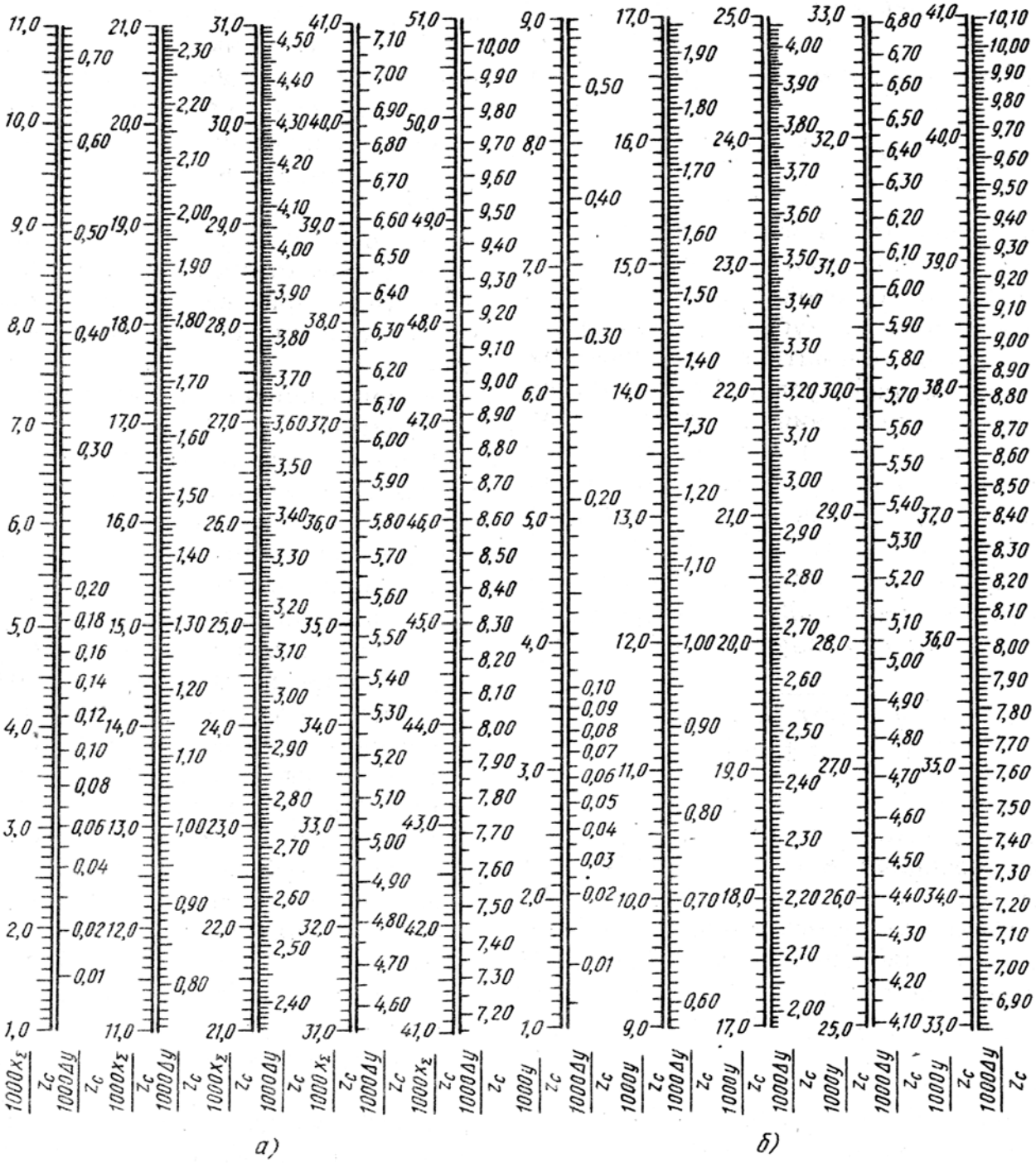
При определении диаметров d_a и d_f коэффициенты смещения x_1 и x_2 необходимо подставлять со своими знаками. При этом для косозубой передачи вместо x_1 и x_2 подставляют $x_{n1}=x_1/\cos\beta$ и $x_{n2}=x_2/\cos\beta$.

При угловой модификации $x_1>0$, $x_2>0$ и $x_\Sigma=x_1+x_2>0$. В данном случае $d_{w1}>d_1$, $d_{w2}>d_2$ и $a_w>a$. При этом $\alpha_{tw}>\alpha_t$. Если зубчатые колеса выполнить со смещением $x_1m_n>0$ и $x_2m_n>0$, а затем собрать передачу , для которой выполнялось бы условие $a_w>a$, то в передаче образовался бы боковой зазор. Поэтому в данном случае межосевое расстояние увеличивают на меньшую величину $ym_n=\left(x_1+x_2-\Delta y\right)m_n$, где y- коэффициент воспринимаемого смещения, а Δy - коэффициент уравнительного смещения. Таким образом, при угловой модификации высоту зуба надо уменьшить на величину Δym_n.

Следует отметить, что в косозубых передачах угловая коррекция малоэффективна и при внешнем зацеплении практически не применяется. Поэтому приведем формулы для определения диаметров d_a и d_f при угловой модификации только для прямозубой передачи:

$$d_{a1}=d_1+2m\left(h_a^*+x_1-\Delta y\right);$$
$$d_{a2}=d_2+2m\left(h_a^*+x_2-\Delta y\right);$$
$$d_{f1}=d_1-2m\left(h_a^*+c^*-x_1\right);$$
$$d_{f2}=d_2-2m\left(h_a^*+c^*-x_2\right),$$

где $d_1 = mz_1$; $d_2 = mz_2$; $h_a^* = 1$; $c^* = 0{,}25$; x_1 и x_2 подставляют со своими знаками; Δy- см. ниже номограмму (следует обратить внимание, что по номограмме Δy принимают в долях от $z_\Sigma = z_1 + z_2$).



Номограмма для определения коэффициента уравнительного смещения Δy прямозубой передачи:

а - при проектировании новой передачи по x_Σ; б- при вписывании передачи в заданное межосевое расстояние a_w по $y = (a_w - a)/m$ и $z_\Sigma = z_1 + z_2$

Таблица 1П.5

Рекомендации по разбивке передаточного числа двухступенчатого редуктора по ступеням

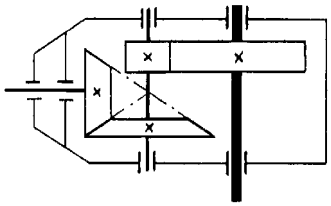
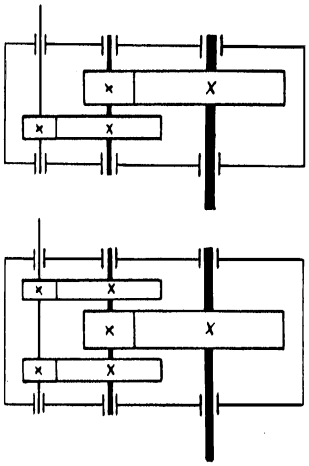
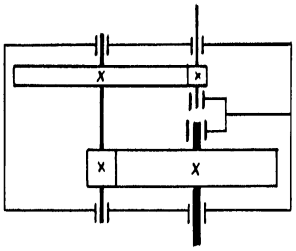
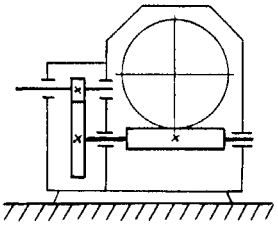
Редуктор (передаточное число u_P)	Схема	Передаточное число	
		Тихоходной ступени u_T	Быстроход-ной ступени $u_Б$
Двухступенчатый коническо-цилиндрический		$1{,}1\sqrt{u_P}$	$\frac{u_P}{u_T}$
Двухступенчатый цилиндрический по развернутой схеме		$0{,}88\sqrt{u_P}$	$\frac{u_P}{u_T}$
Двухступенчатый цилиндрический соосный		$\frac{u_P}{u_Б}$	$0{,}9\sqrt{u_P}$
Двухступенчатый цилиндрическо-червячный		$\frac{u_P}{u_Б}$	1,6…3,15

Таблица 1П.6

Характеристика вариантов термообработки зубчатых колес

Вариант термообработки (т.о.)	Характеристика вариантов термообработки
I	1. Т.о. шестерни – улучшение, твердость поверхности 269…302 НВ. 2. Т.о. колеса – улучшение, твердость поверхности 235…262 НВ. 3. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 45; 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
II	1. Т.о. шестерни – улучшение + закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45…50 $HRC_э$, 48…53 $HRC_э$ (см. табл. 1П.7). 2. Т.о. колеса – улучшение, твердость поверхности 269…302 НВ. 3. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
III	1. Т.о. шестерни и колеса одинаковые – улучшение + +закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45…50 $HRC_э$, 48…53 $HRC_э$ (см. табл. 1П.7). 2. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
IV	1. Т.о. шестерни – улучшение + цементация + закалка, твердость поверхности 56…63 $HRC_э$. 2. Т.о. колеса – улучшение + закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали 45…50 $HRC_э$, 48…53 $HRC_э$ (см. табл. 1П.7). 3. Материал шестерни – сталь марки :20Х; 20ХН2М; 18ХГТ; 12ХН3А и др. 4. Материал колеса– сталь марки: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
V	1. Т.о. шестерни и колеса одинаковые – улучшение + +цементация + закалка, твердость поверхности 56…63 $HRC_э$. 2. Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 20Х; 20ХН2М; 18ХГТ; 12ХН3А; 25ХГМ и др.

Таблица 1П.7

Характеристика материалов для изготовления зубчатых колес [1]

Марка стали	Термообработка	Твердость		σ_T, МПа	Размеры, мм	
		Сердцевины	Поверхности		$D_{пред}$	$S_{пред}$
45	Улучшение	235…262HB	235…262HB	540	125	80
	Улучшение	269…302HB	269…302HB	650	80	50
40Х	Улучшение	235…262HB	235…262HB	640	200	125
	Улучшение	269…302HB	269…302HB	750	125	80
	Улучшение + закалка ТВЧ	269…302HB	45…50 $HRC_э$	750	125	80
40ХН, 35ХМ	Улучшение	235…262HB	235…262HB	630	315	200
	Улучшение	269…302HB	269…302HB	750	200	125
	Улучшение + закалка ТВЧ	269…302HB	48…53 $HRC_э$	750	200	125
20Х, 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХН3А, 25ХГМ	Улучшение + цементация + закалка	300…400HB	56…63 $HRC_э$	800	200	125

Таблица 1П.8

Коэффициенты μ_H и μ_F

Номер типового режима нагружения	Типовые режимы нагружения	μ_H	Значение μ_F при	
			q_F=6	q_F=9
0	Постоянный	1	1	1
1	Тяжелый	0,500	0,300	0,200
2	Средний равновероятный	0,250	0,143	0,100
3	Средний нормальный	0,180	0,065	0,063
4	Легкий	0,125	0,038	0,016
5	Особо легкий	0,063	0,013	0,004

Таблица 1П.9

Величины $\sigma_{H\ lim}$, S_H, $\sigma_{F\ lim}$, S_F, $[\sigma_{H\ max}]$,$[\sigma_{F\ max}]$

Термообработка	Марки сталей	$\sigma_{H\ lim}$, МПа	S_H	$\sigma_{F\ lim}$, МПа	S_F	$[\sigma_{H\ max}]$ МПа	$[\sigma_{F\ max}]$, МПа
Улучшение	40; 45; 40Х; 40ХН; 45ХЦ; 35ХМ и др.	$2H_{HB}+70$	1,1	$1{,}75H_{HB}$	1,7	$2{,}8\sigma_T$	$2{,}74H_{HB}$
Улучшение + +закалка ТВЧ (модуль $m \geq 3$ мм)	40Х; 40ХН; 35ХМ	$17H_{HRC_{ЭПОВ}}+200$	1,2	650	1,7	$40H_{HRC_{ЭПОВ}}$	1260
Улучшение + +закалка ТВЧ (модуль $m < 3$ мм)				550			1430
Улучшение + +цементация + +закалка	20Х; 18ХГТ; 20ХН2М; 12ХН3А; 25ХГМ	$23H_{HRC_{ЭПОВ}}$	1,2	750	1,5	$40H_{HRC_{ЭПОВ}}$	1200

Примечание. H_{HB} – средняя твердость поверхности (сердцевины) в единицах НВ;
$H_{HRC_{ЭПОВ}}$ – средняя твердость поверхности в единицах $HRC_Э$

Таблица 1П.10

График соотношения твердостей, выраженных в единицах НВ и $HRC_э$

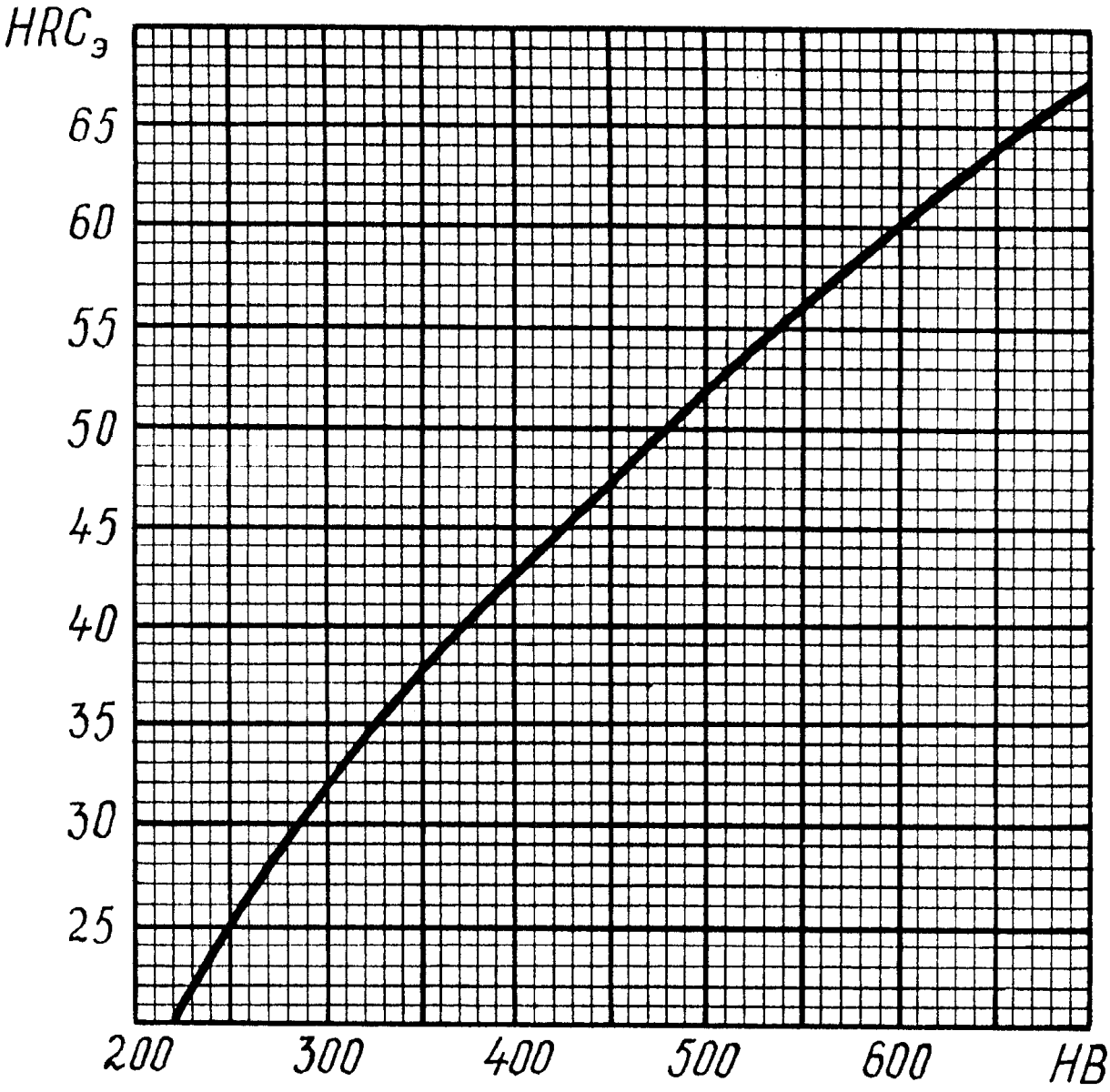
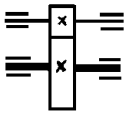
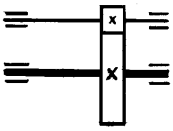
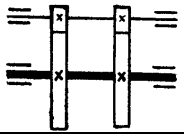
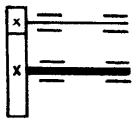
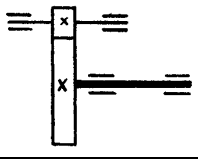


Таблица 1П.11

Коэффициенты ψ_{ba} и $\psi_{bd\ max}$

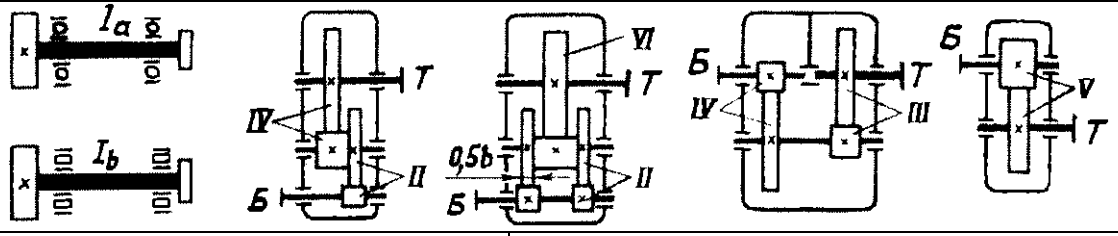
Расположение зубчатых колес относительно опор	Рекомендуемые значения	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
		$HB_1 \le 350$ и $HB_2 \le 350$ или $HB_1 > 350$; $HB_2 \le 350$	$HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$
Симметричное 	ψ_{ba} $\psi_{bd\ max}$	0,3 … 0,5 1,2 … 1,6	0,25 … 0,3 0,9 … 1
Несимметричное для нераздвоенной ступени 	ψ_{ba} $\psi_{bd\ max}$	0,25 … 0,4 1 … 1,25	0,2 … 0,25 0,65 … 0,8
Несимметричное для раздвоенной ступени (одной ее половины) 	ψ_{ba} $\psi_{bd\ max}$	0,2 … 0,3 1 … 1,25	0,2 0,65 … 0,8
Консольное 	ψ_{ba} $\psi_{bd\ max}$	0,2 … 0,25 0,6 … 0,7	0,15 … 0,2 0,45 … 0,55
Симметрично-консольное 			

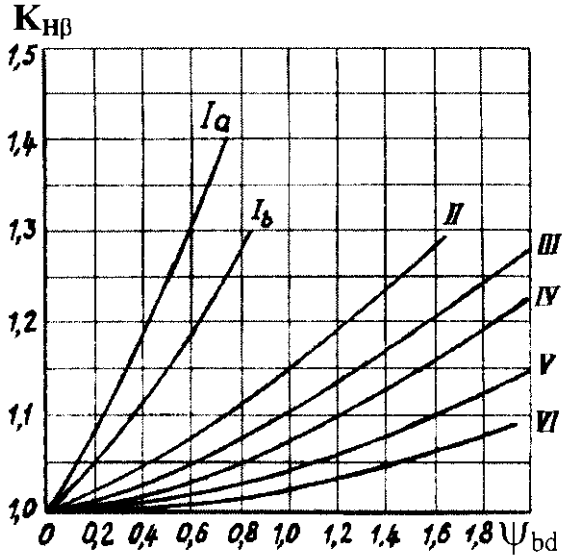
Примечания: 1. Большие значения ψ_{ba} и $\psi_{bd\ max}$ - для постоянных и близких к ним нагрузок.

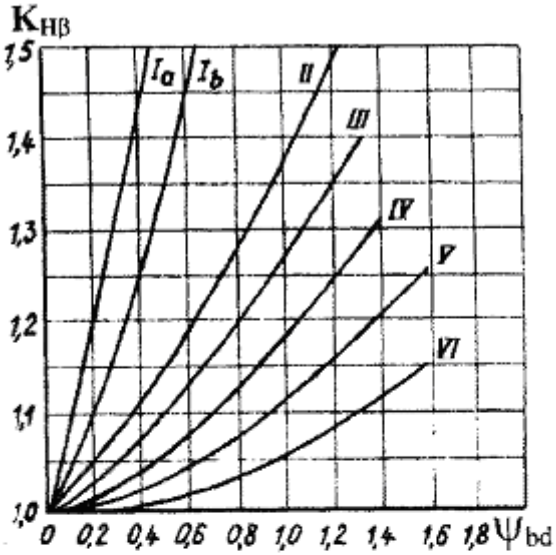
2. Для стандартных редукторов общего применения в указанном диапазоне ψ_{ba} выбирают стандартные значения: 0,15; 0,2;0,25; 0,315; 0,4; 0,5.
При проектировании нестандартных редукторов данных рекомендаций можно не придерживаться.

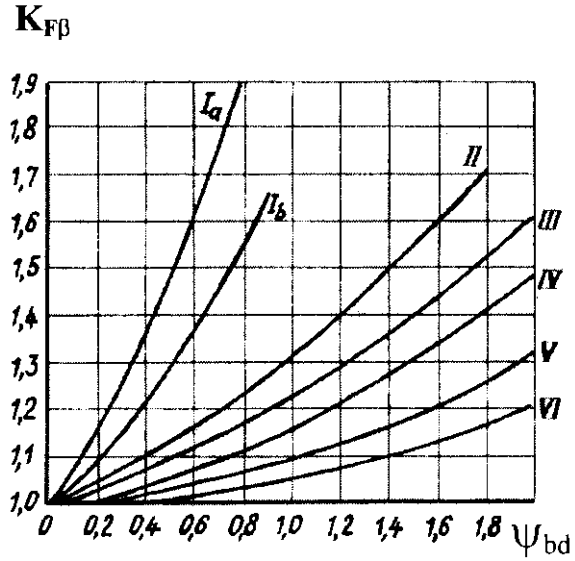
Таблица 1П.12

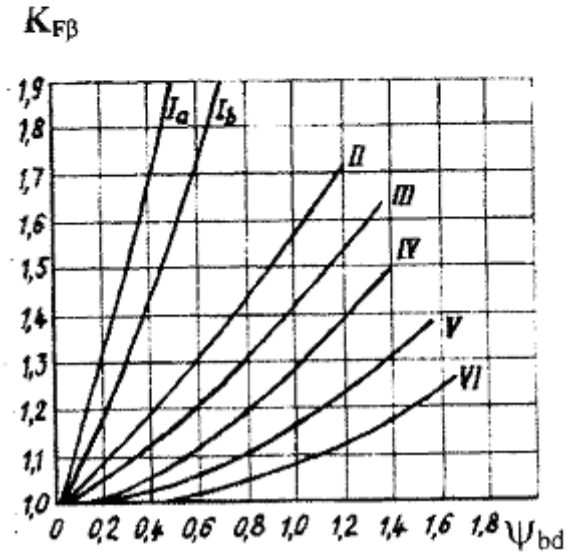
Коэффициенты $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$











При $HB_1 \le 350$ и $HB_2 \le 350$
или $HB_1 > 350$; $HB_2 \le 350$

При $HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$

Таблица 1П.13

Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69), мм

Ряд *Ra*40
…5; 5,3; 5,6; 6; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 62; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450; 480; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950

Таблица 1П.14

Ряды	Модуль, мм
1-й	1; 1,25; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20; 25
2-й	1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 5,7; 9; 11; 14; 18; 22
Примечание. Следует предпочитать 1-й ряд.	

Таблица 1П.15

Степени точности зубчатых передач

Степень точности	Окружные скорости υ, м/с, вращения зубчатых колес			
	Прямозубых		Непрямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6	до 15	до 12	до 30	до 20
7	до 10	до 8	до 15	до 10
8	до 6	до 4	до 10	до 7
9	до 2	до 1,5	до 4	до 3

Таблица 1П.16

Значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ для косозубых передач [3]

Окружная скорость υ, м/с	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
до 5	7 8 9	1,03 1,07 1,13	1,07 1,22 1,35
свыше 5 до 10	7 8	1,05 1,10	1,2 1,10
свыше 10 до 15	7 8	1,08 1,15	1,25 1,40

Таблица 1П.17

Значения коэффициента δ_H

Твердость поверхностей зубьев	Вид зубьев	δ_H
$HB_1 \le 350$ и $HB_2 \le 350$ или $HB_1 > 350$; $HB_2 \le 350$	Прямые без модификации головки Прямые с модификацией головки Косые	0,06 0,04 0,02
$HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$	Прямые без модификации головки Прямые с модификацией головки Косые	0,14 0,10 0,04

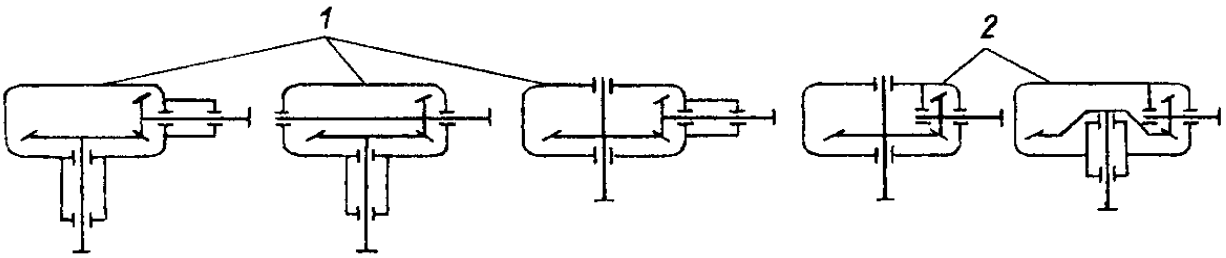
Таблица 1П.18

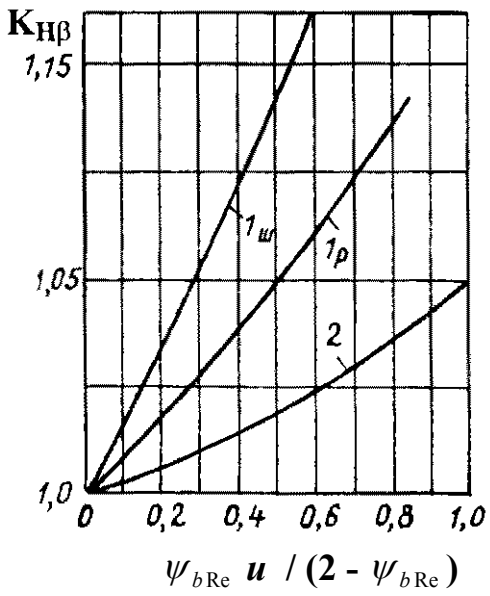
Значения коэффициента g_0

Модуль m, мм	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643-81			
	6	7	8	9
до 3,55	3,8	4,7	5,6	7,3
свыше 3,55 до 10	4,2	5,3	6,1	8,2
свыше 10	4,8	6,4	7,3	10

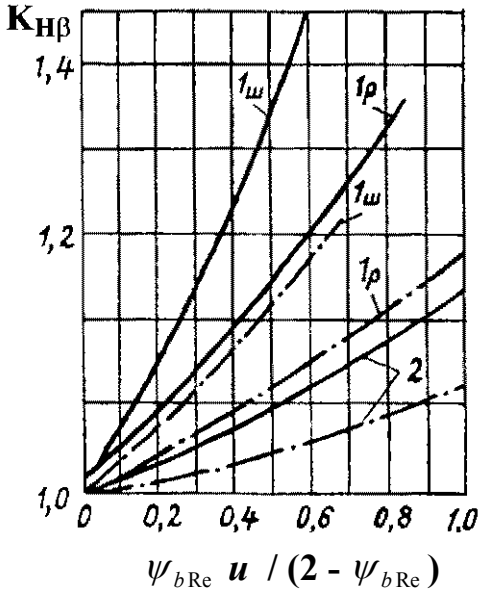
Таблица 1П.19

Коэффициент $K_{H\beta}$ для конических передач





Прямозубые передачи при $HB_1 \le 350$ и $HB_2 \le 350$ или $HB_1 > 350$, $HB_2 \le 350$



Передачи с прямыми и круговыми зубьями при $HB_1 > 350$ и $HB_2 > 350$

1ш – шариковые опоры ; 1р – роликовые опоры

Примечания: 1. Сплошные линии – для прямозубых передач, штриховые линии – для передач с круговыми зубьями.

2. Цифры у кривых соответствуют передачам на схемах.
3. Для передач с круговыми зубьями при твердости колеса $HB_2 \le 350$ и любой твердости шестерни $K_{H\beta}$=1.

Таблица 1П.20

Число зубьев шестерни z^*_1 конической передачи

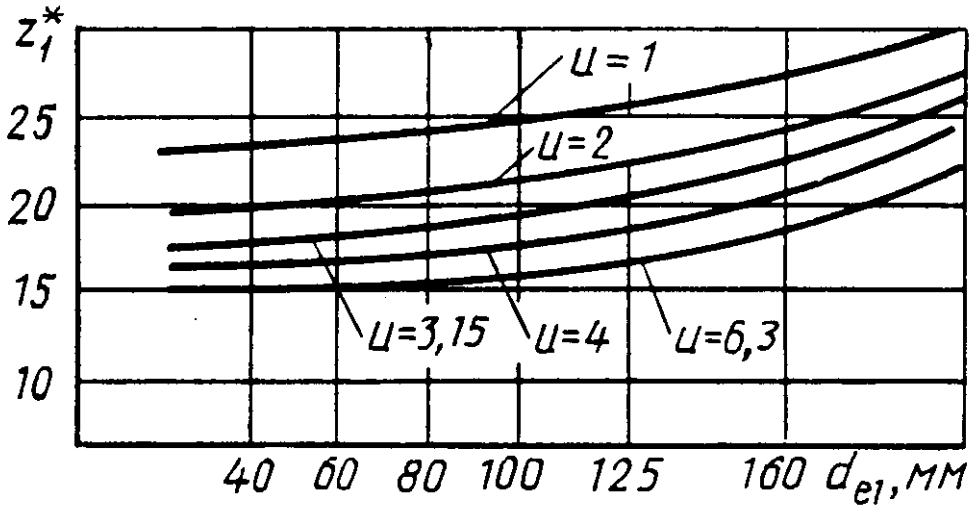


График для определения числа зубьев шестерни z^*_1 конической передачи с прямыми зубьями

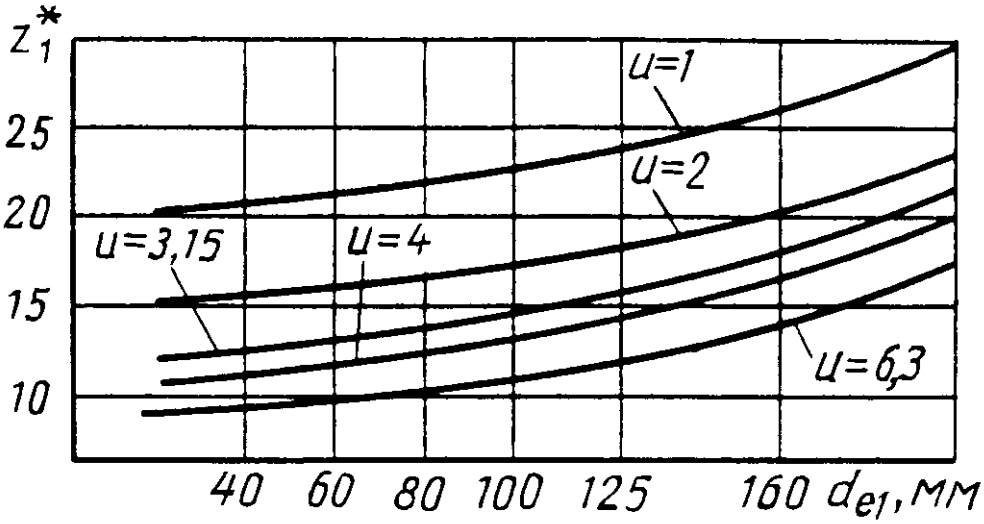


График для определения числа зубьев шестерни z^*_1 конической передачи с круговыми зубьями

Таблица 1П.21

Значения коэффициентов ϑ_H и ϑ_F для конических передач с круговыми зубьями

Вариант термообработки	Твердость поверхности зубьев передачи	ϑ_H	ϑ_F
I	$H_1 \le 350HB$ $H_2 \le 350HB$	1,22+0,21u	0,94+0,08u
II	$H_1 \ge 45HRC_Э$ $H_2 \le 350HB$	1,13+0,13u	0,85+0,043u
III, IV, V	$H_1 \ge 45HRC_Э$ $H_2 \ge 45HRC_Э$	0,81+0,15u	0,65+0,11u
Примечание. u - передаточное число рассчитываемой конической передачи			

Таблица 1П.22

Значения коэффициентов K_{HV} и K_{FV} для конической зубчатой передачи

Степень точности	Твердость поверхности зубьев	Коэф-фициенты	Окружная скорость υ, м/с					
			1	2	4	6	8	10
6	$H_2 \le 350$HB	K_{HV}	1,04 1,02	1,07 1,03	1,14 1,05	1,21 1,06	1,29 1,07	1,36 1,08
		K_{FV}	1,08 1,03	1,16 1,06	1,33 1,11	1,50 1,16	1,67 1,22	1,80 1,27
	$H_2 \ge 45$HRC$_Э$	K_{HV}	1,03 1,00	1,05 1,01	1,09 1,02	1,14 1,03	1,19 1,03	1,24 1,04
		K_{FV}	1,03 1,01	1,05 1,02	1,09 1,03	1,13 1,05	1,17 1,07	1,22 1,08
7	$H_2 \le 350$HB	K_{HV}	1,04 1,01	1,08 1,02	1,16 1,04	1,24 1,06	1,32 1,07	1,40 1,08
		K_{FV}	1,10 1,03	1,20 1,06	1,38 1,11	1,58 1,17	1,78 1,23	1,96 1,29
	$H_2 \ge 45$HRC$_Э$	K_{HV}	1,03 1,01	1,06 1,01	1,10 1,02	1,16 1,03	1,22 1,04	1,26 1,05
		K_{FV}	1,04 1,01	1,06 1,02	1,12 1,03	1,16 1,05	1,21 1,07	1,26 1,08
8	$H_2 \le 350$HB	K_{HV}	1,05 1,01	1,10 1,03	1,20 1,05	1,30 1,07	1,40 1,09	1,50 1,12
		K_{FV}	1,13 1,04	1,28 1,07	1,50 1,14	1,77 1,21	1,98 1,28	2,25 1,35

Продолжение табл.1П.22

Степень точности	Твердость поверхности зубьев	Коэф-фици-енты	Окружная скорость υ, м/с					
			1	2	4	6	8	10
8	$H_2 \geq 45\text{HRC}_э$	K_{HV}	1,04 1,01	1,07 1,01	1,13 1,02	1,2 1,03	1,26 1,04	1,32 1,05
		K_{FV}	1,04 1,01	1,07 1,02	1,14 1,04	1,21 1,06	1,27 1,08	1,34 1,09
Примечание. Верхние цифры - конические передачи с прямыми зубьями, нижние - конические передачи с круговыми зубьями								

Таблица 1П.23

Нагрузки валов редуктора

Цилиндрическая прямозубая передача

а) *б)*

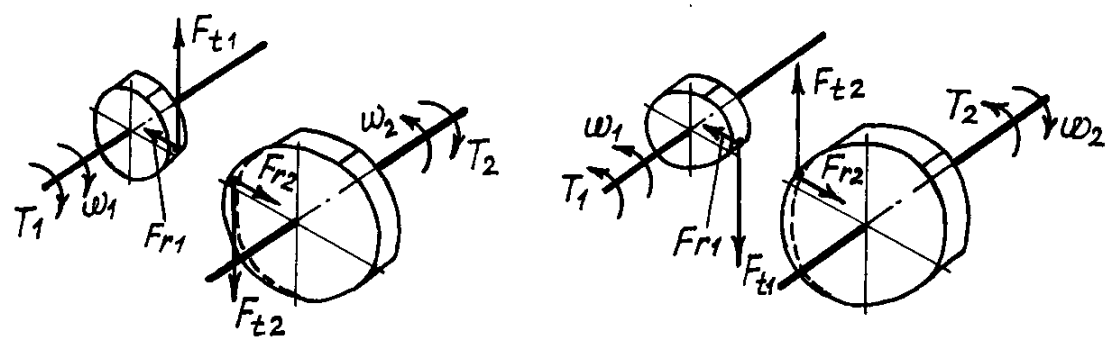


Рис.1

$$F_{t1}=\frac{2\cdot 10^3 T_1}{d_1};\qquad F_{r1}=F_{t1}\,tg\,\alpha;\qquad F_{t2}=F_{t1};\qquad F_{r2}=F_{r1}$$

или

$$F_{t2}=\frac{2\cdot 10^3 T_2}{d_2};\qquad F_{r2}=F_{t2}\,tg\,\alpha;\qquad F_{t1}=F_{t2};\qquad F_{r1}=F_{r2}$$

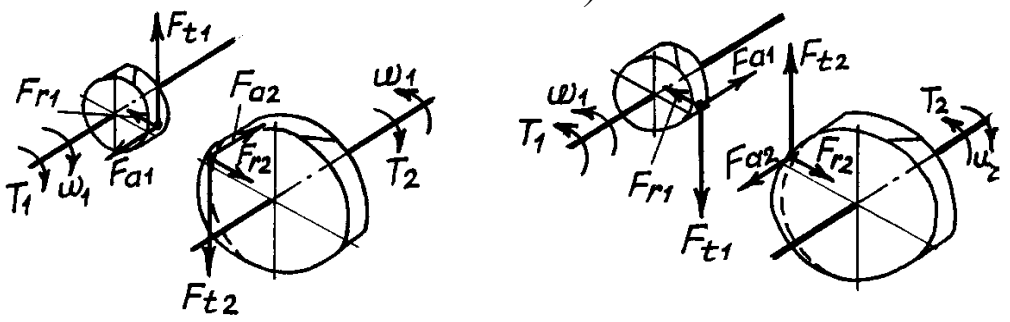
где F_t и F_r - Н ; T_1, T_2 - Н·м ; d_1, d_2 - мм $(d_1=mz_1; d_2=mz_2)$; $\alpha=20^\circ$

Примечание. При определении сил в зацеплении цилиндрических и конических зубчатых передач в данной таблице приняты следующие обозначения:

F_t - окружная сила ; F_r - радиальная сила ; F_a - осевая сила ; T – вращающий момент на валу ; индекс “1” относится к шестерне, индекс “2” – к колесу.

Цилиндрическая косозубая передача

а) *б)*



в) *г)*

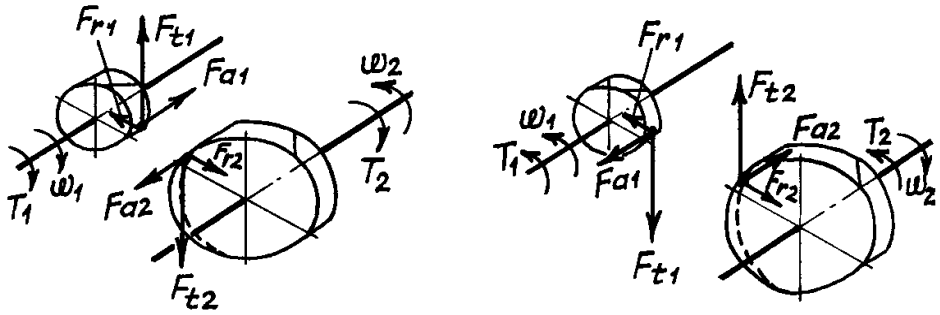


Рис.2

$$F_{t1}=\frac{2\cdot 10^3 T_1}{d_1}\ ; \qquad F_{r1}=F_{t1}\frac{tg\alpha}{\cos\beta}\ ; \qquad F_{a1}=F_{t1}tg\beta\ ;$$

$$F_{t2}=F_{t1}\ ; \qquad F_{r2}=F_{r1}\ ; \qquad F_{a2}=F_{a1}$$

или

$$F_{t2}=\frac{2\cdot 10^3 T_2}{d_2}\ ; \qquad F_{r2}=F_{t2}\frac{tg\alpha}{\cos\beta}\ ; \qquad F_{a2}=F_{t2}\ tg\beta\ ;$$

$$F_{t1}=F_{t2}; \qquad F_{r1}=F_{r2}\ ; \qquad F_{a1}=F_{a2},$$

где F_t, F_r, F_a - Н; T_1, T_2 - Н·м; d_1, d_2 - мм $(d_1=m_n z_1/\cos\beta\ ;\ d_2=m_n z_2/\cos\beta)$; $\alpha=20^\circ$

Коническая прямозубая передача

а) *б)*

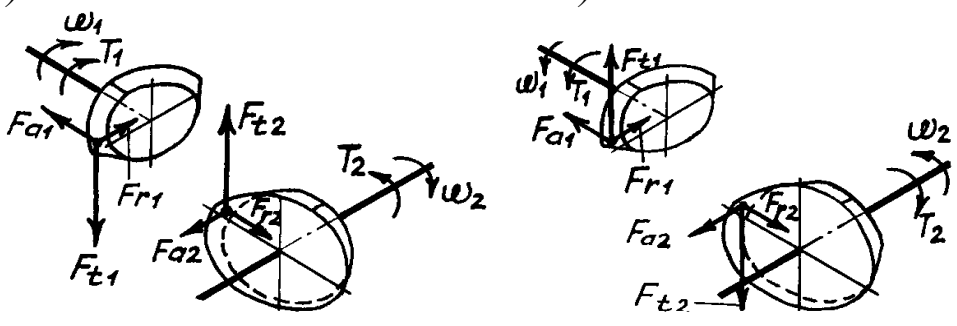


Рис.3

$$F_{t1}=\frac{2\cdot 10^3 T_1}{d_{m1}} \quad ; \quad F_{r1}=F_{t1}tg\alpha\cdot cos\delta_1 \quad ; \quad F_{a1}=F_{t1}\ tg\alpha\cdot sin\delta_1 \ ;$$

$$F_{t2}=F_{t1}\ ; \qquad F_{r2}=F_{a1}\ ; \qquad F_{a2}=F_{r1}$$

или

$$F_{t2}=\frac{2\cdot 10^3 T_2}{d_{m2}} \ ; \quad F_{r2}=F_{t2}\ tg\alpha\cdot cos\delta_2 \ ; \quad F_{a2}=F_{t2}\ tg\alpha\cdot sin\delta_2 \ ;$$

$$F_{t1}=F_{t2}\ ;\ F_{r1}=F_{a2}\ ;\ F_{a1}=F_{r2}\ ,$$

где F_t, F_r, F_a - Н ; T_1, T_2 - Н·м ; d_{m1}, d_{m2} - мм , здесь

$d_{m1}=m_m z_1$; $d_{m2}=m_m z_2$; α =20^0; $\delta_2 = arctg\ u$ ($u = z_2/z_1$ - передаточное число);

$$\delta_1 = 90\ ^0 - \delta_2 .$$

Коническая передача с круговыми зубьями

В конической передаче с круговыми зубьями окружную силу можно определить по одной из двух формул :

$$F_{t1}=\frac{2\cdot 10^3 T_1}{d_{m1}} \qquad \text{или} \qquad F_{t2}=\frac{2\cdot 10^3 T_2}{d_{m2}} \ ,$$

где T_1, T_2 - Н·м ; d_{m1}, d_{m2} - мм, здесь $d_{m1}=m_{tm}z_1$; $d_{m2}=m_{tm}z_2$; $m_{tm}=m_{nm}/cos\beta_m$.

При этом $F_{t1}=F_{t2}$.

Направление сил F_{t1} и F_{t2} такое же, как и в конической прямозубой передаче и зависит только от направления вращения шестерни (см.рис.3).

Радиальная сила на шестерне

$$F_{r1}=\gamma_r F_{t1}.$$

Осевая сила на шестерне

$$F_{a1}=\gamma_a F_{t1}.$$

Коэффициенты γ_r и γ_a рассчитывают по различным формулам в зависимости от направления линии зуба и направления вращения шестерни (если смотреть на неё с вершины конуса (см.рис.4 и 5):

а) направление линии зуба шестерни совпадает с направлением её вращения (на рис. 4,*а* направление линии зуба правое, направление вращения шестерни - по часовой стрелке; на рис. 4,*б* направление линии зуба левое, направление вращения шестерни - против часовой стрелки):

$$\gamma_r = 0{,}444\cos\delta_1 - 0{,}7\sin\delta_1;$$
$$\gamma_a = 0{,}444\sin\delta_1 + 0{,}7\cos\delta_1;$$

б) направление линии зуба шестерни не совпадает с направлением её вращения (на рис. 5,*а* направление линии зуба правое, направление вращения шестерни - против часовой стрелки; на рис. 5,*б* направление линии зуба левое, направление вращения шестерни - по часовой стрелке):

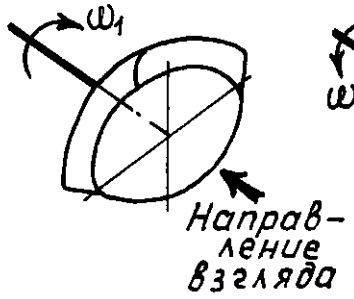
$$\gamma_r = 0{,}444\cos\delta_1 + 0{,}7\sin\delta_1;$$
$$\gamma_a = 0{,}444\sin\delta_1 - 0{,}7\cos\delta_1.$$

Рассчитанные коэффициенты γ_r и γ_a могут иметь знак "плюс" или "минус". Соответственно такие же знаки будут иметь силы F_{r1} и F_{a1}. Направление этих сил на шестерне в зависимости от полученного знака показано на рис. 6 .

Тогда радиальная F_{r2} и осевая силы F_{a2} на колесе:

$$F_{r2} = -F_{a1}\ ;\ F_{a2} = -F_{r1}.$$

а) *б)*



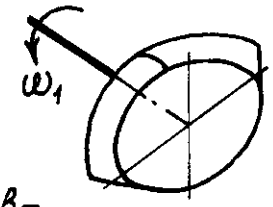
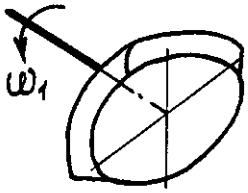


Рис.4

а) *б)*



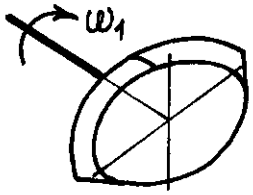


Рис.5

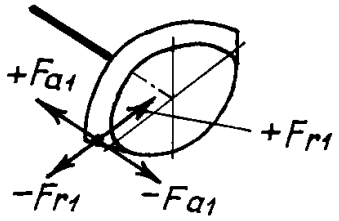


Рис.6

Знаки “минус” указывают, что направления сил F_{r2} и F_{a2} противоположны направлениям сил F_{a1} и F_{r1}.

На рис.7 в качестве примера даны схемы сил в зацеплении конической передачи с круговыми зубьями при вращении шестерни по часовой стрелке ($\delta_1 = 17{,}45655^\circ$).

а) *б)*

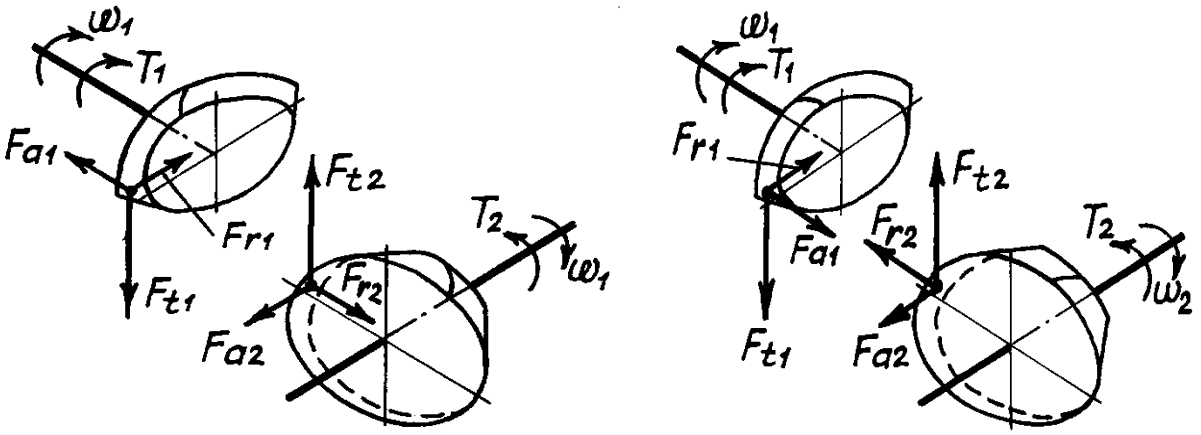


Рис.7

Червячная передача

а) *б)*

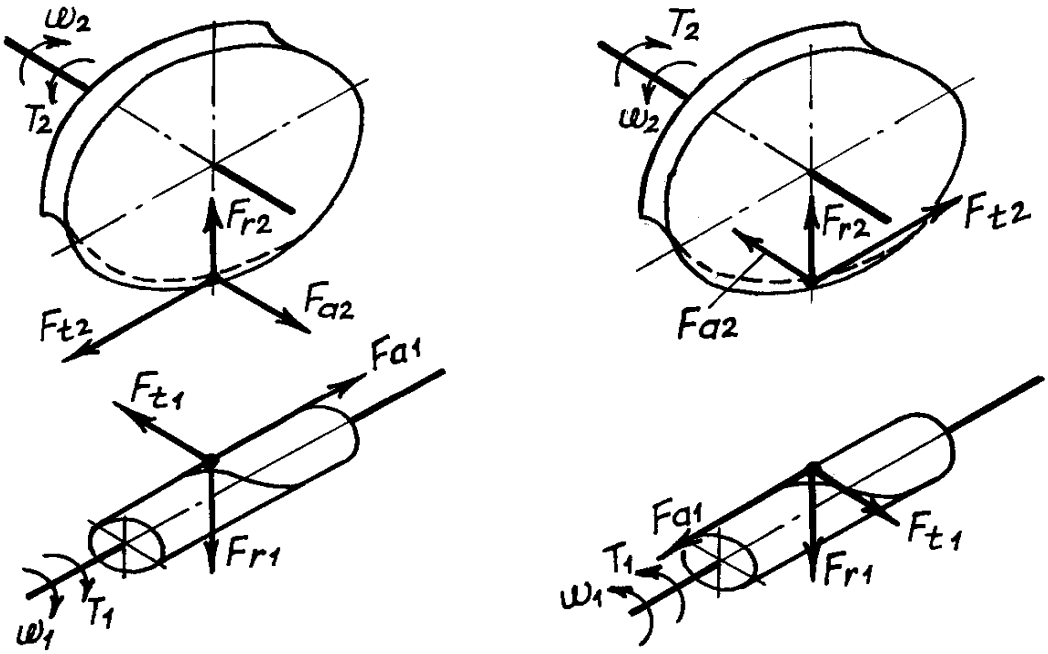


Рис.8

Окружная сила на червяке (Н)

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 10^3 T_1}{d_1},$$

где T_1 - вращающий момент на червяке, Н·м; d_1 - делительный диаметр червяка, мм ($d_1 = qm$).

Окружная сила на червячном колесе (Н)

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 10^3 T_2}{d_2},$$

где T_2 - вращающий момент на червячном колесе, Н·м; d_2 - делительный диаметр червячного колеса, мм ($d_2 = mz_2$).

Осевая сила на червяке (Н)

$$F_{a1} = F_{t2}.$$

Осевая сила на червячном колесе (Н)

$$F_{a2} = F_{t1}.$$

Радиальная сила на червяке и червячном колесе (Н)

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} tg20^\circ.$$

Консольная сила от ременной (цепной) передачи

а) *б)*

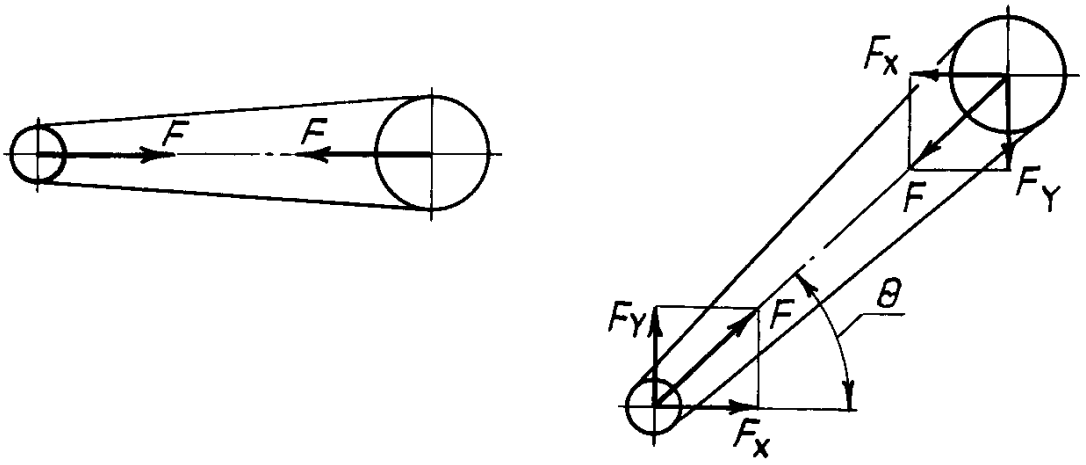


Рис.9

Консольная сила F ременной (цепной) передачи перпендикулярна оси вала и приближенно можно принять, что она направлена по линии, соединяющей центры шкивов (звёздочек).

Для клиноременной передачи

$$F=2F_0 z \sin(\alpha_1/2),$$

где F_0 - сила предварительного натяжения ремня Н; z - число ремней;

α_1 - угол обхвата ремнём ведущего шкива, град.

Для цепной передачи

$$F=k_M F_t ,$$

где k_M - коэффициент; для горизонтальной передачи и при угле наклона $\theta \geq 40°$ k_M=1,15; при θ более 40° и для вертикальной передачи k_M=1,05;

F_t - окружная сила (Н): $F_t = 2\cdot 10^3 T_1/d_{\partial 1}$;

T_1 - вращающий момент на валу ведущей звёздочки, $Н\cdot м$; $d_{\partial 1}$ - диаметр делительной окружности ведущей звездочки, мм.

Консольная сила от муфты

Консольная сила F_M от муфты перпендикулярна оси вала и зависит по величине от передаваемого момента, типа муфты и величины ошибки монтажа. При этом, направление её в плоскости, перпендикулярной оси вала, может быть любым и зависит в основном от случайных неточностей монтажа. М.Н. Иванов [3] указывает, что при расчёте валов можно принимать F_M =(0,2...0,5)F_{tM}, где $F_{tM} = 2\cdot 10^3 T_M/d_M$, здесь F_{tM} - окружная сила муфты (Н) на расчётном диаметре d_M (мм); T_M - вращающий момент на валу муфты, $Н\cdot м$.

Для муфты упругой втулочно-пальцевой (МУВП) рекомендуется принимать F_M=0,25F_{tM}, где $F_{tM} = 2\cdot 10^3 T_M/D_0$, здесь D_0 - диаметр окружности расположения пальцев, мм (см. табл.2П.40 приложения 2П).

Муфта упругая компенсирующая с торообразной оболочкой вогнутого профиля (см. табл.2П.41 приложения 2П) обладает большой крутильной, радиальной и угловой податливостью. Поэтому при расчете валов консольной нагрузкой от данной муфты можно пренебречь.

Таблица 1П.24

Число зубьев z_1 малой звездочки для передачи с роликовой цепью [3]

$u_ц$	1…2	2…3	3…4	4…5	5…6	>6
z_1	30…27	27…25	25…23	23…21	21…17	17…15

Примечания: 1. Большие значения z_1 - для быстроходных передач. При υ > 25 м/с рекомендуется принимать z_1 > 35.

2. Для тихоходных передач можно принимать z_1 меньше табличных значений, но не меньше $z_{1\ min}$=7.

3. По условию потери зацепления изношенной цепи максимальное число зубьев большой звездочки $z_{2\ max}$ желательно принимать не более 100…120.

Таблица 1П.25

Характеристика смазки цепных передач [3]

Качество смазки	Смазка цепных передач при окружной скорости υ, м/с			
	<4	<7	<12	≥12
I - хорошая	Капельная 4…10 кап/мин	В масляной ванне	Циркуляционная под давлением	Разбрызгиванием
II – удовлетворительная	Густая внутришарнирная	Капельная 20 кап/мин	В масляной ванне	Циркуляционная под давлением
	Пропитка цепи через 120…180 ч			
III – недостаточная	Периодически через 6…8 часов			
IV – работа без смазки	Допускается при υ до 0,07 м/с			

Таблица 1П.26

Коэффициенты $k_Д$, k_a, k_H, $k_{РЕГ}$, k_C и $k_{РЕЖ}$ [3]

Условия работы цепной передачи		Значения коэффициентов
Нагрузка равномерная или близкая к ней Нагрузка переменная		$k_Д \approx 1{,}0$ $k_Д \approx 1{,}2 \ldots 1{,}5$
$a = (30 \ldots 50)\, p_ц$ $a \le 25\, p_ц$ $a \ge (60 \ldots 80)\, p_ц$		$k_a = 1{,}0$ $k_a = 1{,}25$ $k_a = 0{,}8$
Линия центров звездочек наклонена к горизонту: - до 60^0 - больше 60^0		$k_H \approx 1{,}0$ $k_H \approx 1{,}25$
Положение оси регулируется: - одной из звездочек - оттяжными звездочками или нажимными роликами - не регулируется		$k_{РЕГ} = 1{,}0$ $k_{РЕГ} = 1{,}1$ $k_{РЕГ} = 1{,}25$
Производство:	Смазка (см. табл. 1П.25)	
без пыли	I	$k_C \approx 0{,}8$
	II	$k_C \approx 1{,}0$
запыленное	II	$k_C \approx 1{,}3$
	III	$k_C \approx 1{,}8$ до $\upsilon = 4$ м/с $k_C \approx 3{,}0$ до $\upsilon = 7$ м/с
грязное	III	$k_C \approx 3{,}0$ до $\upsilon = 4$ м/с $k_C \approx 6{,}0$ до $\upsilon = 7$ м/с
	IV	$k_C \approx 6{,}0$ до $\upsilon = 4$ м/с
односменное двухсменное трехсменное	---	$k_{РЕЖ} = 1{,}00$ $k_{РЕЖ} = 1{,}25$ $k_{РЕЖ} = 1{,}45$
Примечание. Характеристику смазки I, II, III, IV см. табл. 1П.25		

Таблица 1П.27

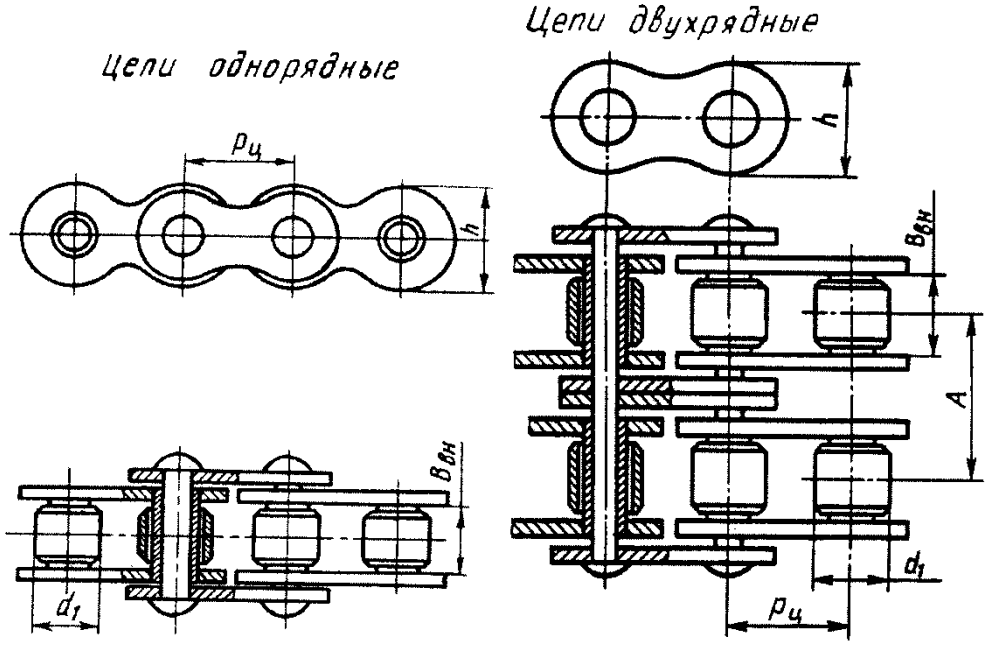
Основные данные приводных роликовых цепей нормальной серии (ПР)

Приводные роликовые однорядные цепи типа ПР из ГОСТ 13568 – 75	Шаг $p_ц$, мм	Диаметр валика d, мм	Длина втулки B, мм	$\lfloor P_p \rfloor$, кВт, при частоте вращения малой звездочки n_{01}, мин$^{-1}$ и $z_{01} = 25$							
				50	200	400	600	800	1000	1200	1600
ПР – 12,7 – 18200 – 1	12,70	4,45	8,90	0,35	1,27	2,29	3,13	3,86	4,52	5,06	5,95
ПР – 12,7 – 18200 – 2	12,70	4,45	11,30	0,45	1,61	2,91	3,98	4,90	5,74	6,43	7,55
ПР – 15,875 – 22700 – 1	15,87	5,08	10,11	0,57	2,06	3,72	5,08	6,26	7,34	8,22	9,65
ПР – 15,875 – 22700 – 2	15,87	5,08	13,28	0,75	2,70	4,88	6,67	8,22	9,63	10,8	12,7
ПР – 19,05 – 31800	19,05	5,96	17,75	1,41	4,80	8,38	11,4	13,5	15,7	16,9	19,3
ПР – 25,4 – 57600	25,40	7,95	22,61	3,20	11,0	19,0	25,7	30,7	34,7	38,3	43,8
ПР – 31,75 – 88500	31,75	9,55	27,46	5,83	19,3	32,0	42,0	49,3	54,9	60,0	-
ПР – 38,1 – 127000	38,10	11,12	35,46	10,5	34,8	57,7	75,7	88,9	99,2	108	-
ПР – 44,45 – 172400	44,45	12,72	37,19	14,7	43,7	70,6	88,3	101	-	-	-
ПР – 50,8 – 226800	50,80	14,29	45,21	22,9	68,1	110	138	157	-	-	-

Примечания: 1. В обозначениях цепи кроме шага указаны статическая разрушающая нагрузка, Н, и габарит по ширине (1 или 2).
2. Кроме роликовых цепей нормальной серии (ПР) ГОСТ 13568 – 75 предусматривает цепи легкой серии (ПРЛ) и длиннозвенные (ПРД).
3. Основные размеры элементов цепей однорядных ПР, двухрядных 2ПР и трехрядных 3ПР, а также их разрушающую нагрузку и массу 1 м см. табл. 1П.28

Таблица 1П.28

Цепи приводные роликовые ПР (ГОСТ 13568-75)



Шаг цепи $p_ц$, мм	$B_{ВН}$, мм	A, мм	d_1 мм	h мм	Разрушающая нагрузка, кН / Масса 1 м цепи, кг		
					ПР	2ПР	3ПР
12,70	7,75	13,92	8,51	11,8	18,2 / 0,75	31,8 / 1,4	45,4 / 2
15,875	9,65	16,59	10,16	14,8	22,7 / 1,0	45,4 / 1,9	68,10 / 2,8
19,05	12,70	25,50	11,91	18,2	31,8 / 1,9	72,0 / 3,5	108,0 / 5,8
25,40	15,88	29,29	15,88	24,2	56,7 / 2,6	113,4 / 5	170,1 / 7,5
31,75	19,05	35,76	19,05	30,2	88,5 / 3,8	177 / 7,3	265,5 / 7,5
38,10	25,40	45,44	22,23	36,2	127 / 5,5	254 / 11	381,0 / 16,5
44,45	25,40	48,87	25,40	42,4	172,4 / 7,5	344,8 / 14,4	517,2 / 21,7
50,80	31,75	58,55	28,58	48,3	226,8 / 9,7	453,6 / 19,1	680,4 / 28,3

Таблица 1П.29

Наибольший допускаемый шаг $[p_ц]_{max}$ роликовой цепи при $z_1 \geq 15$ [3]

Частота вращения малой звездочки n_1, мин$^{-1}$	1250	1000	900	800	630	500	400	300
$[p_ц]_{max}$, мм	12,70	15,87	19,05	25,40	31,75	38,10	44,45	50,80

Таблица 1П.30

Коэффициент провисания цепи k_f

Расположение цепи	Горизонтальное	Наклонное (под углом $\theta \leq 40^\circ$)	$\theta > 40^\circ$ и вертикальное
Коэффициент k_f при рекомендуемой стреле провисания цепи $f = (0{,}01 \ldots 0{,}02)a$	6	3	1

Таблица 1П.31

Допускаемый коэффициент запаса прочности $[S]$ для роликовых цепей при $z_1 = 15 \ldots 30$

Шаг $p_ц$, мм	Частота вращения малой звездочки n_1, мин$^{-1}$								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,70	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10,0
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8,0	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,40	7,3	7,7	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12,0	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11,0	11,8	13,4	---
38,10	7,5	8,0	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	---	---
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	---	---	---
50,80	7,7	8,3	9,5	10,8	12,0	---	---	---	---

Таблица 1П.32

Материалы венцов червячных колес

Материал	Марка	Способ отливки	σ_B	σ_T	Скорость скольжения υ_S, м/с
			МПа		
Бронза оловянная	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	5…25
	БрО10Ф1	К	275	200	5…12
		П	230	140	
	БрО5Ц5С5	К	200	90	5…8
		П	145	80	
Бронза безоловянная	БрА10Ж4Н4	Ц	700	460	≤ 5
		К	650	430	
	БрА10Ж3Мц1,5	К	550	360	
		П	450	300	
	БрА9Ж3Л	Ц	530	245	
		К	500	230	
		П	425	195	

Примечания:

1. Способы отливки : Ц – центробежный; К – в кокиль; П – в песок.
2. Химический состав материалов: О – олово; Н – никель; Ф – фосфор; Ц – цинк; А – алюминий; Ж – железо; Мц – марганец; Л – литейная. Цифры указывают среднее содержание составных элементов в % , остальное – медь.
3. Кроме бронзы для венцов червячных колес используют латунь (например, ЛЦ23А6Ж3Мц2) при $\upsilon_S = 2...5$ *м/с*, а в передачах с ручным приводом при $\upsilon_S < 2$ *м/с* червячное колесо выполняют из чугуна (например, СЧ18, СЧ15).

Таблица 1П.33

Рекомендуемые сочетания m, q и z_1

m, мм	q	z_1
2	8; 10; 12,5; 16; 20	1; 2; 4
2,5	8; 10; 12,5; 16; 20	
3,15	8; 10; 12,5; 16; 20	
4	8; 10; 12,5; 16; 20	
5	8; 10; 12,5; 16; 20	
6,3	8; 10; 12,5 14; 16; 20	
8	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	
10	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	
12,5	8; 10; 12,5; 14; 16; 20	
16	8; 10; 12,5; 16;	

Таблица 1П.34

Уравнения для определения длины нарезаемой части червяка b_1

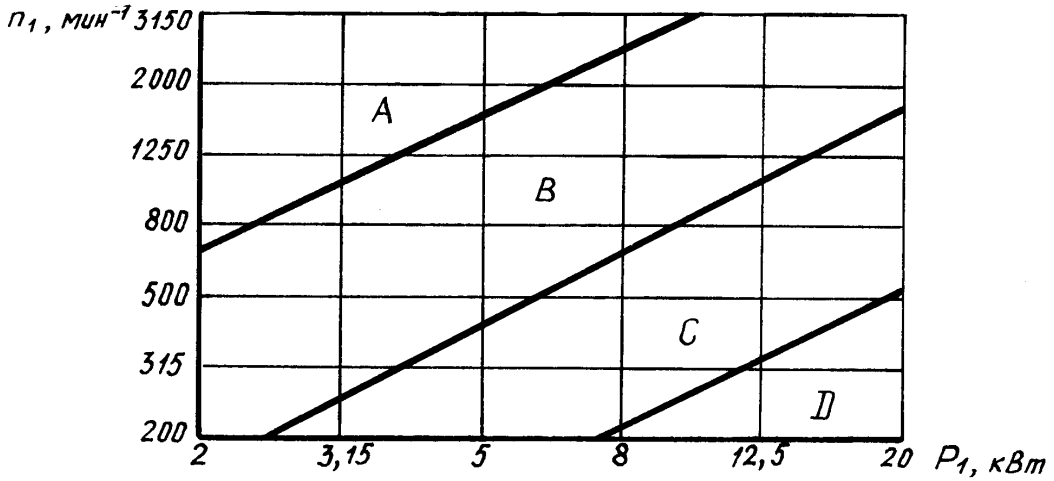
Коэффициент смещения x	Расчетные уравнения при z_1	
	1 и 2	4
-1,0	$b_1 \geq (10{,}5 + z_1)m$	$b_1 \geq (10{,}5 + z_1)m$
-0,5	$b_1 \geq (8 + 0{,}06z_2)m$	$b_1 \geq (9{,}5 + 0{,}09z_2)m$
0	$b_1 \geq (11 + 0{,}06z_2)m$	$b_1 \geq (12{,}5 + 0{,}09z_2)m$
+0,5	$b_1 \geq (11 + 0{,}1z_2)m$	$b_1 \geq (12{,}5 + 0{,}1z_2)m$
+1,0	$b_1 \geq (12 + 0{,}1z_2)m$	$b_1 \geq (13 + 0{,}1z_2)m$

Примечания:

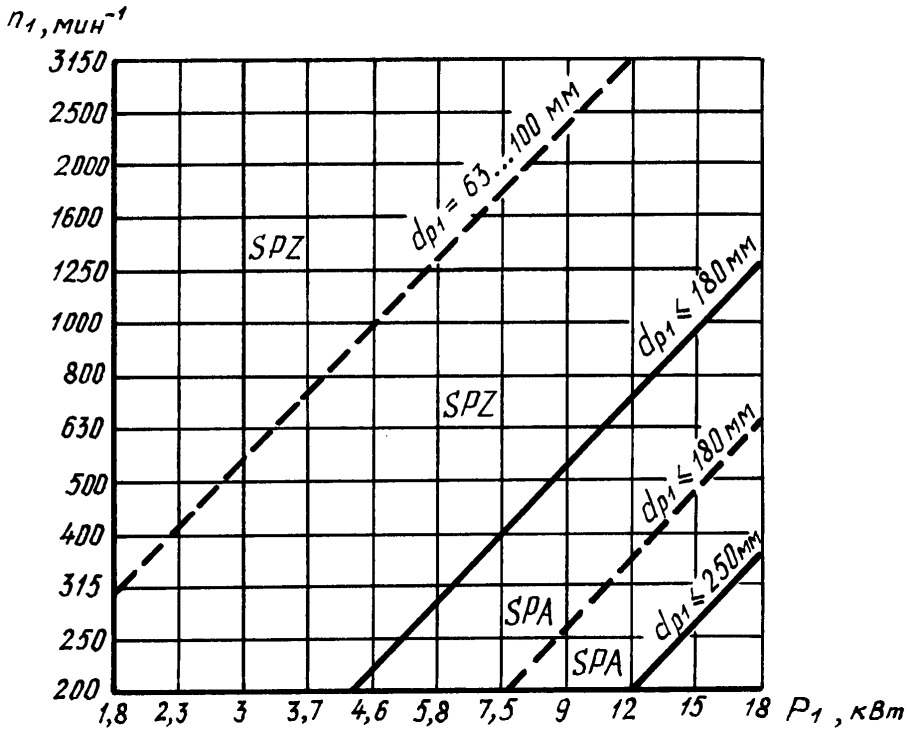
1. Для фрезеруемых и шлифуемых червяков при $m < 10$ мм b_1 увеличивают на 25 мм, при $m = 10....16$ мм - на 35…40 мм в связи с возможным искажением профиля витка при входе и выходе режущего инструмента.
2. При промежуточных значениях x величину b_1 определяют для двух крайних значений x рассматриваемого диапазона и в качестве расчетной величины b_1 принимают наибольшее из двух значений.

Таблица 1П.35

Номограммы для предварительного выбора клиновых ремней



Номограмма для выбора клиновых ремней нормального сечения

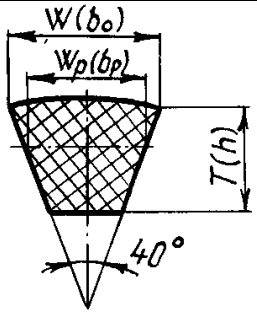


Номограмма для выбора клиновых ремней узкого сечения

Примечание. Клиновые ремни нормального сечения Z применяют только для передач мощностью до 2 кВт.

Таблица 1П.36

Клиновые ремни



Основные размеры, мм	Клиновой ремень нормального сечения			Клиновой ремень узкого сечения		
	Z(O)	*A(A)*	*B(Б)*	*SPZ(УО)*	*SPA(УА)*	*SPB(УБ)*
W_P (b_P)	8,5	11	14	8,5	11	14
W (b_O)	10	13	17	10	13	17
$T(h)$	6	8	11	8	10	13
Площадь сечения А, мм^2	47	81	138	56	95	158
Предельное значение *l*, мм	400 … 2500	560 … 6300	800 … 6300	630 … 3550	800 … 4500	1250 … 8000
Масса 1м длины *q*, кг/м	0,06	0,105	0,18	0,07	0,12	0,20
$d_{p1\min}$, мм	63	90	125	63	90	140
Вращающий момент на быстроходном шкиве T_1, Н·м	<25	11…70	40…190	<150	90…400	300…2000

Примечания:

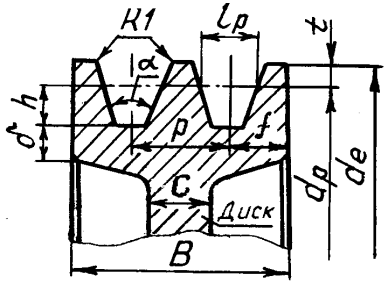
1. В скобках обозначение, которое не рекомендуется для дальнейшего использования в расчетах.
2. *l* – расчетная длина ремня на уровне нейтральной линии.
3. Стандартный ряд длин l, мм:

400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 18000.

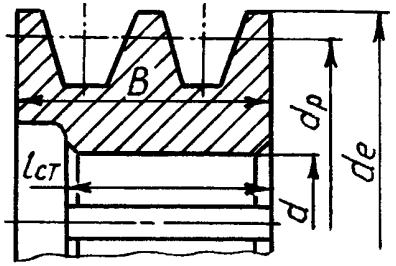
4. $d_{p1\min}$ – минимально допустимый диаметр ведущего (малого) шкива.

Таблица 1П.37

Размеры литых и точеных шкивов для клиновых ремней



Шкив с диском ($d_p > 100$ мм)



Шкив монолитный ($d_p \le 100$ мм)

Тип ремня	**Сечения ремня**	t	l_p	p	f	h	**Значение α, град**			
							34	**36**	**38**	**40**
		Размеры, мм					**Расчетные диаметры шкивов d_p, мм**			
Клиновой нормального сечения	*Z*	2,5	8,5	12	8	7	63…71	80…100	112…160	180
	A	3,3	11	15	10	8,7	90…112	125…160	180…400	450
	B	4,2	14	19	12,5	10,8	125…160	180…224	250…500	560
Клиновой узкого сечения	*SPZ*	2,5	8,5	12	8	10	63…80	-	>80	-
	SPA	3,0	11	15	10	13	90…118	-	>118	-
	SPB	4,0	14	19	12,5	17	140…190	-	>190	-

Примечания:

1. Расчетные диаметры шкивов d_p (диаметр окружности по нейтральной линии ремня) выбирают из стандартного ряда: 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000 мм.
2. Размеры : $d_e = d_p + 2t$; $\delta = (1{,}1…1{,}3)\,h$ - для чугунных шкивов; $\delta = (0{,}94…1{,}1)\,h$ - для стальных шкивов; $C = (1{,}2…1{,}3)\,\delta$; $B = (n-1)p + 2f$, где n – число канавок на шкиве

Таблица 1П.38

Допускаемая приведенная мощность $[P_O]$, кВт, передаваемая одним клиновым ремнем

Тип ремня	Сечение; l_O, мм	Диаметр ведущего шкива d_{p1}, мм	Скорость ремня v, м/с							
			2	3	5	10	15	20	25	30
Клиновой ремень нормального сечения	*Z* 1320	63	-	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	-	-
		71	-	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	-
		80	-	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	-
		90	-	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
		100	-	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11	2,08
		112	-	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28	2,27
	A 1700	90	-	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	-	-
		100	-	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	-
		112	-	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
		125	-	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
		140	-	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	3,67	3,64
		160		0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11	4,17
	B 2240	125	-	0,95	1,39	2,26	2,80	-	-	-
		140	-	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	-	-
		160	-	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	-	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
		200	-	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23
		224	-	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07
Клиновой ремень узкого сечения	*SPZ* 1600	63	-	0,68	0,95	1,50	1,80	1,85	-	-
		71	-	0,78	1,18	1,95	2,46	2,73	2,65	-
		80	-	0,90	1,38	2,34	3,06	3,50	3,66	-
		90	-	0,92	1,55	2,65	3,57	4,20	4,50	4,55
		100	-	1,07	1,66	2,92	3,95	4,72	5,20	5,35
		112	-	1,15	1,80	3,20	4,35	5,25	5,85	6,15
		125	-	1,22	1,90	3,40	4,70	5,70	6,42	6,85
	SPA 2500	90	-	1,08	1,56	2,57	-	-	-	-
		100	-	1,26	1,89	3,15	4,04	4,46	-	-
		112	-	1,41	2,17	3,72	4,88	5,61	5,84	-
		125	-	1,53	2,41	4,23	5,67	6,0	7,12	7,10
		140	-	1,72	2,64	4,70	6,3	7,56	8,25	8,43
		160	-	1,84	2,88	5,17	7,03	8,54	9,51	9,94
	SPB 3550	140	-	1,96	2,95	5,00	6,37	-	-	-
		160	-	2,24	3,45	5,98	7,88	9,10	9,49	-
		180	-	2,46	3,80	6,70	9,05	10,6	11,4	11,5
		200	-	2,64	4,12	7,3	10,0	11,9	13,1	13,3
		224	-	2,81	4,26	7,88	10,7	13,0	14,6	15,1

Примечание. l_O – базовая длина ремня.

Таблица 1П.39

Коэффициент угла обхвата α_1 на ведущем (меньшем) шкиве для клиновых ремней C_α

Угол обхвата α_1, град	180	170	160	150	140	130	120	110	100	90
C_α	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,82	0,78	0,73	0,68

Таблица 1П.40

Коэффициент передаточного числа C_u

Передаточное число u	1	1,1	1,2	1,4	1,8	≥2,5
C_u	1	1,04	1,07	1,1	1,12	1,14

Таблица 1П.41

Коэффициент режима нагрузки C_p

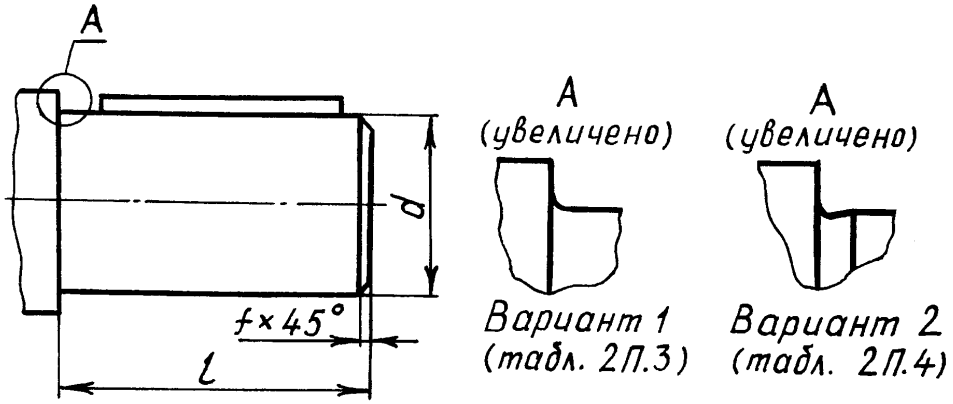
Производство	**Характер нагрузки**			
	Спокойная (ленточные конвейеры, станки с непрерывным процессом резания)	Умеренные колебания (цепные конвейеры, станки-автоматы)	Значительные колебания (реверсивные приводы, станки строгальные и долбежные, конвейеры винтовые и скребковые, элеваторы)	Ударная или резконеравномерная (подъемники, ножницы, молоты, винтовые прессы)
Односменное	1,0/1,2	1,1/1,3	1,2/1,4	1,3/1,5
Двухсменное	1,1/1,4	1,2/1,5	1,3/1,6	1,5/1,7
Трехсменное	1,4/1,6	1,5/1,7	1,6/1,9	1,7/2,0

Примечание. В числителе – значения C_p для электродвигателей переменного тока общепромышленного применения и двигателей постоянного тока шунтовых , в знаменателе – значения C_p для электродвигателей переменного тока с повышенным пусковым моментом и для двигателей постоянного тока сериесных.

ПРИЛОЖЕНИЕ 2П
ДЕТАЛИ ОБЩЕГО ПРИМЕНЕНИЯ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ [1,13]

Таблица 2П.1

Концы валов цилиндрические (из ГОСТ 12080-66), мм



Исполнение 1 - длинные
Исполнение 2 - короткие

d		***l***	
1-й ряд	**2-й ряд**	***исполнение***	
		1	***2***
16; 18	19	40	28
20; 22	24	50	36
25; 28	-	60	42
32; 36	30	80	58
40; 45	42; 48	110	82
50; 55	52; 56	110	82
60	63; 65	140	105
70	71; 75	140	105
80; 90	85; 89	170	130
100; 110	120	210	165
125	-	210	165
140	130; 150	250	200
160; 180	170	300	240

Примечания:

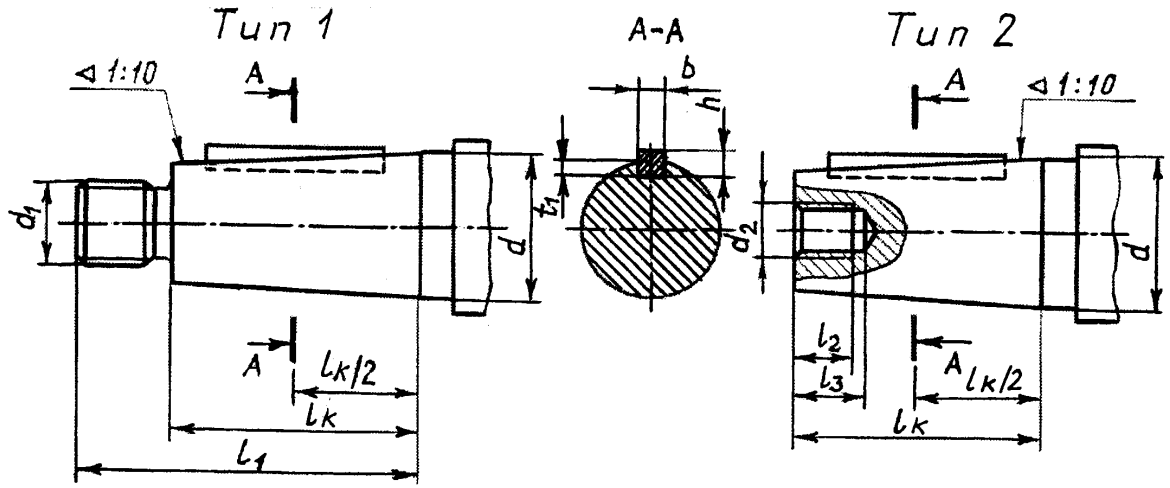
1. Размер фаски *f*(мм) рекомендуется принимать:

d…	20…30	30…50	50…70	70…120
f…	1,0	1,6	2,0	2,5

2. Размеры канавки для выхода шлифовального круга см. табл.2П.4.
3. При курсовом проектировании рекомендуется принимать концы валов исполнения 2 – короткие.
4. Размеры шпонки см. табл. 2П.9

Таблица 2П.2

Концы валов конические (из ГОСТ 12081-72), мм



Исполнение 1 - длинные
Исполнение 2 - короткие

Номинальный диаметр *d*		Исполнение				d_1	d_2	l_3	l_2	Шпоночное соединение		
		1		2								
1-й ряд	2-й ряд	l_1	l_k	l_1	l_k					b	h	t_1
20 ; 22	24	50	36	36	22	M12×1,25	M6	9	11,3	4	4	2,5
25 ; 28	-	60	42	42	24	M16×1,5	M8	14	15,7	5	5	3,0
32 ; 36	30 ; 35	80	58	58	36	M20×1,5	M10	17	19	6	6	3,5
-	38	80	58	58	36	M24×2	M12	20	22,3	6	6	3,5
40	42	110	82	82	54	M24×2	M12	20	22,3	10	8	5,0
45	48	110	82	82	54	M30×2	M16	26	28,5	12	8	5,0
50	-	110	82	82	54	M36×3	M16	26	28,5	12	8	5,0
-	55	110	82	82	54	M36×3	M20	32	35	14	9	5,5
56	-	110	82	82	54	M36×3	M20	32	35	14	9	5,5
-	60	140	105	105	70	M42×3	M20	32	35	16	10	6,0
63	65	140	105	105	70	M42×3	M20	32	35	16	10	6,0
-	70	140	105	105	70	M48×3	M24	36	39,3	18	11	7,0
71	75	140	105	105	70	M48×3	M24	36	39,3	18	11	7,0
80	85	170	130	130	90	M56×4	M30	44	47,9	20	12	7,5
90	-	170	130	130	90	M64×4	M30	44	47,9	22	14	9,0
-	95	170	130	130	90	M64×4	M36	54	63	22	14	9,0
100	-	210	165	165	120	M72×4	M36	54	63	25	14	9,0
110	-	210	165	165	120	M80×4	M42	63	74	25	14	9,0
-	120	210	165	165	120	M90×4	M42	63	74	28	16	10
125	-	210	165	165	120	M90×4	M48	72	84	28	16	10

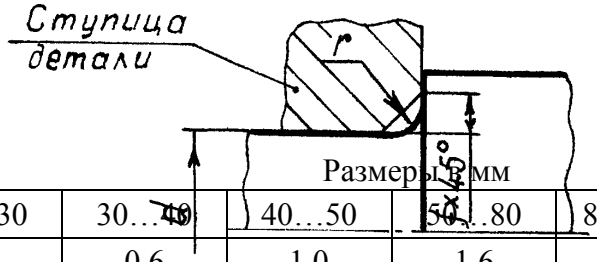
Примечания: 1.При курсовом проектировании принимаются концы валов исполнения 2-короткие.

2. Стандартная длина шпонки *l* – см. примечание 1 к табл. 2П.9

Таблица 2П. 3

Галтели, фаски и канавки

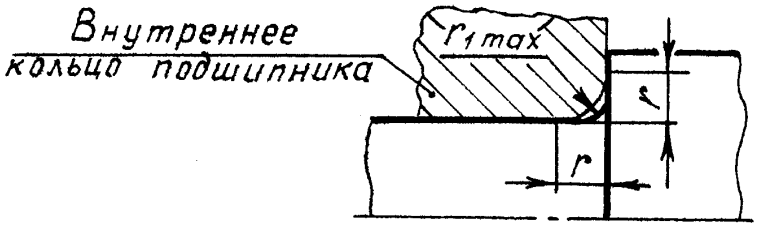
Галтели вала и фаски в отверстии ступицы детали



Размеры в мм

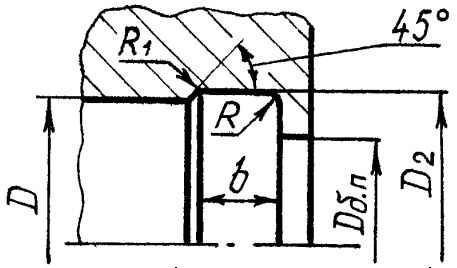
d	20…30	30…40	40…50	50…80	80…110	110…120	120…150
r	0,6	0,6	1,0	1,6	2,0	2,5	3,0
f	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0

Наибольший размер галтели r_{1max} вала в зависимости от координаты фаски r подшипника



r_{1max}	0,6	1	1	1,5	2	2

Канавки в отверстиях корпусов



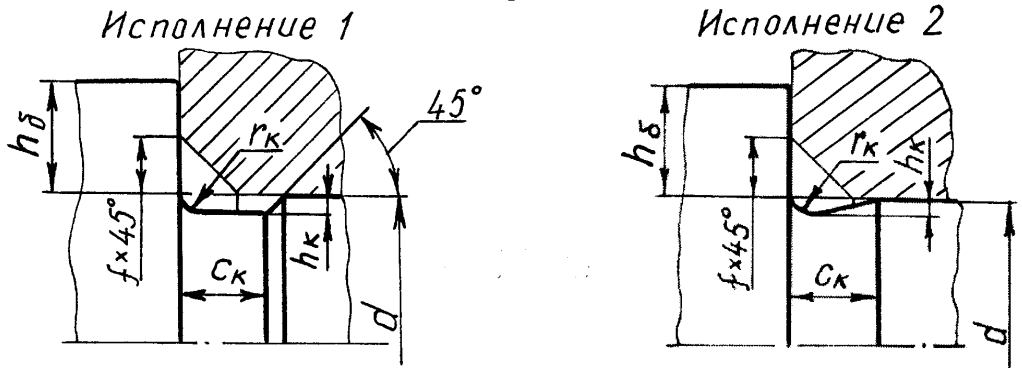
D				*R1*
Св.10 до 50	*D*+0,5	3	1	0,5
Св.50 до 100	*D*+0,5	5	1,5	0,5
Св.100	*D*+1,0	8	2	1,0

Примечание. Диаметр $D_{б.п}$ принимается по табл. 2П.17

Таблица 2П.4

Канавки на валах для выхода шлифовального круга

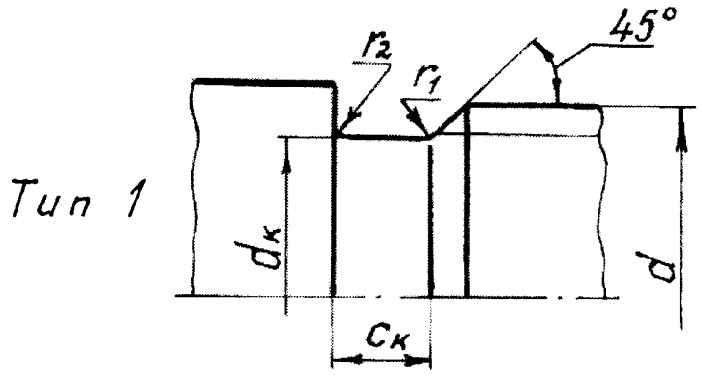
Размеры в мм



d	св. 10 до 50	св. 50 до 100	св. 100
c_k	3	5	8
h_k	0,25	0,5	0,5
r_k	1,0	1,6	2,0

Таблица 2П.5

Канавки (проточки) на валах для выхода резьбонарезного инструмента



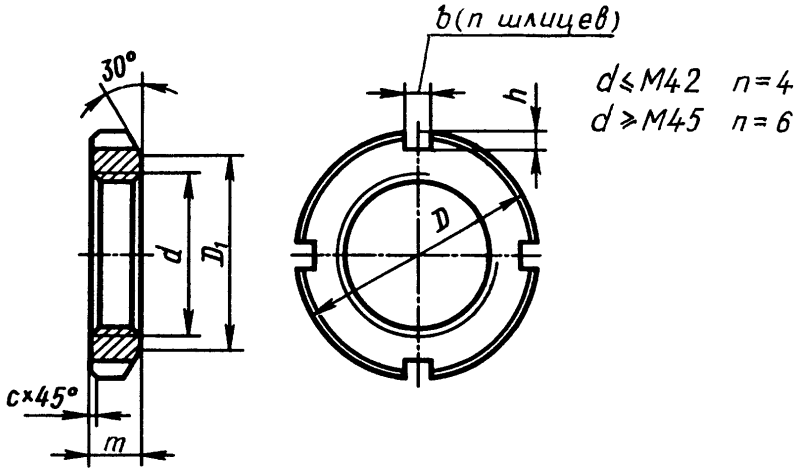
Размеры в мм

Размеры канавки	Шаг резьбы P						
	1	1,25	1,5	1,75	2	3	4
c_k	3(2)	4(2,5)	4(2,5)	4(2,5)	5(3)	6(4)	8(5)
r_2	1	1	1	1	1,5	1,6	2
r_1	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1
d_k	d-1,5	d-1,8	d-2,2	d-2,5	d-3	d-4,5	d-6

Примечание. В таблице приведены данные для канавки (проточки) исполнения «нормальная» , в скобках – исполнения «узкая»

Таблица 2П.6

Гайки круглые шлицевые (из ГОСТ 11871-88), мм



Резьба, $d \times P$	D	D_1	m	b	h	$c\leq$
М20 × 1,5*	34	26	8	6	2,0	1,0
М22 × 1,5	38	29	10	6	2,5	1,0
М24 × 1,5*	42	31	10	6	2,5	1,0
М27 × 1,5	45	35	10	6	2,5	1,0
М30 × 1,5	48	38	10	6	2,5	1,0
М33 × 1,5	52	40	10	8	3,0	1,0
М36 × 1,5*	55	42	10	8	3,0	1,0
М39 × 1,5	60	48	10	8	3,0	1,0
М42 × 1,5*	65	52	10	8	3,0	1,0
М45 × 1,5	70	55	10	8	3,0	1,0
М48 × 1,5	75	58	12	8	3,5	1,0
М52 × 1,5	80	61	12	10	4,0	1,0
М56 × 2,0*	85	65	12	10	4,0	1,6
М60 × 2,0	90	70	12	10	4,0	1,6
М64 × 2,0*	95	75	12	10	4,0	1,6
М68 × 2,0	100	80	15	10	4,0	1,6
М72 × 2,0*	105	85	15	10	4,0	1,6
М76 × 2,0	110	85	15	10	4,0	1,6
М80 × 2,0*	115	90	15	10	4,0	1,6
М85 × 2,0	120	98	15	10	4,0	1,6
М90 × 2,0	125	102	18	12	4,0	1,6

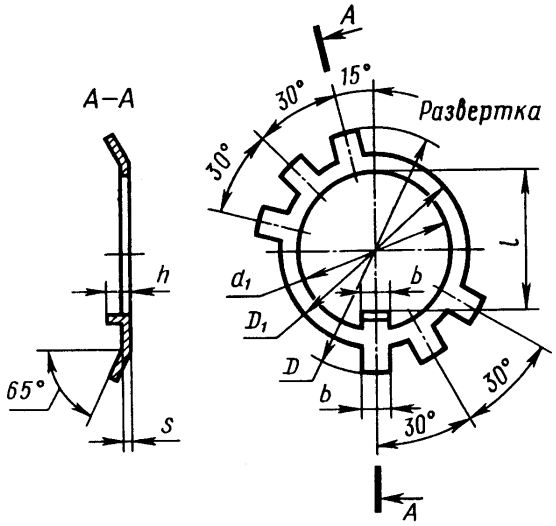
Примечания : 1. Гайки изготовляют из материалов с условным обозначением марок – 02, 04, 05, 06, 11, 21, 23 и 32 по ГОСТ 18123-82.

2. Предпочтительные размеры отмечены звездочкой «*».

3. Пример условного обозначения гайки диаметром резьбы d=60мм, с мелким шагом резьбы P=2мм, с полем допуска 6Н, из материала группы 05(сталь35), с покрытием 05 (окисное, пропитанное маслом):
Гайка М60 × 2 – 6Н.05.05 ГОСТ 11871-88

Таблица 2П.7

Стопорные многолапчатые шайбы (из ГОСТ 11872-89), мм



Резьба, $d \times P$	d_1	D	D_1	l	b	h	s
М20 × 1,5	20,5	36	27	17	4,8	6	1,0
М22 × 1,5	22,5	40	30	19	4,8	6	1,0
М24 × 1,5	24,5	44	33	21	4,8	6	1,0
М27 × 1,5	27,5	47	36	24	4,8	8	1,0
М30 × 1,5	30,5	50	39	27	4,8	8	1,0
М33 × 1,5	33,5	54	42	30	5,8	8	1,6
М36 × 1,5	36,5	58	45	33	5,8	8	1,6
М39 × 1,5	39,5	62	48	36	5,8	8	1,6
М42 × 1,5	42,5	67	52	39	5,8	8	1,6
М45 × 1,5	45,5	72	56	42	5,8	8	1,6
М48 × 1,5	48,5	77	60	45	7,8	8	1,6
М52 × 1,5	52,5	82	65	49	7,8	10	1,6
М56 × 2,0	57,0	87	70	53	7,8	10	1,6
М60 × 2,0	61,0	92	75	57	7,8	10	1,6
М64 × 2,0	65,0	98	80	61	7,8	10	1,6
М68 × 2,0	69,0	102	85	65	9,5	10	1,6
М72 × 2,0	73,0	107	90	69	9,5	13	1,6
М76 × 2,0	77,0	112	95	73	9,5	13	1,6
М80 × 2,0	81,0	117	100	76	9,5	13	1,6
М85 × 2,0	86,0	122	105	81	9,5	13	1,6
М90 × 2,0	91,0	127	110	86	11,5	13	2,0

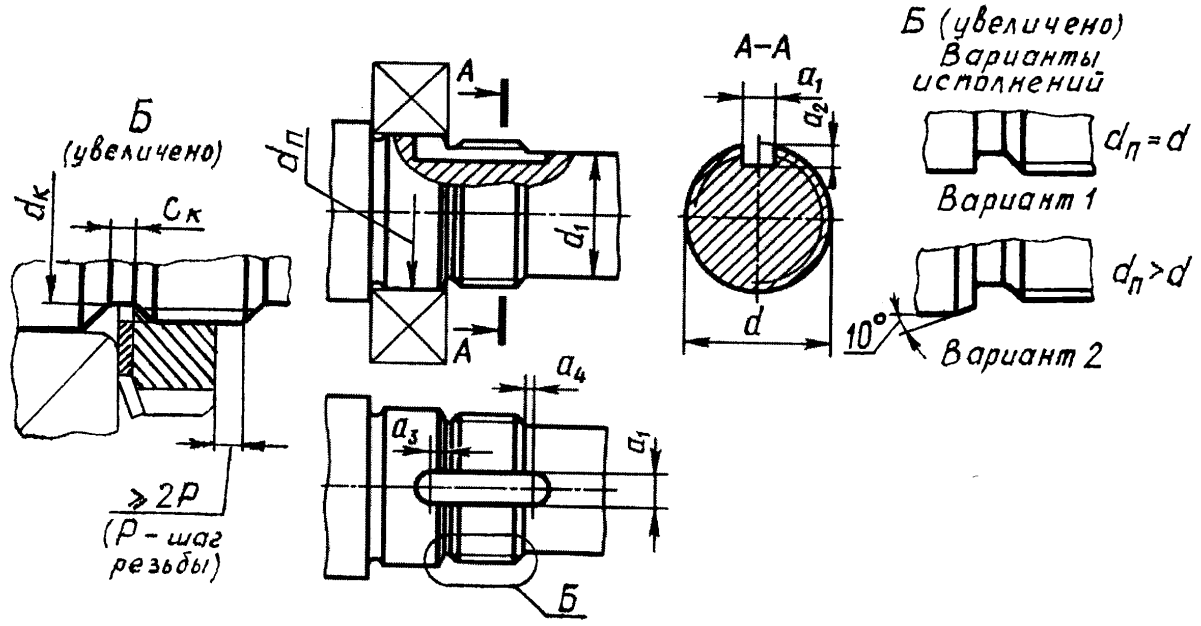
Примечания : 1. Шайбы изготовляют из материалов с условным обозначением марок – 01, 02.

2. Пример обозначения шайбы для гайки круглой шлицевой с резьбой М60 × 2 из материала группы 01 (сталь марки 08кп) без покрытия:

Шайба 64.01 ГОСТ 11872-89

Таблица 2П.8

Канавки под язычок стопорной шайбы, мм

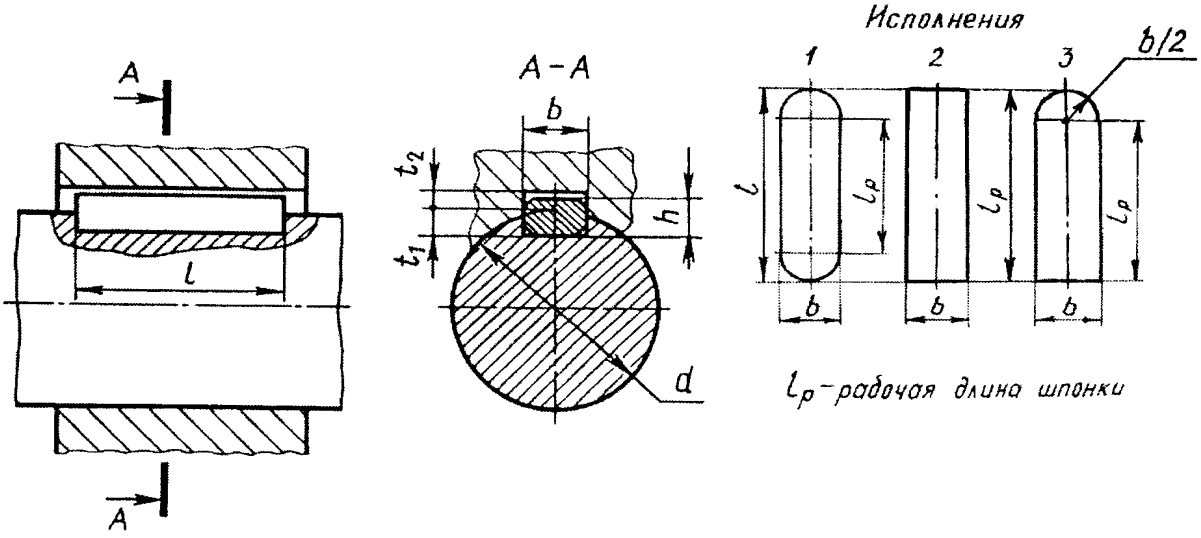


Резьба, $d \times P$	a_1	a_2 наим.	a_3 наим.	a_4 наим.	d_1 наиб.
М20 × 1,5	6	2	3,5	1,0	16,5
М22 × 1,5	6	2	3,5	1,0	18,5
М24 × 1,5	6	2	3,5	1,0	20,5
М27 × 1,5	6	3	4,0	1,5	23,5
М30 × 1,5	6	3	4,0	1,5	26,5
М33 × 1,5	6	3	4,0	1,5	29,5
М36 × 1,5	6	3	4,0	1,5	32,5
М39 × 1,5	6	3	4,0	1,5	35,5
М42 × 1,5	8	3	5,0	1,5	38,5
М45 × 1,5	8	3	5,0	1,5	41,5
М48 × 1,5	8	3	5,0	1,5	44,5
М52 × 1,5	8	3	5,0	1,5	48,0
М56 × 2,0	8	3	5,0	1,5	52,0
М60 × 2,0	8	3	6,0	1,5	56,0
М64 × 2,0	8	3	6,0	1,5	60,0
М68 × 2,0	8	3	6,0	1,5	64,0
М72 × 2,0	10	5	6,0	1,5	68,0
М76 × 2,0	10	5	6,0	1,5	72,0
М80 × 2,0	10	5	6,0	2,0	75,0
М85 × 2,0	10	5	6,0	2,0	80,0

Примечание. Размеры канавки (проточки) для выхода резьбонарезного инструмента – по табл. 2П.5 для исполнения «узкая»

Таблица 2П.9

Шпонки призматические по ГОСТ 23360-78



Размеры в мм

Диаметр вала, *d*	Сечение шпонки		Глубина паза	
	b	***h***	***вала*** t_1	***ступицы*** t_2
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3
Св. 17 до 22	6	6	3,5	2,8
Св. 22 до 30	8	7	4	3,3
Св. 30 до 38	10	8	5	3,3
Св. 38 до 44	12	8	5	3,3
Св. 44 до 50	14	9	5,5	3,8
Св. 50 до 58	16	10	6	4,3
Св. 58 до 65	18	11	7	4,4
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9
Св. 75 до 85	22	14	9	5,4
Св. 85 до 95	25	14	9	5,4
Св. 95 до 110	28	16	10	6,4
Св.110 до 130	32	18	11	7,4
Св. 130 до 150	36	20	12	8,4
Св. 150 до 170	40	22	13	9,4
Св. 170 до 200	45	25	15	10,4

Примечания : 1. Длины призматических шпонок *l* (*мм)* выбирают из ряда : 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 280; 320; 360; 400; 450; 500.

2. Примеры условного обозначения : исполнение1, $b \times h \times l$=14×9×100:

Шпонка 14×9×100 ГОСТ 23360-78.

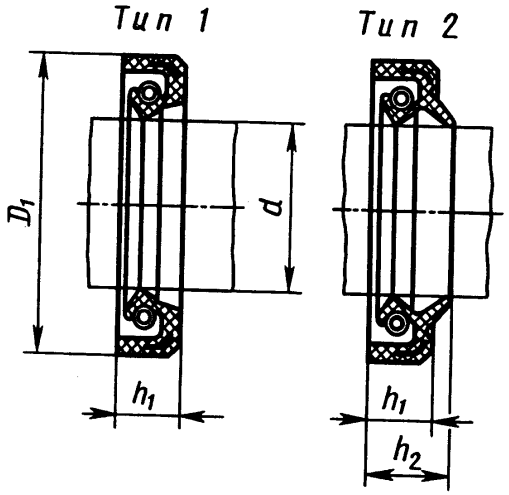
То же, исполнение 2 :

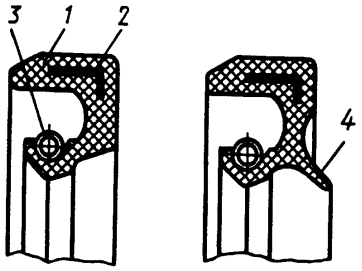
Шпонка 2 - 14×9×100 ГОСТ 23360-78.

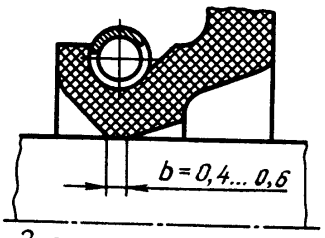
Таблица 2П. 10

Манжеты резиновые армированные для валов (ГОСТ 8752-79)

Размеры в мм







Элементы манжет:
1 – корпус из бензомаслостойкой резины; 2 – каркас (стальное кольцо);
3 – пружина браслетная;
4 – пыльник в виде дополнительной кромки

d	D_1	h_1	h_2
15;16	30	7	-
17	32	7	-
18;19	35	7	-
20;21;22	40	10	14
24	41	10	14
25	42	10	14
26	45	10	14
30;32	52	10	14
35;36;38	58	10	14
40	60	10	14
42	62	10	14
45	65	10	14
48;50	70	10	14
52	75	10	14
55;56;58	80	12	16
60	85	12	16
63;65	90	12	16
70;71	95	12	16
75	100	12	16
80	105	12	16
85	110	12	16
90;95	120	12	16
100	125	12	16
105	130	12	16
110	135	12	16
115	145	12	16
120	150	12	16
125	155	12	16

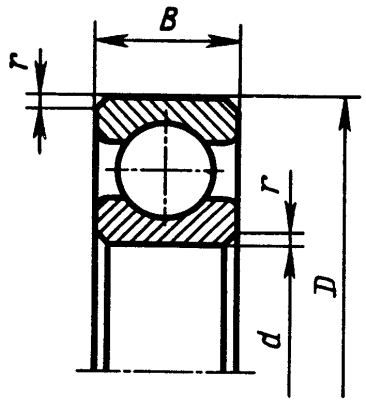
Пример обозначения манжеты типа 1 для вала диаметром *d*=60 мм, наружным диаметром D_1=85 мм :

Манжета 1 – 60 × 85 ГОСТ 8752 – 79.

Примечание . Манжету типа 2 используют при высокой запыленности среды

Таблица 2П.11

Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)



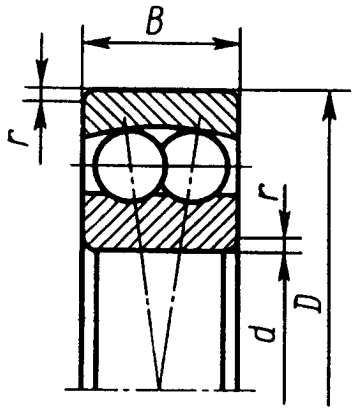
Условное обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	*D*	*B*	*r*	динамическая C_r	статическая C_{or}
Легкая серия						
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7
208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	45	85	19	2	33,2	18,6
210	50	90	20	2	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	80	140	26	3	70,2	45,0
217	85	150	28	3	89,5	53,0
218	90	160	30	3	95,6	62,0
219	95	170	32	3,5	108,0	69,5
220	100	180	34	3,5	124,0	79,0
Средняя серия						
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	29,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	100	27	3	61,8	36,0
311	55	120	29	3	71,5	41,5

Продолжение табл. 2П.11

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	*D*	*B*	*r*	динамическая C_r	статическая C_{or}
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5
316	80	170	39	3,5	124,0	80,0
317	85	180	41	4	133,0	90,0
318	90	190	43	4	143,0	99,0
319	95	200	45	4	153,0	110,0
320	100	215	47	4	174,0	132,0

Таблица 2П.12

Подшипники шариковые радиальные сферические двухрядные (ГОСТ 28428-90)



Условное обозначение подшипника типа 1000	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры*		
	d	*D*	*B*	*r*	динамическая C_r	статическая C_{or}	*e*	*Y* при $\frac{R_a}{R_r} \le e$	*Y* при $\frac{R_a}{R_r} > e$
Легкая серия									
1204	20	47	14	1,5	10,0	3,45	0,27	2,3	3,6
1205	25	52	15	1,5	12,2	4,40	0,27	2,3	3,6
1206	30	62	16	1,5	15,6	6,20	0,24	2,6	4

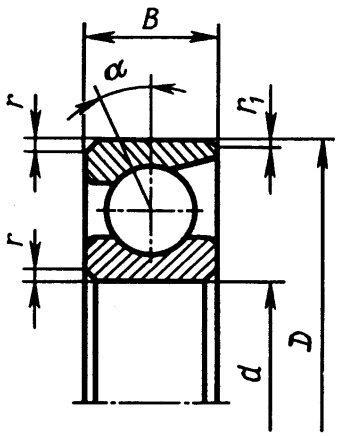
Продолжение табл. 2П.12

Условное обозначение подшипника типа 1000	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры*		
								Y при	
	d	*D*	*B*	*r*	динамическая C_r	статическая C_{or}	*e*	$\frac{R_a}{R_r} \le e$	$\frac{R_a}{R_r} > e$
1207	35	72	17	2,0	16,0	6,95	0,23	2,7	4,2
1208	40	80	18	2,0	19,3	8,80	0,22	2,8	4,3
1209	45	85	19	2,0	22,0	10,0	0,21	2,9	4,5
1210	50	90	20	2,0	22,8	11,0	0,20	3,2	4,9
1211	55	100	21	2,5	27,0	13,7	0,19	3,3	5,1
1212	60	110	22	2,5	30,0	16,0	0,18	3,5	5,4
1213	65	120	23	2,5	31,0	17,3	0,17	3,6	5,6
1214	70	125	24	2,5	34,5	19,0	0,18	3,5	5,4
1215	75	130	25	2,5	39,0	21,6	0,17	3,6	5,5
1216	80	140	26	3,0	40,0	23,6	0,16	3,9	6,1
1217	85	150	28	3,0	49,0	28,5	0,16	3,9	6,1
1218	90	160	30	3,0	57,0	39,0	0,16	3,9	6,3
1220	100	180	34	3,5	69,5	41,5	0,17	3,6	5,6
Средняя серия									
1304	20	52	15	2,0	12,5	4,40	0,28	2,2	3,5
1305	25	62	17	2,0	18,0	6,70	0,28	2,2	3,5
1306	30	72	19	2,0	21,2	8,50	0,25	2,5	3,9
1307	35	80	21	2,5	25,0	10,6	0,24	2,5	4,0
1308	40	90	23	2,5	29,0	12,9	0,24	2,6	4,0
1309	45	100	25	2,5	38,0	12,9	0,25	2,5	3,9
1310	50	110	27	3,0	41,5	19,3	0,23	2,7	4,2
1311	55	120	29	3,0	51,0	24,0	0,23	2,7	4,2
1312	60	130	31	3,5	57,0	28,0	0,22	2,8	4,3
1313	65	140	33	3,5	62,0	31,0	0,22	2,8	4,3
1314	70	150	35	3,5	75,0	37,5	0,22	2,8	4,3
1315	75	160	37	3,5	80,0	40,5	0,22	2,8	4,3
1316	80	170	39	3,5	88,0	45,0	0,21	2,9	4,5
1317	85	180	41	4,0	98,0	51,0	0,22	2,8	4,3
1318	90	180	41	4,0	108,0	58,5	0,22	2,8	4,3
1320	100	215	47	4,0	143,0	76,5	0,22	2,8	4,3
Легкая широкая серия									
1506	30	62	20	1.5	15,3	6,10	0,39	1,6	2,5
1507	35	72	23	2	21,6	8,80	0,37	1,7	2,6
1508	40	80	23	2	22,4	1,00	0,33	1,9	3,0
1509	45	85	23	2	23,2	11,00	0,30	2,0	3,2
1510	50	90	23	2	23,2	11,00	0,28	2,2	3,5
1516	80	140	33	3	51,0	28,5	0,25	2,5	3,9

***Примечание**. При $\frac{R_a}{R_r} \le e$ **X=1; при** $\frac{R_a}{R_r} > e$ **X=0,65**

Таблица 2П.13

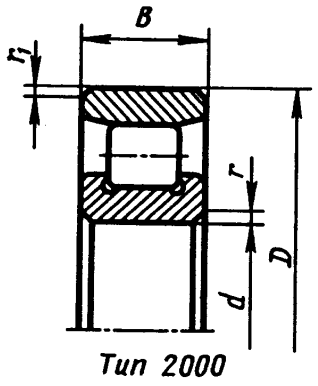
Подшипники шариковые радиально-упорные однорядные (ГОСТ 831-75)



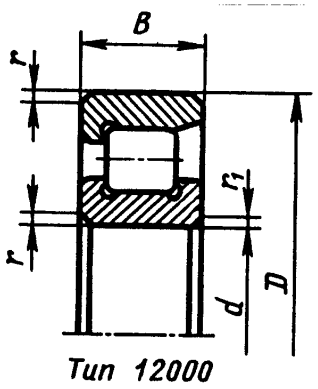
Условное обозначение подшипника		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН			
							динамическая C_r		статическая C_{or}	
α=12°	α=26°	*d*	*D*	*B*	*r*	r_1	36000	46000	36000	46000
Легкая серия										
36204	46204	20	47	14	1,5	0,5	15,7	14,8	8,31	7,64
36205	46205	25	52	15	1,5	0,5	16,7	15,7	9,10	8,34
36206	46206	30	62	16	1,5	0,5	22,0	21,9	12,0	12,0
36207	46207	35	72	17	2	1	30,8	29,0	17,8	16,4
36208	46208	40	80	18	2	1	38,9	36,8	23,2	21,3
36209	46209	45	85	19	2	1	41,2	38,7	25,1	23,1
36210	46210	50	90	20	2	1	43,2	40,6	27,0	24,9
36211	46211	55	100	21	2,5	1,2	58,4	50,3	34,2	31,5
36212	46212	60	110	22	2,5	1,2	61,5	60,8	39,3	38,8
36213	46213	65	120	23	2,5	1,2	-	69,4	-	45,9
36214	-	70	125	24	2,5	1,2	80,2	-	54,8	-
36215	46215	75	130	25	2,5	1,2	-	78,4	-	53,8
36216	46216	80	140	26	3	1,5	93,6	87,9	65,0	60,0
36217	46217	85	150	28	3	1,5	101,0	94,4	70,8	65,1
36218	46218	90	160	30	3	1,5	118,0	111,0	83,0	76,2
36219	-	95	170	32	3,5	2	134,0	-	95,0	-
-	46220	100	180	34	3,5	2	-	148,0	-	107,0

Таблица 2П.14

Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328-75)



Тип 2000



Тип 12000

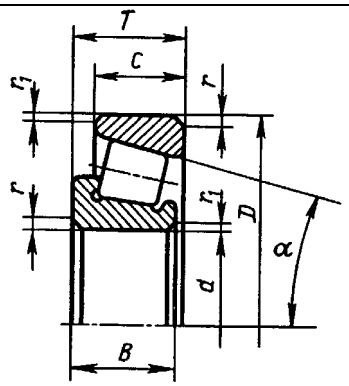
Условное обозначение подшипника		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
2000	12000	*d*	*D*	*B*	*r*	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}
Легкая серия								
2206	12206	30	62	16	1,5	1,0	22,4	12,0
2207	12207	35	72	17	2,0	1,0	31,9	17,6
2208	12208	40	80	18	2,0	2,0	41,8	24,0
2209	12209	45	85	19	2,0	2,0	44,0	25,5
2210	12210	50	90	20	2,0	2,0	45,7	27,5
2211	12211	55	100	21	2,5	2,0	56,1	34,0
2212	12212	60	110	22	2,5	2,5	64,4	43,0
2213	12213	65	120	23	2,5	2,5	76,5	51,0
2214	12214	70	125	24	2,5	2,5	79,2	51,0
2215	12215	75	130	25	2,5	2,5	91,3	63,0
2216	12216	80	140	26	3,0	3,0	106,0	68,0
2217	12217	85	150	28	3,0	3,0	119,0	78,0
2218	12218	90	160	30	3,0	3,0	142,0	105,0
2220	12220	100	180	34	3,5	3,5	183,0	125,0
Средняя серия								
2305	12305	25	62	17	2,0	2,0	28,6	15,0
2306	12306	30	72	19	2,0	2,0	36,9	20,0
2307	12307	35	80	21	2,5	2,0	44,6	27,0
2308	12308	40	90	23	2,5	2,5	56,1	32,5
2309	12309	45	100	25	2,5	2,5	72,1	41,5
2310	12310	50	110	27	3,0	3,0	88,0	52,0
2311	12311	55	120	29	3,0	3,0	102,0	67,0
2312	12312	60	130	31	3,5	3,5	123,0	76,5

Продолжение табл. 2П.14

Условное обозначение подшипника		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
2000	12000	*d*	*D*	*B*	*r*	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}
2313	12313	65	140	33	3,5	3,5	138,0	85,0
2314	12314	70	150	35	3,5	3,5	151,0	102,0
2315	12315	75	160	37	3,5	3,5	183,0	125,0
2316	12316	80	170	39	3,5	3,5	190,0	125,0
2317	12317	85	180	41	4,0	4,0	212,0	146,0
2318	12318	90	190	43	4,0	4,0	242,0	160,0
2319	12319	95	200	45	4,0	4,0	264,0	190,0
2320	12320	100	215	47	4,0	4,0	303,0	220,0

Таблица 2П.15

Подшипники роликовые конические однорядные α=11…16°



ТУ 37.006.162-89

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры	
	d	*D*	*T*	*B*	*c*	*r*	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}	*e*	*Y*
Легкая серия											
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,37	1,5
7205	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,37	1,5
7206	30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	31,0	22,0	0,37	1,5
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,37	1,5
7208	40	80	19,75	20	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,37	1,5
7209	45	85	20,75	19	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,37	1,5

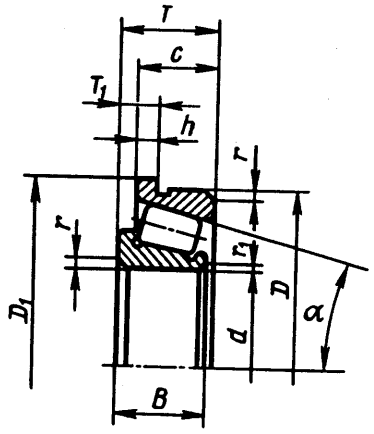
Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры	
	d	*D*	*T*	*B*	*c*	*r*	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}	*e*	*Y*
7210	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,37	1,5
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	65,0	46,0	0,37	1,5
7212	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,37	1,5
7214	70	125	26,25	26	21	2,5	0,8	96,0	82,0	0,37	1,5
7215	75	130	27,25	26	22	2,5	0,8	107,0	84,0	0,37	1,5
7216	80	140	28,25	26	22	3,0	1,0	112,0	95,0	0,37	1,5
7217	85	150	30,25	28	24	3,0	1,0	130,0	109,0	0,37	1,5
7218	90	160	32,50	31	26	3,0	1,0	158,0	125,0	0,37	1,5
7219	95	170	34,50	32	27	3,5	1,2	168,0	131,0	0,37	1,5
7220	100	180	37	34	29	3,5	1,2	185,0	146,0	0,37	1,5
Средняя серия											
7304	20	52	16,25	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0	0,34	1,8
7305	25	62	18,25	17	15	2,0	0,8	33,0	23,2	0,34	1,8
7306	30	72	20,75	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5	0,34	1,8
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,34	1,8
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,34	1,8
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,34	1,8
7310	50	110	29,25	29	23	3,0	1,0	100,0	75,5	0,34	1,8
7311	55	120	31,50	29	25	3,0	1,0	107,0	81,5	0,34	1,8
7312	60	130	33,50	31	27	3,5	1,2	128,0	96,5	034	1,8
7313	65	140	36	33	28	3,5	1,2	146,0	112,0	0,34	1,8
7314	70	150	38	37	30	3,5	1,2	170,0	137,0	0,34	1,8
7315	75	160	40	37	31	3,5	1,2	180,0	148,0	0,34	1,8
7317	85	180	44,50	41	35	4,0	1,5	230,0	195,0	0,34	1,7
7318	90	190	46,50	43	36	4,0	1,5	250,0	201,0	0,34	1,8
ГОСТ 27365-87 (повышенной грузоподъемности)											
Легкая серия											
7204А	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	26,0	16,6	0,35	1,7
7205А	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	29,2	21,0	0,37	1,6
7206А	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	38,0	25,5	0,37	1,6
7207А	35	72	18,5	17	15	2	0,8	48,4	32,5	0,37	1,6
7208А	40	80	20	18	16	2	0,8	58,3	40,0	0,37	1,6
7209А	45	85	21	19	16	2	0,8	62,7	50,0	0,40	1,5
7210А	50	90	22	20	17	2	0,8	74	55,0	0,43	1,4
7211А	55	100	23	21	18	2,5	0,8	84,2	61,0	0,40	1,5
7212А	60	110	24	22	19	2,5	0,8	91,3	70,0	0,40	1,5
7213А	65	120	25	23	20	2,5	0,8	108,0	78,0	0,40	1,5
7214А	70	125	26,5	24	21	2,5	0,8	119,0	89,0	0,43	1,4
7215А	75	130	27,5	25	22	2,5	0,8	130,0	100,0	0,43	1,4
7216А	80	140	28,5	26	22	3	1	140,0	114,0	0,43	1,4

Продолжение табл. 2П.15

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры	
	d	*D*	*T*	*B*	*c*	*r*	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}	*e*	*Y*
Средняя серия											
7304А	20	52	16,5	15	13	2	0,8	31,9	20,0	0,3	-
7305А	25	62	18,5	17	15	2	0,8	41,8	28,0	0,3	-
7306А	30	72	21	19	16	2	0,8	52,8	39,0	0,31	-
7307А	35	80	23	21	18	2,5	0,8	68,2	50,0	0,31	-
7308А	40	90	25,5	23	20	2,5	0,8	80,9	56,0	0,35	1,7
7309А	45	100	27,5	25	22	2,5	0,8	101,0	72,0	0,35	1,7
7310А	50	110	29,5	27	23	3	1	117,0	90,0	0,35	1,7
7311А	55	120	32	29	25	3	1	134,0	110,0	0,35	1,7
7312А	60	130	34	31	26	3,5	1,2	161,0	120,0	0,35	1,7
7313А	65	140	36,5	33	28	3,5	1,2	183,0	150,0	0,35	1,7
7314А	70	150	38,5	35	30	3,5	1,2	209,0	170,0	0,35	1,7
7315А	75	160	40,5	37	31	3,5	1,2	229,0	185,0	0,35	1,7
7316А	80	170	42,5	39	33	3,5	1,2	255,0	190,0	0,35	1,7

Таблица 2П.16

Подшипники роликовые конические однорядные с упорным бортом на наружном кольце. Размеры борта, мм (из ГОСТ 27365-87)



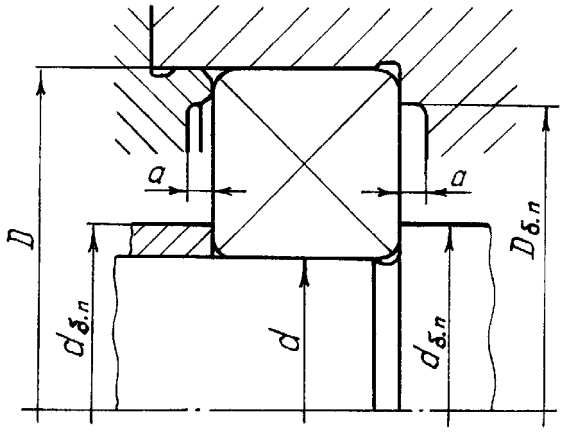
D	D_1	*h* для подшипников	
		7200А	7300А
47	51	3,0	3,0
52	57	3,5	3,5
62	67	3,5	4,0
72	77	4,0	4,0
80	85	4,0	4,5
85	90	4,0	-
90	95	4,0	4,5
100	106	4,5	5,0

Продолжение табл. 2П.16

D	*D*$_1$	*h* для подшипников	
		7200А	**7300А**
110	116	4,5	5,0
120	127	4,5	5,5
125	132	5,0	-
130	137	5,0	5,5
140	147	5,0	6,0
150	158	5,0	7,0
160	168	6,0	7,0
Примечание. Остальные параметры подшипников см. табл. 2П.15			

Таблица 2П.17

Диаметры буртиков (заплечиков) $d_{б.п}$ валов и $D_{б.п}$ корпусов для подшипников радиальных шариковых: однорядных (ГОСТ 8338-75) и сферических двухрядных (тип 1000, ГОСТ 28428-90), а также радиальных роликовых: с короткими цилиндрическими роликами (типы 2000 и 12000, ГОСТ 8328-75) и сферических двухрядных (ГОСТ 24698-81)



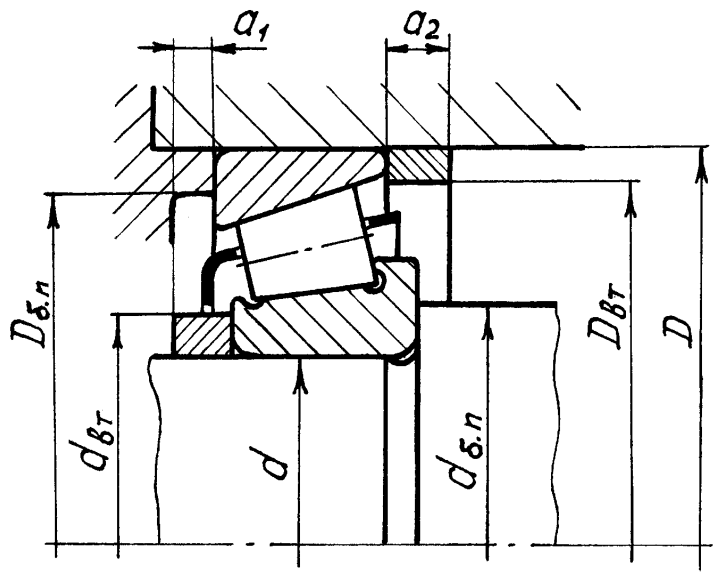
d	*D*	$d_{б.п}$, не менее	$d_{б.п}$, не более	$D_{б.п}$, не более	$D_{б.п}$, не менее	*a*, не менее
Легкие серии подшипников						
20	47	25	25,5	42	-	2
25	52	30	30,5	47	-	2
30	62	35	36	57	-	2
35	72	42	-	65	-	2
40	80	46,5	47,5	73	-	2
45	85	52	53	78	-	2
50	90	57	-	83	-	2
55	100	63	-	91	-	3
60	110	68	-	101	-	3

Продолжение табл. 2П.17

d	D	$d_{б.п}$, не менее	$d_{б.п}$, не более	$D_{б.п}$, не более	$D_{б.п}$, не менее	a, не менее
65	120	73	74	111	-	3
70	125	78	-	116	-	3
75	130	83	85	121	-	3
80	140	90	92	129	-	3
85	150	95	97	139	-	3
90	160	100	103	149	-	3
95	170	106	109	158	155	3
100	180	111	115	168	162	3
105	190	116	120	178	175	3
110	200	121	125	188	184	3
120	215	131	138	203	197	3
130	230	143	150	216	209	4
140	250	153	160	236	228	4
Средние серии диаметров						
20	52	26,5	-	45	-	2
25	62	31,5	32,5	55	-	2
30	72	36,5	39	65	-	2
35	80	43	44	71	-	2
40	90	48	50,5	81	80	2
45	100	53	56	91	89	2
50	110	60	63	99	98	2
55	120	64,4	67	111	109	3
60	130	71	-	118	116	3
65	140	76	78	128	125	3
70	150	81	85	138	136	3
75	160	86	90	148	144	3
80	170	91	98	158	155	3
85	180	98	103	166	163	3
90	190	103	108	176	172	3
95	200	109	115	186	180	3
100	215	113	122	201	195	3
105	225	118	128	211	205	3
110	240	123	135	226	215	3
120	260	133	145	246	232	4

Таблица 2П.18

Диаметры буртиков (заплечиков) $d_{б.п}$ валов и $D_{б.п}$ корпусов для роликовых конических однорядных подшипников по ТУ 37.006.162-89 и ГОСТ 27365-85



d	D	$d_{б.п}$, не менее	$d_{б.п}$, не более	$d_{вт}$ не, более	$D_{б.п}$, не менее	$D_{б.п}$, не более	$D_{вт}$, не менее	Узкие серии		Широкие серии	
								a_1, не менее	a_2, не менее	a_1, не менее	a_2, не менее
Легкие серии диаметров											
20	47	26	30	26	39	41	43,5	3	3	-	-
25	52	31	35	31	44	46	48,5	3	3	-	-
30	62	36	41	37	53	55	58,5	3	3	3	4
35	72	42	48	43	61	65	68,5	4	3	4	5
40	80	47	55	48	68	72	75,5	4	3,5	4	5,5
45	85	52	61	53	73	78	81,5	4	4,5	4	5,5
50	90	57	65	57	79	82	86,5	4	4,5	4	5,5
55	100	64	72	63	87	90	90,5	5	4,5	5	5,5
60	110	69	79	69	96	100	105,5	5	4,5	5	5,5
65	120	74	86	75	105	110	115	6	4,5	6	5,5
70	125	79	90	80	110	115	120	6	5	6	6
75	130	84	96	85	115	120	125	6	5	6	6
80	140	90	105	90	124	130	134	6	6	6	7
85	150	95	110	96	132	140	142,5	7	6,5	7	8,5
90	160	100	117	102	140	150	152,5	7	6,5	7	8,5
95	170	107	125	110	148	155	163	7	7,5	7	10
100	180	112	135	114	155	165	170	7	8	7	10
105	190	117	140	122	165	175	181	9	9	7	10
110	200	122	145	125	171	185	190	9	9	9	10
120	215	132	160	135	187	200	205	11	9,5	10	11,5

d	D	$d_{б.п}$, не менее	$d_{б.п}$, не более	$d_{вт}$, не более	$D_{б.п}$, не менее	$D_{б.п}$, не более	$D_{вт}$, не менее	Узкие серии		Широкие серии	
								a_1, не менее	a_2, не менее	a_1, не менее	a_2, не менее
Средние серии диаметров											
20	52	27	33	27	43	45	48,5	3	3	3	4
25	62	32	41	33	53	55	58,5	3	3	4	5
30	72	37	47	38	61	65	68	3	4,5	5	5,5
35	80	44	53	43	68	71	76	5	4,5	5	7,5
40	90	49	60	50	76	80	86	5	5	5	8
45	100	54	68	55	85	90	95	5	5	5	8
50	110	60	74	61	94	100	105	5	6	5	9
55	120	65	81	67	103	110	114	5	6,5	5	10,5
60	130	72	90	72	112	118	124	5	7,5	6	11,5
65	140	77	96	78	121	128	132	6	8	6	12
70	150	82	100	83	129	138	142	6	8	7	12
75	160	87	108	91	138	148	152	6	9	7	13
80	170	92	118	97	147	158	160	6	9,5	7	13,5
85	180	99	125	102	155	166	167	7	10,5	12	14
90	190	104	130	108	163	175	178	7	10,5	12	14
95	200	109	138	115	172	185	187	7	11,5	12	16,5
100	215	114	147	121	183	200	202	7	12,5	12	17,5
102	225	120	154	128	193	-	210	12	12,5	12	17,5
110	240	124	165	135	205	220	225	14	12,5	14	19,5
120	260	134	175	145	219	235	240	14	13,5	14	19,5

Примеры конструкций

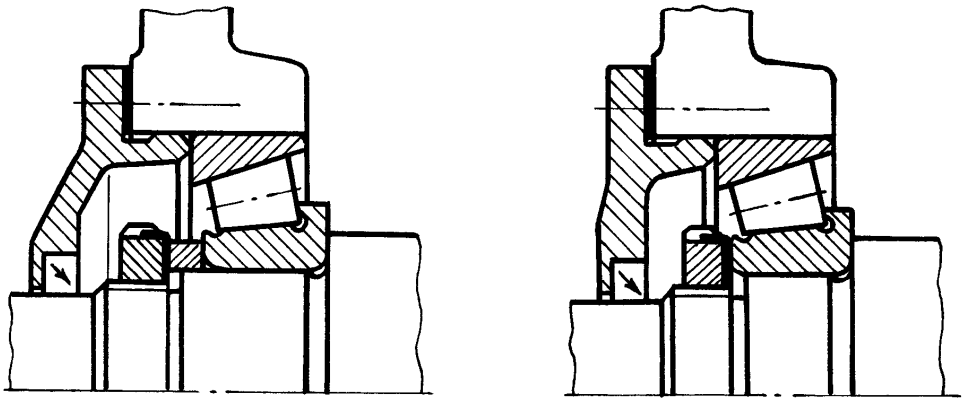
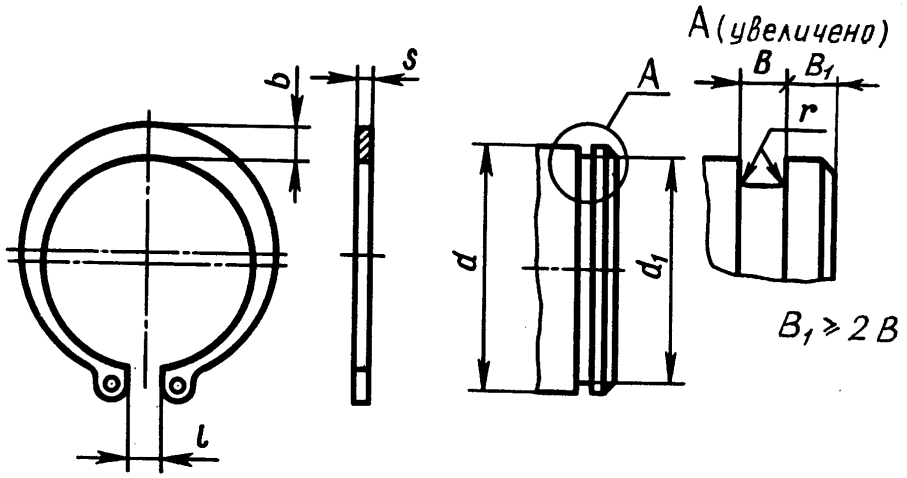


Таблица 2П.19

Кольца пружинные упорные плоские наружные эксцентрические (из ГОСТ 13942 – 86) и канавки для них, мм



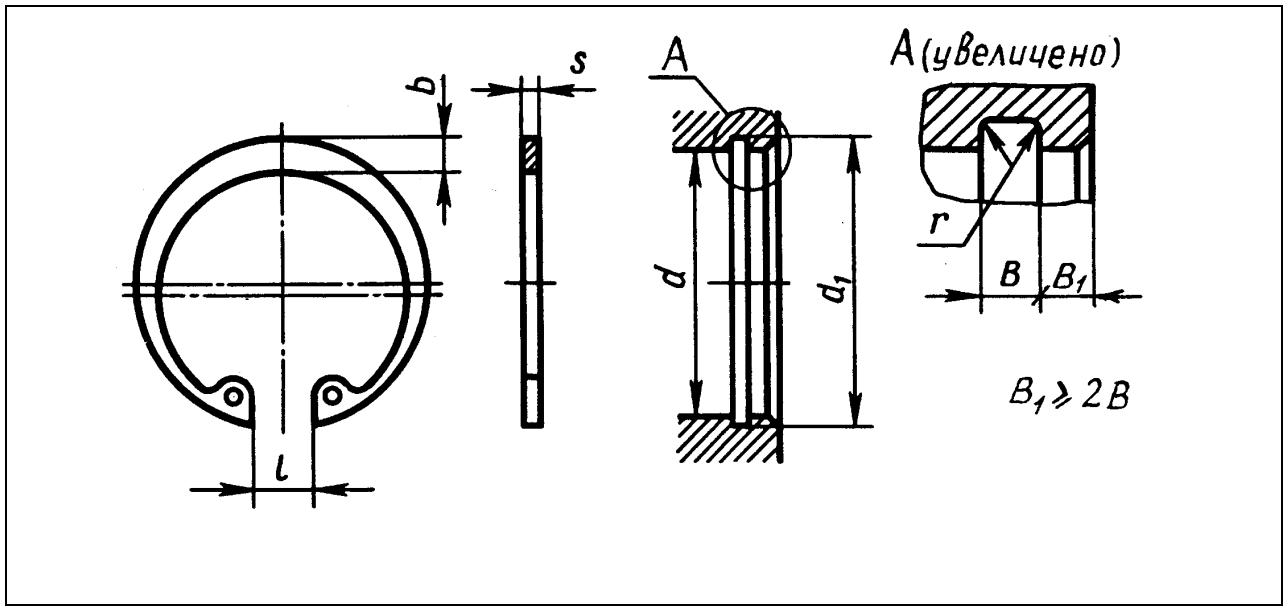
Диаметр вала *d*	Канавка			Кольцо			
	d_1	B	$r_{наиб}$	Допускаемая осевая сила, кН	s	b	l
20	18,6	1,4	0,1	10	1,2	3,2	3
22	20,6	1,4	0,1	11	1,2	3,2	3
23	21,5	1,4	0,1	12	1,2	3,2	3
24	22,5	1,4	0,1	13	1,2	3,6	3
25	23,5	1,4	0,1	14	1,2	3,6	3
26	24,5	1,4	0,1	14	1,2	4,0	3
28	26,5	1,4	0,1	16	1,2	4,0	3
29	27,5	1,4	0,1	16	1,2	4,0	3
30	28,5	1,4	0,1	17	1,2	4,0	3
32	30,2	1,4	0,1	21	1,2	4,4	3
34	32,2	1,4	0.2	22	1,2	4,4	3
35	33,0	1,9	0,2	26	1,7	4,9	6
36	34,0	1,9	0,2	27	1,7	4,9	6
37	35,0	1,9	0,2	28	1,7	4,9	6
38	36,0	1,9	0,2	29	1,7	4,9	6
40	37,5	1,9	0,2	38	1,7	5,5	6
42	39,5	1,9	0,2	39	1,7	5,5	6
45	42,5	1,9	0,2	42	1,7	5,5	6

Продолжение табл. 2П.19

Диаметр вала d	Канавка			Кольцо			
	d_1	B	$r_{наиб}$	Допускаемая осевая сила, кН	s	b	l
46	43,5	1,9	0,2	43	1,7	5,5	6
48	45,5	1,9	0,2	45	1,7	5,5	6
50	47,0	2,2	0,2	57	2,0	6,0	6
52	49,0	2,2	0,2	59	2,0	6,0	6
54	51,0	2,2	0,2	61	2,0	6,0	6
55	52,0	2,2	0,2	62	2,0	6,0	6
56	53,0	2,2	0,2	64	2,0	6,0	6
58	55,0	2,2	0,2	66	2,0	6,5	6
60	57,0	2,2	0,2	68	2,0	6,5	6
62	59,0	2,2	0,2	71	2,0	6,5	6
65	62,0	2,8	0,3	74	2,5	6,5	6
68	65,0	2,8	0,3	78	2,5	7,0	6
70	67,0	2,8	0,3	80	2,5	7,0	6
72	69,0	2,8	0,3	82	2,5	7,0	6
75	72,0	2,8	0,3	86	2,5	8,0	6

Таблица 2П.20

Кольца пружинные упорные плоские внутренние эксцентрические (из ГОСТ 19343 – 86) и канавки для них, мм

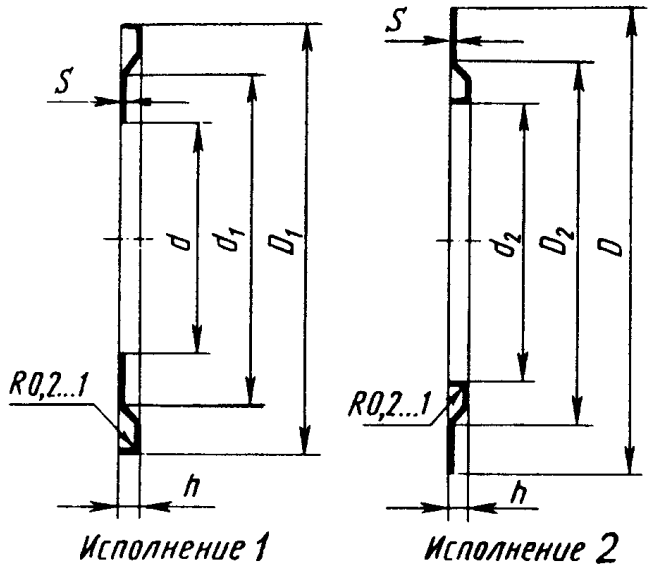


Продолжение табл. 2П.20

Диаметр отверстия d	Канавка			Кольцо			
	d_1	B	$r_{наиб}$	Допускаемая осевая сила, кН	s	b	l
40	42,5	1,9	0,2	40	1,7	4,2	12
42	44,5	1,9	0,2	42	1,7	4,2	12
45	47,5	1,9	0,2	45	1,7	4,2	14
46	48,5	1,9	0,2	45	1,7	4,5	14
47	49,5	1,9	0,2	47	1,7	4,5	14
48	50,5	1,9	0,2	48	1,7	4,5	14
50	53,0	1,9	0,2	60	1,7	4,5	14
52	55,0	1,9	0,2	62	1,7	5,1	16
54	57,0	1,9	0,2	64	1,7	5,1	16
55	58,0	1,9	0,2	66	1,7	5,1	16
56	59,0	1,9	0,2	67	1,7	5,1	16
58	61,0	1,9	0,2	69	1,7	5,1	16
60	63,0	1,9	0,2	72	1,7	5,1	16
62	65,0	1,9	0,2	74	1,7	5,1	16
65	68,0	1,9	0,2	78	1,7	5,1	16
68	71,0	1,9	0,2	81	1,7	5,1	16
70	73,0	1,9	0,2	84	1,7	6,1	16
72	75,0	1,9	0,2	86	1,7	6,1	18
75	78,0	1,9	0,2	89	1,7	6,1	18
78	81,0	2,2	0,2	93	2,0	6,1	18
80	83,5	2,2	0,2	112	2,0	6,1	18
82	85,5	2,2	0,2	114	2,0	6,1	18
85	88,5	2,2	0,2	118	2,0	6,1	20
88	91,5	2,2	0,2	123	2,0	6,1	20
90	93,5	2,2	0,2	125	2,0	7,3	20
92	95,5	2,2	0,2	128	2,0	7,3	20
95	98,5	2,2	0,2	133	2,0	7,3	20
98	101,5	2,2	0,2	137	2,0	7,3	20
100	103,5	2,2	0,2	139	2,0	7,3	20
102	106	2,8	0,3	163	2,5	7,3	22
105	109	2,8	0,3	168	2,5	7,3	22
108	112	2,8	0,3	173	2,5	8,5	22
110	114	2,8	0,3	175	2,5	8,5	22
112	116	2,8	0,3	178	2,5	8,5	22
115	119	2,8	0,3	183	2,5	8,5	22
120	124	2,8	0,3	191	2,5	8,5	22
125	129	2,8	0,3	198	2,5	9,7	22
130	134	2,8	0,3	206	2,5	9,7	24
Пример обозначения кольца для отверстия d=80 мм: Кольцо 80 ГОСТ 13943–86							

Таблица 2П.21

Стальные уплотнительные шайбы, мм

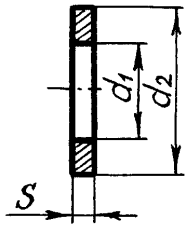


Диаметры подшипника		Общие размеры		Исполнение 1			Исполнение 2		
d	***D***	***s***	***h***	D_1	***d***	d_1	d_2	***D***	D_2
20	47	0,3	2	41,2	20	29	25,7	47	37
20	52	0,3	2	44,8	20	33	27,2	52	40
25	52	0,3	2,5	47	25	36	31,5	52	42
25	62	0,3	2,5	54,8	25	40	32,2	62	47
30	62	0,3	2,5	56,2	30	44	36,3	62	47
30	72	0,3	2,5	64,8	30	48	37,2	72	56
35	72	0,3	2,5	64,8	35	48	43	72	56
35	80	0,3	2,5	70,7	35	54	45	80	65
40	80	0,3	3	72,7	40	57	48	80	62
40	90	0,3	3	80,5	40	60	51	90	70
45	85	0,3	3	77,8	45	61	53	85	68
45	100	0,3	3	90,8	45	75	56	100	80
50	90	0,3	3	82,8	50	67	57,5	90	73
50	110	0,3	3	98,9	50	80	62	110	86
55	100	0,3	3	90,8	55	75	64,5	100	80
55	120	0,3	3	108	55	89	67	120	93
60	110	0,3	3	100,8	60	85	70	110	85
60	130	0,3	3	117,5	60	95	73	130	102
65	120	0,3	3	110,5	65	90	74,5	120	95
65	140	0,3	3,5	127,5	65	100	72,5	140	110
70	125	0,3	3,5	115,8	70	95	79,5	125	102
70	150	0,5	3,5	137	70	110	82,6	150	120
75	130	0,5	3,5	120,5	75	100	85	130	105
75	160	0,5	3,5	147	75	110	87,2	160	125

Таблица 2П.22

Шайбы (из ГОСТ 11371-78), мм

Исполнение 1



Номинальные диаметры резьбы болта, винта, шпильки	d_1	d_2	s
6	6,4	12,5	1,6
8	8,4	17,0	1,6
10	10,5	21,0	2,0
12	13,0	24,0	2,5
14	15,0	28,0	2,5
16	17,0	30,0	3,0
18	19,0	34,0	3,0
20	21,0	37,0	3,0
22	23,0	39,0	3,0
24	25,0	44,0	4,0

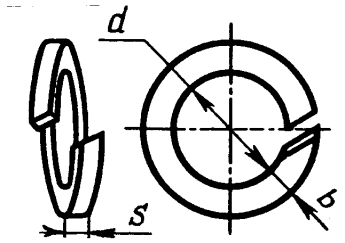
Примечания: 1. Пример условного обозначения шайбы исполнения 1 для крепежной детали диаметром 12 мм, установленной толщины, из материала группы 02 (сталь ВСт 3), с покрытием 02 толщиной 9 мкм:

Шайба 12.02 В Ст 3.029 ГОСТ 11371-78 .

2. Стандарт предусматривает шайбы исполнения 2 – с фасками

Таблица 2П.23

Шайбы пружинные (из ГОСТ 6402–70), мм



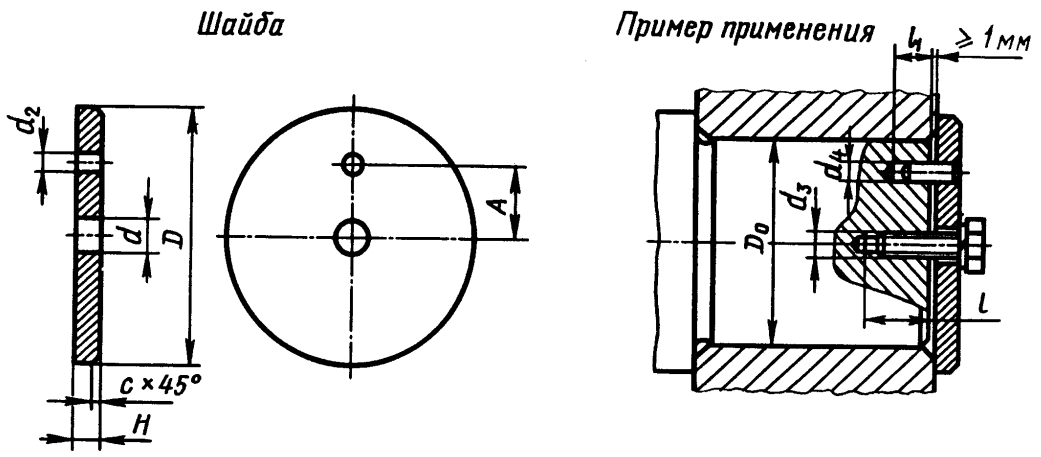
Номинальные диаметры резьбы болта, винта, шпильки	d	$s = b$	**Номинальные диаметры резьбы болта, винта, шпильки**	d	$s = b$
6	6,1	1,6	18	18,3	4,0
8	8,1	2,0	20	20,5	4,5
10	10,2	2,5	22	22,5	5,0
12	12,2	3,0	24	24,5	5,5

Продолжение табл. 2П.23

14 16	14,2 16,3	3,2 3,5	27	27,5	6,0
Примечание. Пример условного обозначения пружинной шайбы для болта, винта, шпильки диаметром резьбы 12 мм из стали 65Г, с покрытием 02 толщиной 9 мкм: Шайба 12.65 Г. 029 ГОСТ 6402-70					

Таблица 2П.24

Концевые шайбы (из ГОСТ 14734 – 69), мм

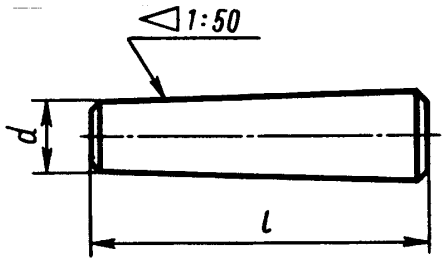


Обозначение	D	H	A±0,2	d	d_2	c	D_0	d_3	d_4K7	l	l_1	Болт по ГОСТ 7798–70	Штифт по ГОСТ 3128–70
7019—0623	32	5	9	6,6	4,5	1,0	24…28	M6	4	18	12	M6×16	2.4 × 12
7019—0625	36		10				28…32						
7019—0627	40		10				32…36						
7019—0629	45		12				36…40						
7019—0631	50		16				40…45						
7019—0633	56		16				45…50						
7019—0635	63	6	20	9,0	5,5	1,6	50…55	M8	5	22	16	M8×20	2.5 × 16
7019—0637	67		20				55…60						
7019—0639	71		25				60…65						
7019—0641	75		25				65…70						
7019—0643	85		28				70…75						
7019—0645	90		28				75…80						

Примечание. Пример условного обозначения концевой шайбы D=50 мм:
Шайба 7019 – 0631 ГОСТ 14734 – 69 .

Таблица 2П.25

Штифты конические, исполнение 2, класс точности В (из ГОСТ 3129—70), мм



d	6	8	10	12
l	20…40	25…50	30…60	35…70

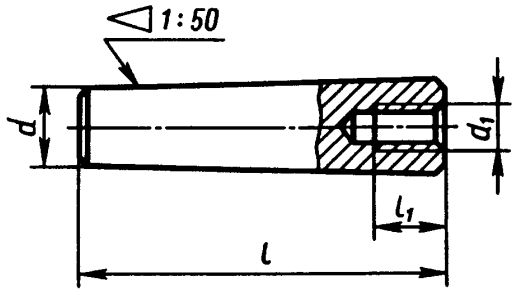
Примечания:

1. Размер *l* в заданных пределах брать из ряда чисел 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80.
2. Пример условного обозначения конического штифта *d*=10 мм, *l*=50 мм:

Штифт 2.10×50 ГОСТ 3129 – 70.

Таблица 2П.26

Штифты конические с внутренней резьбой, исполнение 2, класс точности В (из ГОСТ 9464—79), мм



d	8	10	12	16
d_1	M5	M6	M8	M10
l_1	9	10	12	16
l	25…50	30…60	35…70	40…80

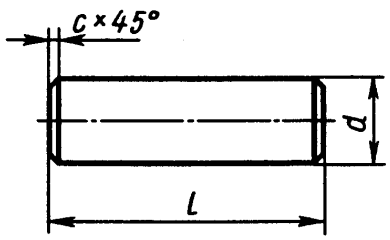
Примечания:

1. Размер *l* в заданных пределах брать из ряда чисел, приведенных в табл.2 П.25.
2. Пример условного обозначения конического штифта с внутренней резьбой и размерами штифта *d*=10 мм, *l*=60 мм:

Штифт 2.10×60 ГОСТ 9464 – 79.

Таблица 2П.27

Штифты цилиндрические, исполнение 2, класс точности В (из ГОСТ 3128 – 70), мм



d	6	8	10	12	16
c *l*	1 20…40	1,2 25…50	1,6 30…60	1,6 35…70	2 40…80

Примечания:

1. Размер *l* в заданных пределах брать из ряда чисел, приведенных в табл.2 П.25.
2. Пример условного обозначения штифта *d*=10 мм, *l*=60 мм:

   Штифт 2.10×60 ГОСТ 3128 – 70.
3. Предельные отклонения диаметра *d* – по m6 (h8 , h11)

Таблица 2П.28

Технические требования к крепежным резьбовым деталям

Класс прочности		**$\sigma_в$, МПа**	**$\sigma_т$, МПа**	**Марка стали**	
Болта, винта, шпильки	**гайки**			**Болт, винт, шпилька**	**гайка**
3.6	4	300…490	200	Ст 3; 10	Ст 3
4.6	5	400…550	240	20	
4.8			320	0; 10кп	
5.6	6	500…700	300	30; 35	10
5.8			400	10*; 10кп*; 20	
6.6	8	600…800	360	35; 45; 40Г	15
6.8			480		
8.8	10	800…1000	640	35**;35Х;38ХА; 45Г	20; 35; 45
9.8		900…1000	720	35Х; 38ХА; 45Г	
10.9	12	1000…1200	900	40Г2; 40Х; 30ХГСА; 16ХСН	35 Х; 38 ХА
12.9		1200…1400	1080	35ХГСА	

Примечания: 1. Классы прочности болтов, винтов и шпилек при нормальной температуре установлены ГОСТ 1759.4 – 87. Класс прочности обозначен двумя числами, разделенными точкой. Первое из этих чисел, умноженное на 100, определяет минимальную величину σ_B в МПа, второе число, умноженное на 10, – отношение σ_T к σ_B в процентах. Произведение чисел, умноженное на 10, определяет σ_T в МПа.

2. Для гаек из углеродистых нелегированных и легированных сталей при нормальной температуре установлены по ГОСТ 1759.5 – 87 следующие классы прочности: 4; 5; 6; 8; 9; 10; 12 – для гаек с номинальной высотой $H \geq 0{,}8$ d; 04; 05 – для гаек с номинальной высотой $0{,}5 \leq H < 0{,}8$ d .

3. * Для болтов, винтов и шпилек с $d \leq 12$ мм.

4. ** Для болтов, винтов и шпилек с $d \leq 16$ мм.

5. Крепежные изделия выпускаются грубой точности (класс С), нормальной точности (класс В) и повышенной точности (класс А) без покрытия или с покрытиями.

6. Условное обозначение видов покрытий крепежных деталей:

Вид покрытия	Условное обозначение вида покрытия: а) по ГОСТ 9.306 – 85	б) цифровое
Цинковое, хроматированное	Ц. Хр	01
Кадмиевое, хроматированное	Кд. Хр	02
Многослойное: медь – никель	М.Н	03
Многослойное: медь – никель – хром	М. Н. Х. б	04
Окисное, пропитанное маслом	Хим. Окс. прм	05
Фосфатное, пропитанное маслом	Хим. Фос. прм	06
Оловянное	О	07
Медное	М	08
Цинковое	Ц	09
Цинковое, горячее	Гор. Ц	09
Окисное, наполненное хроматами	Ан. Окс. нхр	10
Окисное из кислых растворов	Хим. Пас	11
Серебряное	Ср	12
Никелевое	Н	13

7. Толщину покрытия для определенного материала выбирают по ГОСТ 9.303 – 84.

8. По ГОСТ 1759.0 – 87 полные условные обозначения болтов, винтов и шпилек из углеродистых сталей классов прочности 3.6 … 6.8, гаек из углеродистых сталей классов прочности 4…8 и 04 должны содержать следующие сведения (например):

Болт А2 М12 × 1,5 LH – 6g×60.58.С. 029 ГОСТ … ,

где Болт – наименование детали; А – класс точности (класс точности В не указывают если предусмотрены на данное изделие классы точности А и В); 2 – исполнение (исполнение 1 не указывают); М12 – тип и номинальный диаметр резьбы; 1,5 – мелкий шаг резьбы в мм (крупный шаг резьбы не указывают); LH – левая резьба (для правой не указывают); 6g – поле допуска резьбы; 60 – длина болта; 58 – класс прочности (точку между цифрами не ставят) или группа; С – указание о применении спокойной стали (при обозначении изделия, изготовленного из автоматной стали, после числа, обозначающего класс прочности, указывают букву А); 02 – цифровое обозначение вида покрытия (без покрытия не указывают); 9 – толщина покрытия (9 мкм); ГОСТ …

9. В условном обозначении болтов, винтов и шпилек классов прочности 8.8 и выше и гаек классов прочности 5, 8 и выше изделий из коррозионно-стойких, жаростойких, жаропрочных и теплоустойчивых сталей вместо указания о применении спокойной стали обозначают марку применяемой стали.

10. Если стандартом на конкретные болт, винт или шпильку предусмотрено три класса точности, то в условном обозначении перед исполнением ставят соответствующую букву (А, В или С).

Таблица 2П.29

Диаметры и шаги метрической резьбы (выборка из ГОСТ 8724 – 81)

Диаметр *d*, мм	**Шаг *P*, мм**	
	крупный	**мелкий**
6	1	0,75; 0,5
8	1,25	1; 0,75; 0,5
10	1,5	1,25; 1; 0,75; 0,5
12	1,75	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5
14*	2	1,5; 1,25; 1; 0,75; 0,5
16	2	1,5; 1; 0,75; 0,5
18*	2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5
20	2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5
22*	2,5	2; 1,5; 1; 0,75; 0,5
24	3	2; 1,5; 1; 0,75
27*	3	2; 1,5; 1; 0,75
30	3,5	2; 1,5; 1; 0,75
33*	3,5	(3); 2; 1,5; 1; 0,75
36	4	3; 2; 1,5; 1
39*	4	(3); 2; 1,5; 1
42	4,5	(4); 3; 2; 1,5; 1
45*	4,5	(4); 3; 2; 1,5; 1
48	5	(4); 3; 2; 1,5; 1
52*	5	(4); 3; 2; 1,5; 1
56	5,5	4; 3; 2; 1,5; 1
60*	(5,5)	4; 3; 2; 1,5; 1
64	6	4; 3; 2; 1,5; 1
68*	6	4; 3; 2; 1,5; 1
72	–	6; 4; 3; 2; 1,5; 1

Примечания : 1. Резьбы, диаметры которых не отмечены звездочками составляют первый ряд, отмеченные звездочками - второй ряд.

2. Следует предпочитать первый ряд.

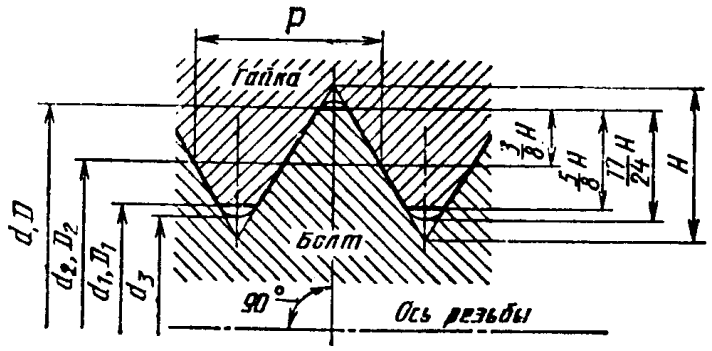
3. Стандарт предусматривает 3-й ряд.

4. Шаги резьб, заключенные в скобки, по возможности не применять.

Таблица 2П.30

Метрическая резьба (ГОСТ 24705 – 81)

Размеры, мм



Диаметр *d*	Шаг *P*	Диаметр резьбы			
		$d = D$	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	d_3
6	1	6	5,350	4,917	4,773
6	0,75	6	5,513	5,188	5,080
6	0,5	6	5,675	5,459	5,387
8	1,25	8	7,188	6,647	6,466
8	1	8	7,350	6,917	6,773
8	0,75	8	7,513	7,188	7,080
8	0,5	8	7,675	7,459	7,387
10	1,5	10	9,026	8,376	8,160
10	1,25	10	9,188	8,647	8,466
10	1	10	9,350	8,917	8,773
10	0,75	10	9,513	9,188	9,080
10	0,5	10	9,675	9,459	9,387
12	1,75	12	10,863	10,106	9,853
12	1,5	12	11,026	10,376	10,160
12	1,25	12	11,188	10,647	10,466
12	1	12	11,350	10,917	10,773
12	0,75	12	11,513	11,188	11,080
12	0,5	12	11,675	11,459	11,387
14	2	14	12,701	11,835	11,546
14	1,5	14	13,026	12,376	12,160
14	1,25	14	13,188	12,647	12,466
14	1	14	13,350	12,917	12,773
14	0,75	14	13,513	13,188	13,080
14	0,5	14	13,675	13,459	13,387
16	2	16	14,701	13,835	13,546
16	1,5	16	15,026	14,376	14,160
16	1	16	15,350	14,917	14,773
16	0,75	16	15,513	15,188	15,080
16	0,5	16	15,675	15,459	15,387

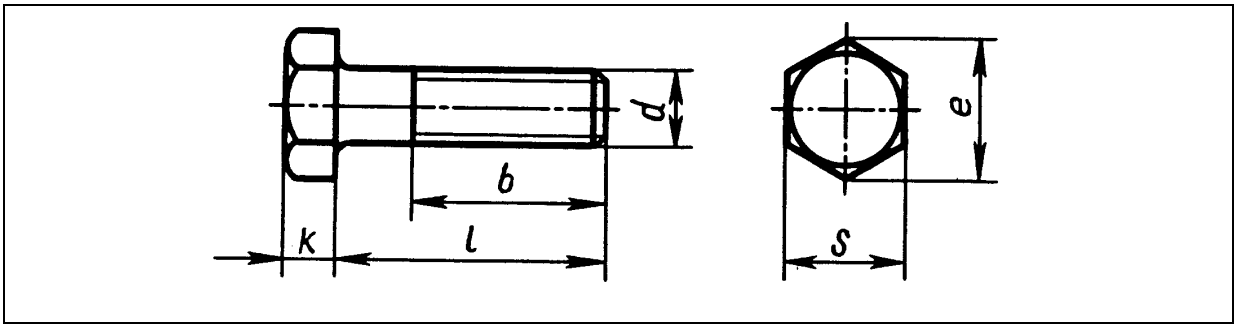
Продолжение табл. 2П.30

Диаметр d	Шаг P	Диаметр резьбы			
		$d = D$	$d_2 = D_2$	$d_1 = D_1$	d_3
18	2,5	18	16,376	15,294	14,933
18	2	18	16,701	15,835	15,546
18	1,5	18	17,026	16,376	16,160
18	1	18	17,350	16,917	16,773
18	0,75	18	17,513	17,188	17,080
18	0,5	18	17,675	17,459	17,387
20	2,5	20	18,376	17,294	16,933
20	2	20	18,701	17,835	17,546
20	1,5	20	19,026	18,376	18,160
20	1	20	19,350	18,917	18,773
20	0,75	20	19,513	19,188	19,080
20	0,5	20	19,675	19,459	19,387
22	2,5	22	20,376	19,294	18,933
22	2	22	20,701	19,835	19,546
22	1,5	22	21,026	20,376	20,160
22	1	22	21,350	20,917	20,773
22	0,75	22	21,513	21,188	21,080
22	0,5	22	21,675	21,459	21,387
24	3	24	22,051	20,752	20,319
24	2	24	22,701	21,835	21,546
24	1,5	24	23,026	22,376	22,160
24	1	24	23,350	22,917	22,773
24	0,75	24	23,513	23,188	23,080

Таблица 2П.31

Болты с шестигранной головкой класса точности А (ГОСТ 7805 – 70);
болты с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А (ГОСТ 7808 – 70)

Размеры в мм



Продолжение табл. 2П.31

d	Головка болта						*l*	*b*	*b* = *l* при *l* ≤
	ГОСТ 7805 –70			ГОСТ 7808 – 70					
	S	*k*	*e*	*S*	*k*	*e*			
6	10	4,0	11,0	—	—	—	8…90	18	20
8	13	5,5	14,4	12	5	13,2	8…100	22	25
10	17	7,0	18,9	14	6	15,5	10…150	26	30
12	19	8,0	21,1	17	7	18,9	14…150	30	32
(14)	22	9,0	24,5	19	8	21,1	16…150	34	38
16	24	10,0	26,8	22	9	24,5	18…150	38	40
(18)	27	12,0	30,2	24	10	26,8	20…150	42	45
20	30	13,0	33,6	27	11	30,2	25…150	46	50
(22)	32	14,0	35,8	30	12	33,6	30…150	50	55
24	36	15,0	40,3	32	13	35,8	32…150	54	60
(27)	41	17	45,9	36	15	40,3	35…150	60	65
30	46	19,0	51,6	41	17	45,9	40…150	66	70
36	55	23,0	61,7	50	20	56,1	50…150	78	85
42	65	26,0	73,0	60	23	67,4	55…150	90	100
48	75	30,0	84,3	70	26	78,6	65…150	102	110

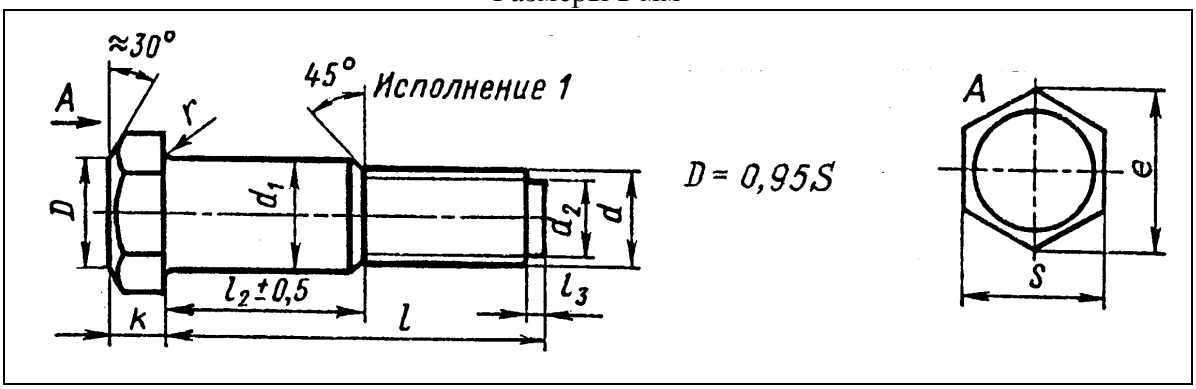
Примечания: 1. Класс А – повышенной точности. 2. Болт исполнения 1 – без отверстий в головке и стержне. 3. Размер *d* в скобках по возможности не применять. 4. Размер *l* в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150 мм.
5. Пример условного обозначения болта по ГОСТ 7805 – 70 при *d* = 12 мм, длиной *l* = 60 мм, класса прочности 6.6, исполнения 1 с крупным шагом резьбы поля допуска 6g, с покрытием 05 (окисное, пропитанное маслом) в соответствии с рекомендациями, изложенными в табл. 2П.28:

Болт М12 – 6g × 60.66.05 ГОСТ 7805 – 70

Таблица 2П.32

Болты класса точности А с шестигранной уменьшенной головкой для отверстий из-под развертки по ГОСТ 7817 – 80

Размеры в мм



Продолжение табл.2П.32

d	d_1	*S*	*k*	*e*	d_2	l_3	*r*	*l*	$l-l_2$	*l*	$l-l_2$
6	7	10	4	11,0	4	1,5	0,5	18…35	12	38…75	15
8	9	12	5	13,2	5,5	1,5	0,5	28…35	15	38…80	18
10	11	14	6	15,5	7	2	0,6	30…35	18	110...120	25
								38…150	20		
12	13	17	7	18,9	8,5	2	0,8	32…105	22	110…180	28
(14)	15	19	8	21,1	10	3	0,8	40…105	25	110…200	30
16	17	22	9	24,5	12	3	1,0	45…105	28	110…200	32
(18)	19	24	10	26,8	13	3	1,0	55…105	30	110…200	35
20	21	27	11	30,2	15	4	1,0	55…105	32	110…200	38
(22)	23	30	12	33,6	17	4	1,0	55…105	35	110…200	40
24	25	32	13	35,8	18	4	1,2	60…105	38	110…200	45
(27)	28	36	15	40,3	21	5	1,2	70…105	42	110…200	48
30	32	41	17	45,9	23	5	1,2	75…210	50	220…240	60
36	38	50	20	56,1	28	6	1,6	90…210	55	220…300	65
42	44	60	23	67,4	33	7	1,6	110…210	65	220…300	75
48	50	70	26	78,6	38	8	1,6	120…210	70	220…300	80

Примечания: 1. Размер *l* в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200, 220, 240, 260, 280, 300 мм.

2. Размер *d*, заключенный в скобки, по возможности не применять.

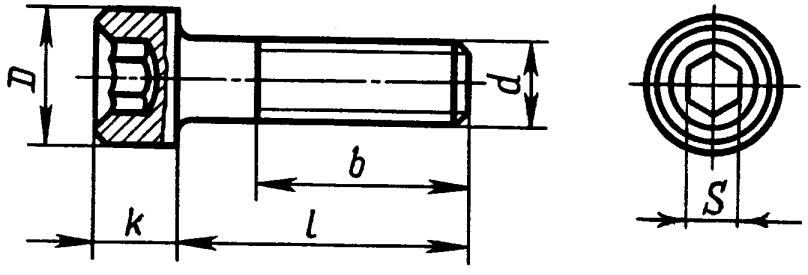
3. Пример условного обозначения болта при *d* = 12 мм, длиной *l* = 50 мм класса прочности 10.9 из стали 40Х с крупным шагом резьбы поля допуска 6g без покрытия:

Болт М12 – 6g×50.109.40Х ГОСТ 7817 – 80

Таблица 2П.33

Винты с цилиндрической головкой и шестигранным углублением «под ключ» класса точности А (ГОСТ 11738 – 84)

Размеры в мм



Продолжение табл. 2П.33

d	*D*	*k*	*S*	*l*	*b*	*l*	*b*	*b=l* при *l* ≤
6	10	6	5	10…60	18	—	—	20
8	13	8	6	12…80	22	—	—	25
10	16	10	8	16…100	26	—	—	30
12	18	12	10	18…120	30	130	36	30
(14)	21	14	12	20…120	34	130	38	40
16	24	16	14	25…120	38	130…160	44	40
20	30	20	17	30…120	46	130…200	52	50
24	36	24	19	35…120	54	130…200	60	60
30	45	30	22	55…120	66	130…200	72	70
36	54	36	27	70…120	78	130…200	84	85
42	63	42	32	80…120	90	130…200	96	95
48	72	48	36	90…120	102	130…200	108	110

Примечания: 1. Размер *l* в указанных пределах брать из следующего ряда чисел: 10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110, 120, 130, 140, 150, 160, 170, 180, 190, 200 мм.

2. Винты с диаметрами *d*, заключенными в скобки, по возможности не применять.

3. Механические свойства винтов должны соответствовать классам прочности 8.8 и 12.9. Допускается изготовлять винты с механическими свойствами, соответствующими классам прочности 5.6; 6.6; 6.8 и 10.9.

4. Винты должны изготовляться с покрытиями: окисным, пропитанным маслом (05); цинковым хроматированным (01) и кадмиевым хроматированным (02). Толщина покрытий 6…9 мкм. Допускается изготавливать винты без покрытия.

5. Примеры условных обозначений в соответствии с рекомендациями табл. 2П.28:

5.1. Винт с диаметром резьбы *d* = 12 мм, с крупным шагом резьбы поля допуска 6g, длиной *l* = 25 мм, класса прочности 6.6 с покрытием 05:

Винт М12 – 6g×25.66.05 ГОСТ 11738 – 84.

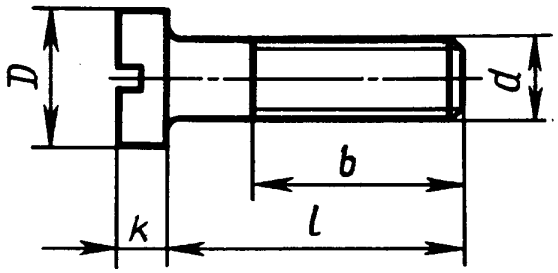
5.2. То же класса прочности 10.9, из стали 40Х:

Винт М12 – 6g×25.109.40Х.05 ГОСТ 11738 – 84

Таблица 2П.34

Винты с цилиндрической головкой классов точности А и В по ГОСТ 1491 – 80

Размеры в мм



d	*D*	*k*	*l*	*b*	***b* = *l* при *l* ≤**
6	10	4	8…50	18	20
8	13	5	12…60	22	25
10	16	6	20…70	26	30
12	18	7	25…80	30	30
16	24	9	30…90	38	40
20	30	11	40…120	46	50

Примечания: 1. Размер *l* в указанных пределах брать из следующего ряда чисел:10, 12, 14, 16, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 50, 60, 65, 70, 75, 80, 90, 100, 110 мм.

2. Примеры условных обозначений винтов:

2.1. Винт класса точности А, диаметром резьбы *d* = 12 мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6g, длиной *l* = 40 мм, класса прочности 5.6 без покрытия:

Винт А. М12 – 6g × 40.56 ГОСТ 1491 – 80.

2.2. То же, класса точности В с покрытием 05:

Винт В. М12 – 6g × 40.56.05 ГОСТ 1491 – 80.

2.3. Условные обозначения винтов для других технических требований, предъявляемых к ним, см. табл. 2П.28.

Таблица 2П.35

Винты установочные с прямым шлицем классов точности А и В: с коническим концом (из ГОСТ 1476 – 93); с цилиндрическим концом (из ГОСТ 1478 – 93)

Размеры в мм

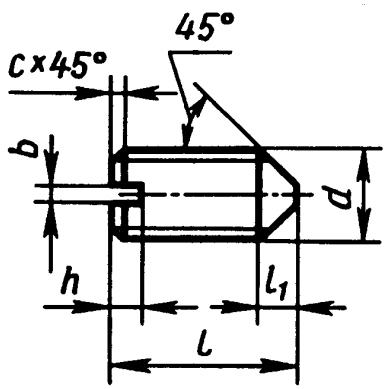


Рис. 1

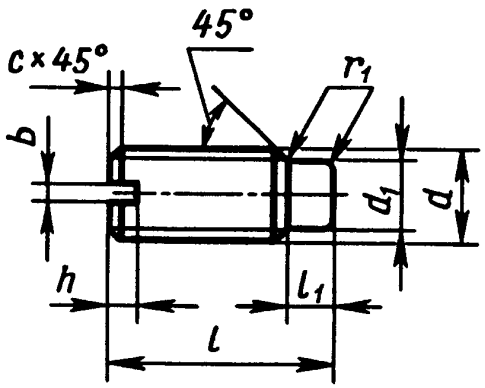


Рис. 2

Общие размеры				**По ГОСТ 1476–93 (рис. 1)**		**По ГОСТ 1478 – 93 (рис 2)**			
d	***b***	***h***	***c***	l_1	***l* от … до**	d_1	r_1**,не более**	l_1	***l* от…до**
5	0,8	1,8	1,0	—	5 — 25	3,5	0,3	2,5	8 — 25
6	1,0	2,0	1,0	2,5	6 — 30	4,5	0,4	3,0	8 — 35
8	1,2	2,5	1,6	3,0	8 — 40	6,0	0,4	4,0	10 — 40
10	1,6	3,0	1,6	4,0	10 — 50	7,5	0,5	4,5	12 — 50
12	2,0	3,5	1,6	5,0	12 — 50	9,0	0,6	6,0	14 — 50

Примечания: 1. Ряд длин *l* винтов: 6; 8; 10; 12; (14); 16; (18); 20; (22); 25; (28); 30; 35; 40; 45; 50 мм.

2. Длины *l* , приведенные в скобках, применять не рекомендуется.

3. Примеры условных обозначений:

3.1. Винт с коническим концом по ГОСТ 1476 – 93 класса точности А, с диаметром резьбы *d* = 12 мм, с полем допуска 6g, длиной *l* = 40 мм, класса прочности 14Н, без покрытия:

Винт А. М12 – 6g × 40.14Н ГОСТ 1476 – 93.

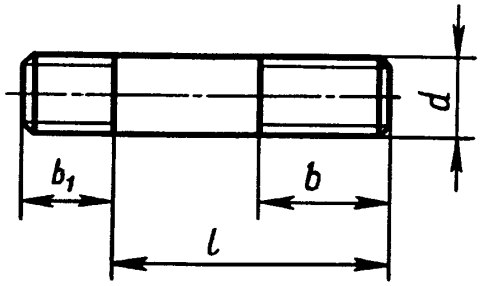
3.2. То же, класса точности В с покрытием 05:

Винт В. М12 – 6g × 40.14Н.05 ГОСТ 1476 – 93

Таблица 2П.36

Шпильки классов точности А и В с ввинчиваемым концом длиной 1*d* (ГОСТ 22032 – 76), 1,25*d* (ГОСТ 22034 – 76), 1,6*d* (ГОСТ 22036 – 76)

Размеры в мм



d	8	10	12	16	20
b_1	8; 10; 14	10; 12; 16	12; 15; 20	16; 20; 25	20; 25; 32
l	***b***				
16	10	12	–	–	–
20	14	16	–	–	–
25	19	18	18	–	–
30	22	22	22	–	–
35	22	26	26	26	–
40	22	26	30	30	30
45	22	26	30	34	34
50	22	26	30	38	38
55	22	26	30	38	42
60 …150	22	26	30	38	46

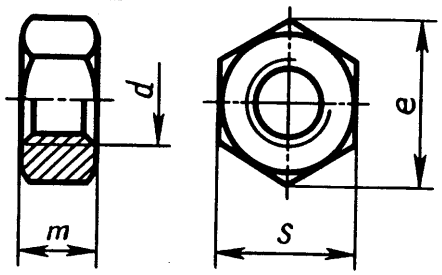
Примечания: 1. Размер *l* от 60 до 150 мм брать из ряда чисел: 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150 мм.

2. Пример условного обозначения шпильки с диаметром резьбы d = 12 мм, с крупным шагом резьбы поля допуска 6g, длиной l = 100 мм, с ввинчиваемым концом b_1 = 1,25 d , класса прочности 6.6 с покрытием 05 в соответствии с рекомендациями, изложенными в табл. 2П.28:

Шпилька М12 – 6g × 100.66.05 ГОСТ 22034 – 76

Таблица 2П.37

Гайки шестигранные с уменьшенным размером «под ключ» класса точности А (из ГОСТ 2524 – 70), мм



d	8	10	12	(14)	16	(18)	20	(22)	24
S	12	14	17	19	22	24	27	30	32
e	13,2	15,5	18,9	21,9	24,5	27,6	30,2	34,6	35,8
m	6,5	8	10	11	13	15	16	18	19

Примечания: 1. Пример условного обозначения гайки исполнения 1 диаметром резьбы d = 12 мм, с крупным шагом резьбы, с полем допуска 6Н, класса прочности 5, без покрытия:

Гайка М12 – 6Н.5 ГОСТ 2524 – 70.

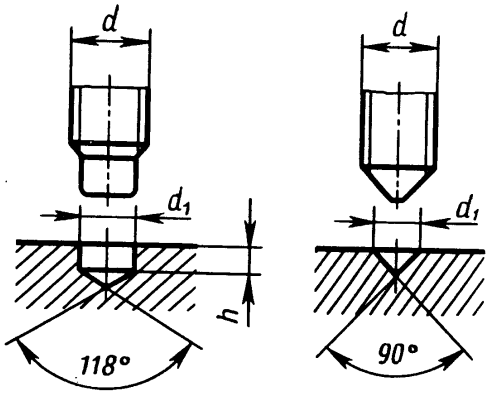
2. То же, с покрытием 05:

Гайка М12 – 6Н.5.05 ГОСТ 2524 – 70

3. Размеры гаек без скобок предпочтительны к применению

Таблица 2П.38

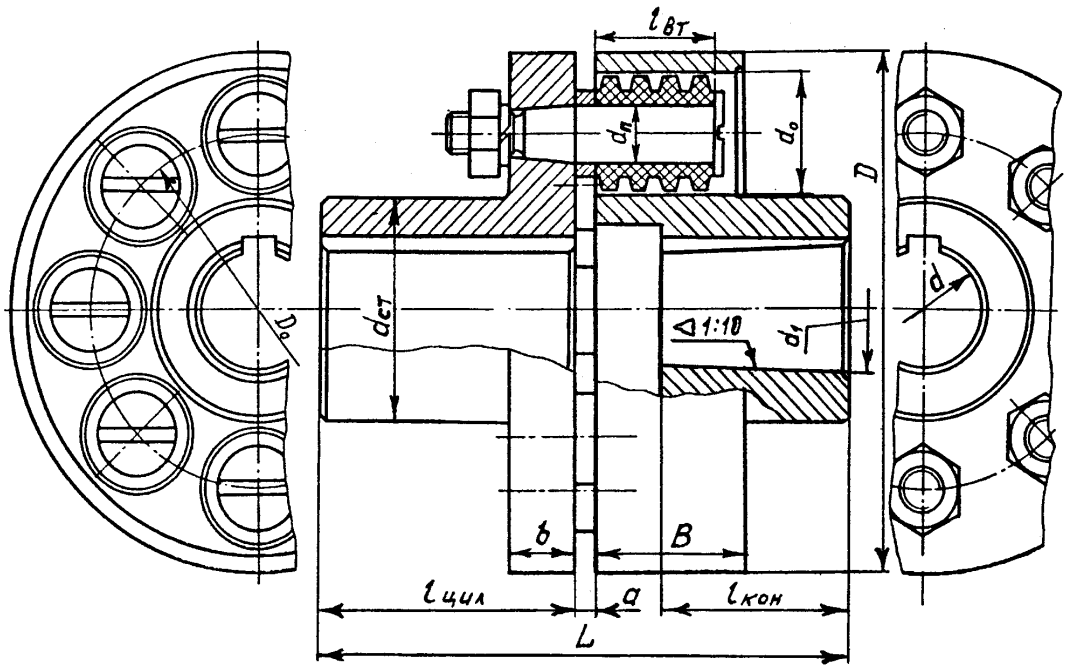
Отверстия под установочные винты (по ГОСТ 12415 – 80), мм



d	5	6	8	10	12
d_1	3,5	4,5	6,0	7,0	9,0
h	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0

Таблица 2П.39

Муфты упругие втулочно-пальцевые по ГОСТ 21424 – 93



Номинальный вращающий момент T, Н·м	Размеры в мм													
	$d;d_1$	D	$l_{цил}$		$l_{кон}$		L				b	B	$d_{ст}$	a
			Исп 1	Исп 2	Исп 3	Исп 4	Исп 1	Исп 2	Исп 3	Исп 4				
31,5	16; 18; 19	90	40	28	30	18	84	60	84	60	16	20	32	4
63	20; 22; 24	100	50	36	38	24	104	76	104	76	16	20	38	4
125	25; 28	120	60	42	44	26	125	89	125	89	18	32	50	5
	30	120	80	58	60	38	165	121	165	121	18	32	56	5
250	32; 35; 36; 38	140	80	58	60	38	165	121	165	121	18	32	67	5
	40; 42; 45	140	110	82	85	56	225	169	225	169	18	32	75	5
500	40; 42; 45	170	110	82	85	56	225	169	225	169	18	32	80	5
710	45; 48; 50	190	110	82	85	56	226	170	226	170	24	40	95	6
	55; 56	190	110	82	85	56	226	170	226	170	24	40	95	6
1000	50; 55; 56	220	110	82	85	56	226	170	226	170	24	40	100	6
	60; 63; 65; 70	220	140	105	107	72	286	216	286	216	24	40	120	6
2000	63; 65; 71; 75	250	140	105	107	72	288	218	288	218	30	48	130	8
	80; 85; 90	250	170	130	135	195	348	268	348	268	30	48	150	8

Продолжение табл. 2П.39

Примечания: 1. Полумуфты изготовляют следующих исполнений :
1 – с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12080-66;
2 – с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;
3 – с коническими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12081-72;
4 – с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12081-72;
2. Допускается сочетание полумуфт разных исполнений с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального вращающего момента.
3. Пример условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом Т=710 Нм : одна из полумуфт диаметром d =48 мм, исполнения 1, другая диаметром d =45 мм исполнения 4, климатического исполнения У (работа в районах с умеренным климатом) категории размещения 3 (работа в закрытом помещении):

Муфта упругая втулочно – пальцевая
710 – 48 –1 – 45 – 4 У3 ГОСТ 21424 – 93

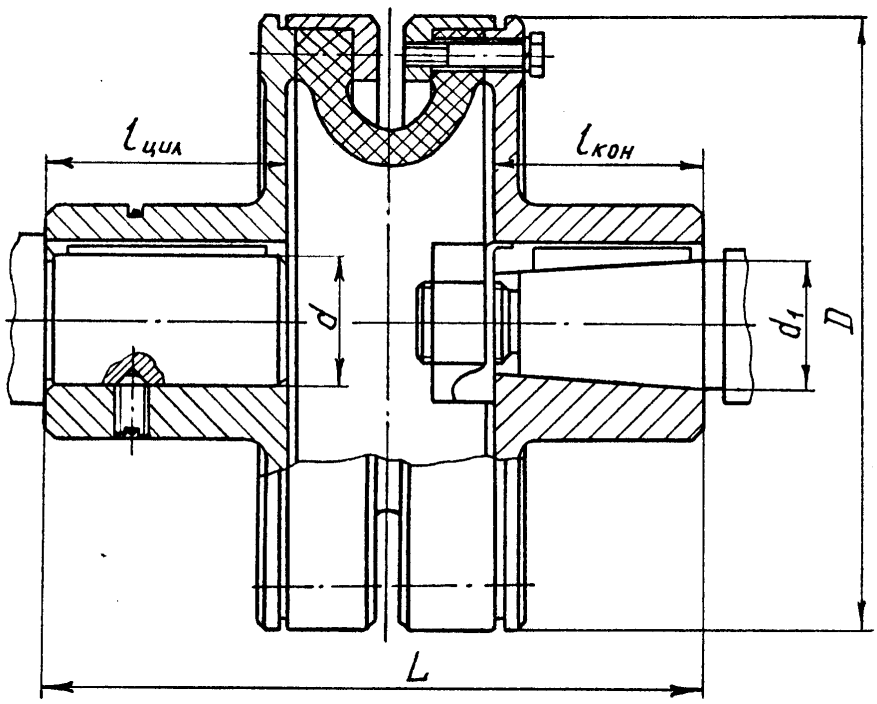
Таблица 2П.40

Муфты упругие втулочно-пальцевые по ГОСТ 21424 – 93

***T*, Н·м**		31,5	63	125	250	500	710	1000	2000
Частота вращения n, мин$^{-1}$ (не более)		6350	5700	4600	3800	3600	3000	2850	2300
Смещение осей валов (не более)	радиальное Δ, мм	0,2		0,3			0,4		
	угловое γ, град	1˚30′				1˚00′			
	осевое λ, мм	3							
Дополнительные размеры (см. рис. в табл.2П.39)	d_0	20	20	28	28	28	36	36	48
	l_{BT}	13	13	26	26	26	33	33	41
	$d_П$	10	10	14	14	14	18	18	24
	D_0	63	71	90	105	130	140	160	200
	число пальцев	4	6	4	6	8	8	10	10

Таблица 2П.41

Муфты упругие с торообразной оболочкой вогнутого профиля по ГОСТ 20884 – 93



Размеры, мм

Номинальный вращающий момент T, Н·м	d; d_1	D	L, не более		$l_{цил}$	$l_{кон}$	Допускаемая частота вращения, $с^{-1}$	Допускаемое смещение полумуфт		
			$L_{цил}$	$L_{кон}$				Радиальное Δ, мм	Угловое γ	Осевое λ, мм
40	18; 19; 20; 22; 24	130	120	100	38	26	86	1,0	2°	1,6
	25		135	100	44	28				
63	22; 24	150	130	105	38	26	80	2,0	2°30′	2,5
	25; 28		140	110	44	28				
	30		175	135	60	40				
100	25; 28	170	145	115	44	28	70			
	30; 32; 35; 36		180	140	60	40				
160	30;32;35; 36; 38	190	190	150	60	40	61,6	2,5	3°	3,0
250	32; 35; 36; 38	220	200	155	60	40	53,0			
	40; 42; 45		245	200	80	60				

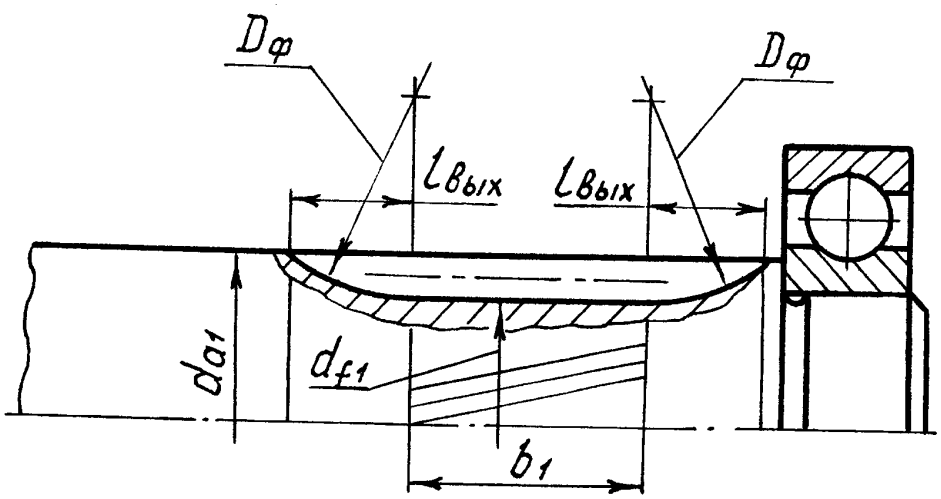
Номинальный вращающий момент *T*, Н·м	***d; d₁***	***D***	***L*, не более**		$l_{цил}$	$l_{кон}$	**Допускаемая частота вращения, $с^{-1}$**	**Допускаемое смещение полумуфт**		
			$L_{цил}$	$L_{кон}$				**Радиальное Δ, мм**	**Угловое γ**	**Осевое λ, мм**
400	36; 38	260	210	170	60	40	47,3	2,5	3°30′	3,6
	40; 42; 45; 48; 50		260	210	84	60				
630	45; 48; 50; 53; 55; 56	300	275	225	84	60	42,0	3,2	4°	4,0
1000	55; 56;	340	290	240	84	60	37,7			
	60; 63; 65; 70; 71		330	270	108	75	31,7			
1600	65; 70; 71; 75	350	325	260	108	75	34,8	3,5	5°	5,0
	80; 85		375	300	132	95				
2500	75	410	345	280	108	75	31,5	4,0	5°30′	6,0
	80; 85; 90; 95		395	320	132	95	31,5			
4000	85; 90; 95	460	415	340	132	95	25			
	100; 105; 110; 120		485	400	168	125	25			
6300	100; 105; 110; 120; 125	540	510	420	168	125	22	5,0	5°30′	7,0
	130		585	485	204	155				
10000	110; 120; 125	620	535	450	168	125	19,2	6,0	6°	8,0
	130; 140; 150		610	510	204	155				
16000	125	710	510	485	168	125	18			9,0
	130; 140; 150		645	545	204	155				
	160; 170; 180		720	605	244	185				

Примечания: 1. Данные муфты, как и втулочно-пальцевые по ГОСТ 21424 – 93, выпускаются исполнений 1, 2, 3 и 4 (см. примечание к табл. 2П.39, п. 1…2).

2. В данной таблице размеры $l_{цил}$ и $l_{кон}$ приведены для коротких валов.

Таблица 2П.42

Конструкция вала-шестерни с участками выхода фрезы при нарезании зубьев цилиндрической передачи



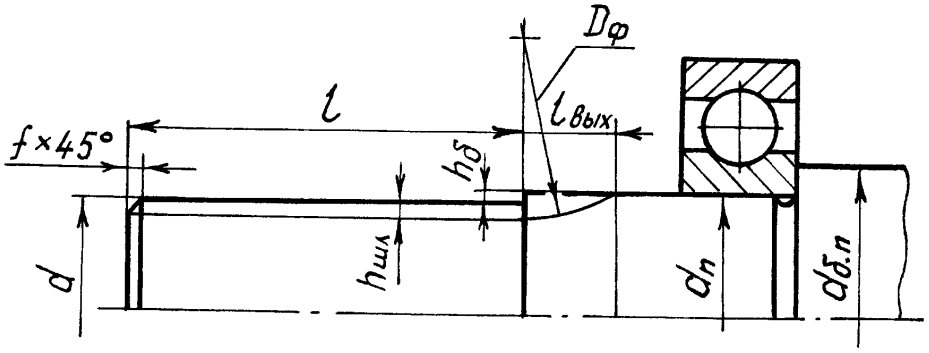
мм

Степень точности передачи	$D_ф$ Модуль m_n					
	2…2,5	2,5…2,75	3…3,75	4…4,5	5…5,5	6…7
7	90	100	112	125	140	160
8…10	70	80	90	100	112	125

Примечание. Длину участка $l_{вых}$ определяют графически.

Таблица 2П.43

Цилиндрические концы валов со шлицами



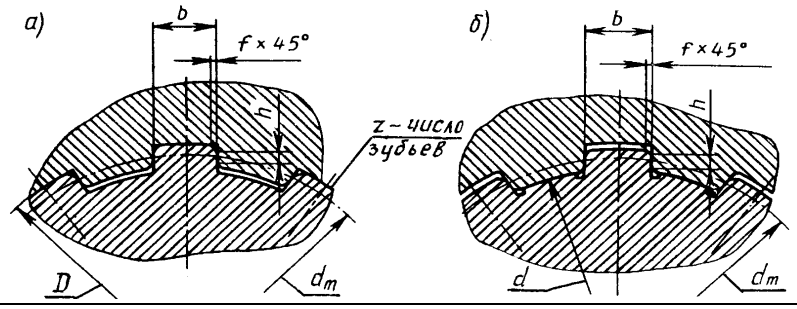
мм

d	20…22	25…28	32…38	42…48	54…65	72…92
$D_ф$	63	70	80	90	100	112

Примечания: 1. $D_ф$ – диаметр шлицевых фрез для прямобочных шлицев средней серии. 2. Длину участка $l_{вых}$ определяют графически. 3. Длину конца вала l и размер фаски f – см. табл. 2П.1. 4. Высоту буртика $h_б$ принимают: $h_б \le 0{,}5\ h_{шл}$ – для прямобочных шлицевых соединений; $h_б \le 0{,}25\ h_{шл}$ – для эвольвентных шлицевых соединений.

Таблица 2П.44

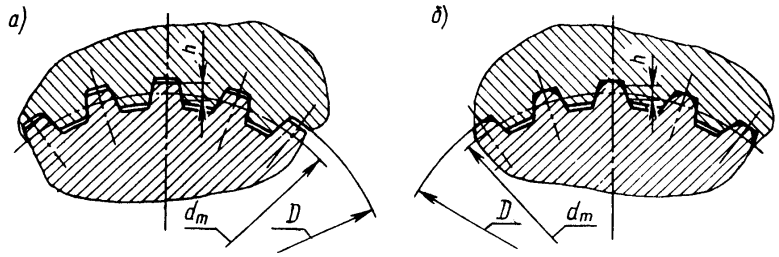
Прямобочные шлицевые соединения (из ГОСТ 1139-80)



Основные размеры	*d*, мм														
	21	23	26	28	32	36	42	46	52	56	62	72	82	92	102
Легкая серия															
D,мм	-	26	30	32	36	40	46	50	58	62	68	78	88	98	108
z	-	6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10
b,мм	-	6	6	7	6	7	8	9	10	10	12	12	12	14	16
f,мм	-	0,3	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Средняя серия															
D,мм	25	28	32	34	38	42	48	54	60	65	72	82	92	102	112
z	6	6	6	6	8	8	8	8	8	8	8	10	10	10	10
b,мм	5	6	6	7	6	7	8	9	10	10	12	12	12	14	16
f,мм	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5
Тяжелая серия															
D,мм	26	29	32	35	40	45	52	56	60	65	72	82	92	102	115
z	10	10	10	10	10	10	10	10	16	16	16	16	20	20	20
b,мм	3	4	4	4	5	5	6	7	5	5	6	7	6	7	8
f,мм	0,3	0,3	0,4	0,4	0,4	0,4	0,4	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5

Таблица 2П.45

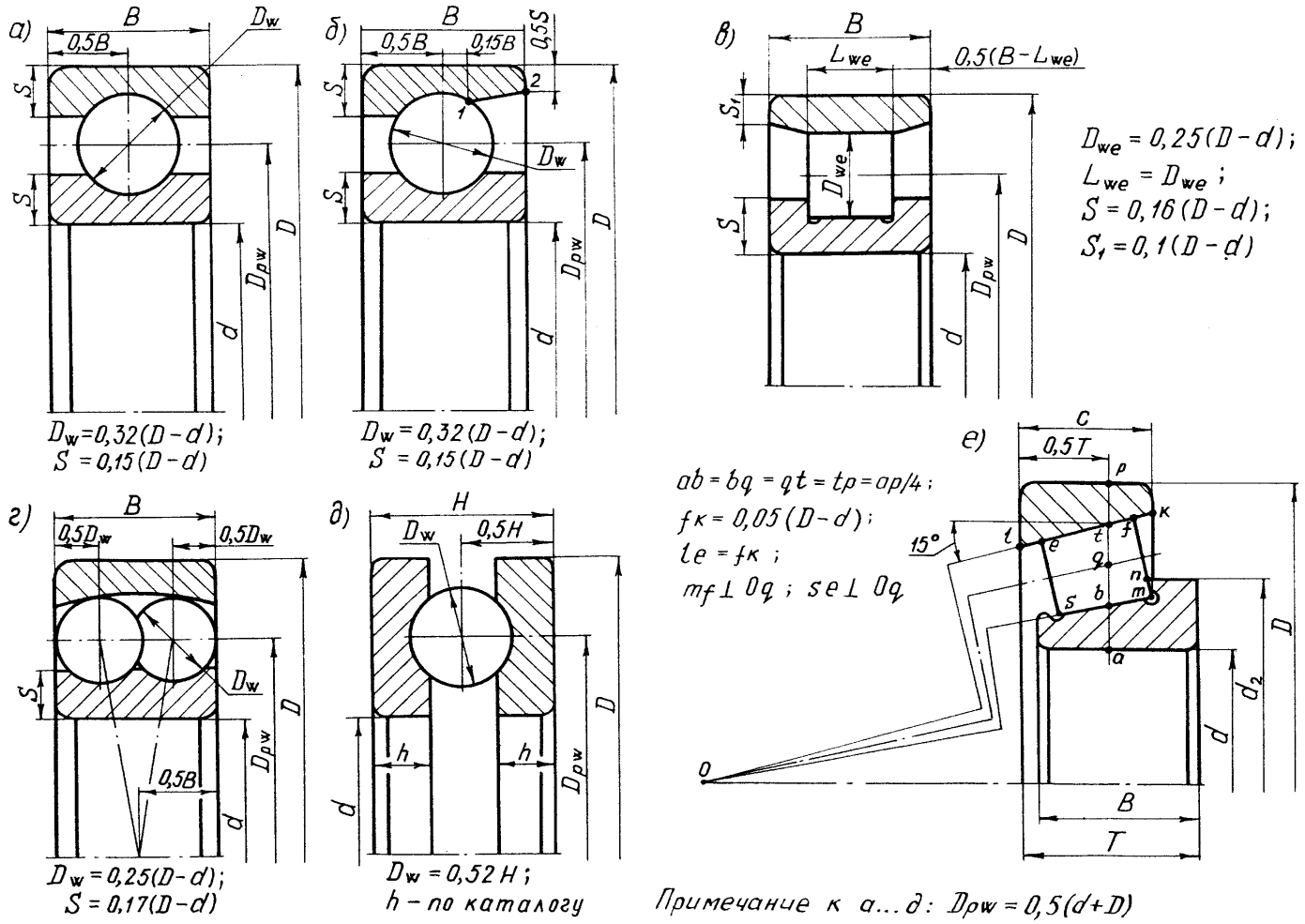
Эвольвентные шлицевые соединения (из ГОСТ 6033-80)



Модуль m, мм	Номинальный диаметр *D*, мм																
	20	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100
	Число зубьев z																
0,8	23	30	36														
1,5	14	18	22	26	30	34	38										
2,0				16	18	21	24	26	28	31	34	36	38				
3,0								17	18	20	22	24	25	27	28	30	32
5,0														15	16	18	18

Таблица 2П. 46

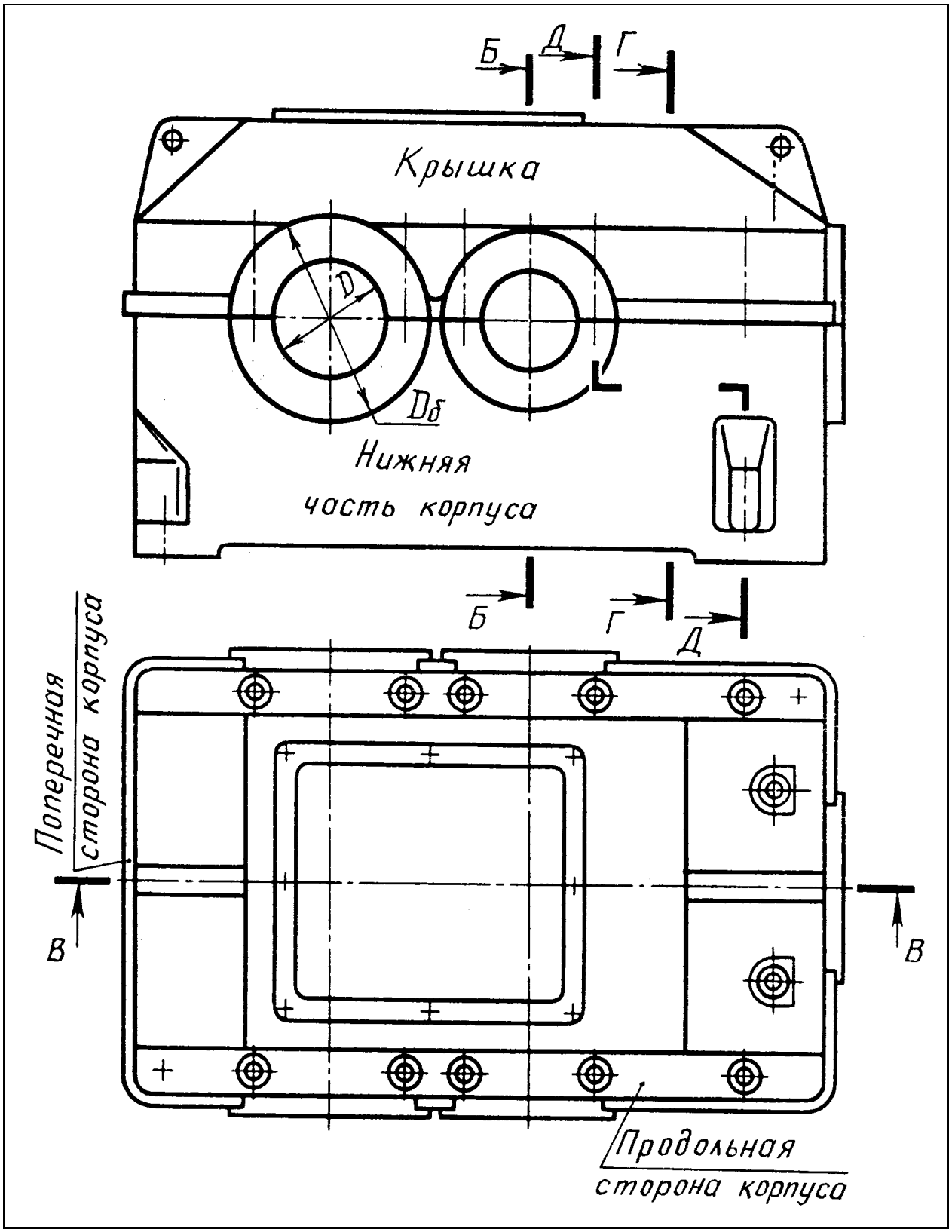
Соотношения размеров элементов подшипников качения при их вычерчивании

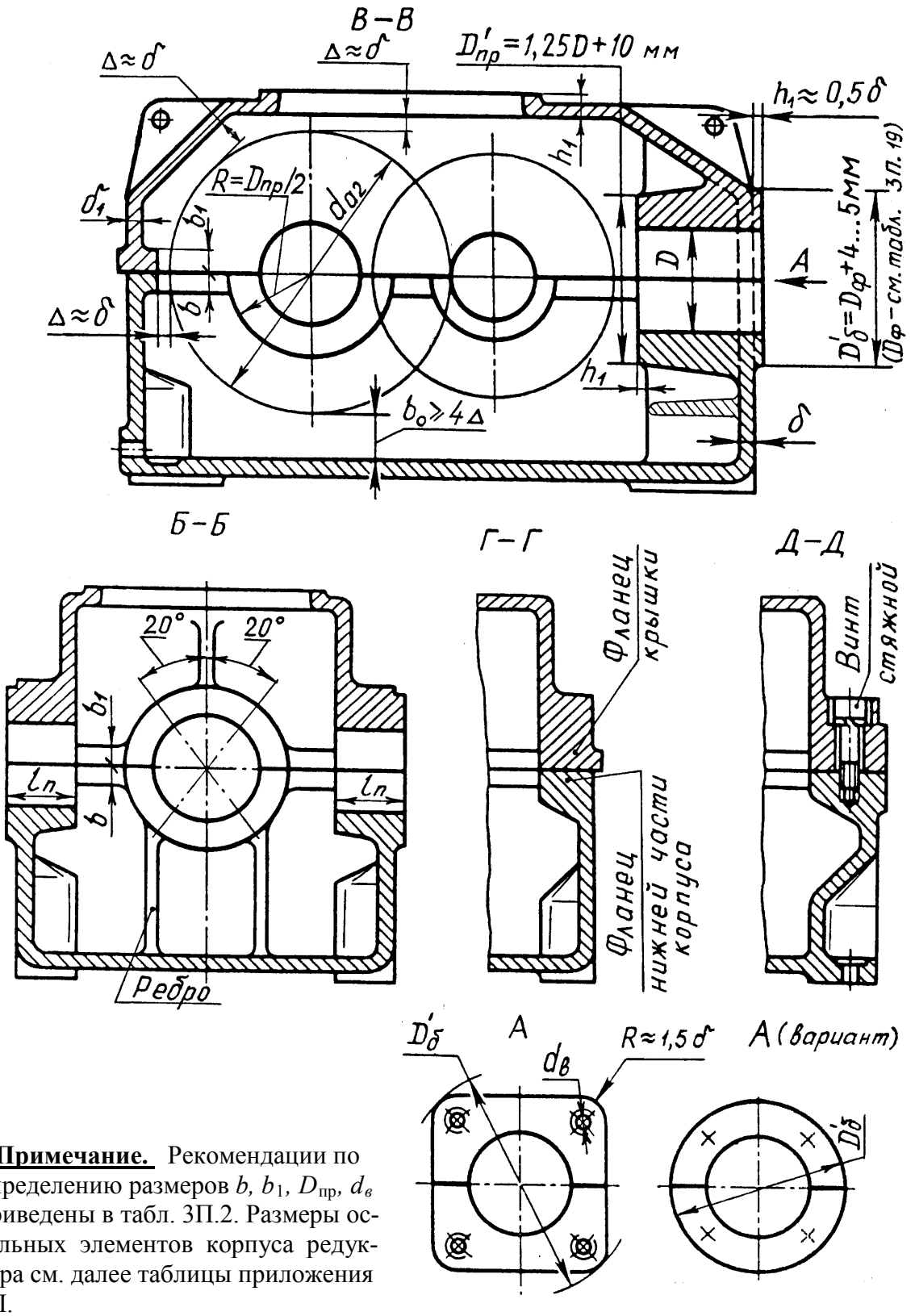


ПРИЛОЖЕНИЕ 3П
КОРПУСА РЕДУКТОРОВ И ИХ ЭЛЕМЕНТЫ [1,13]

Таблица 3П.1

Корпус коническо-цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора

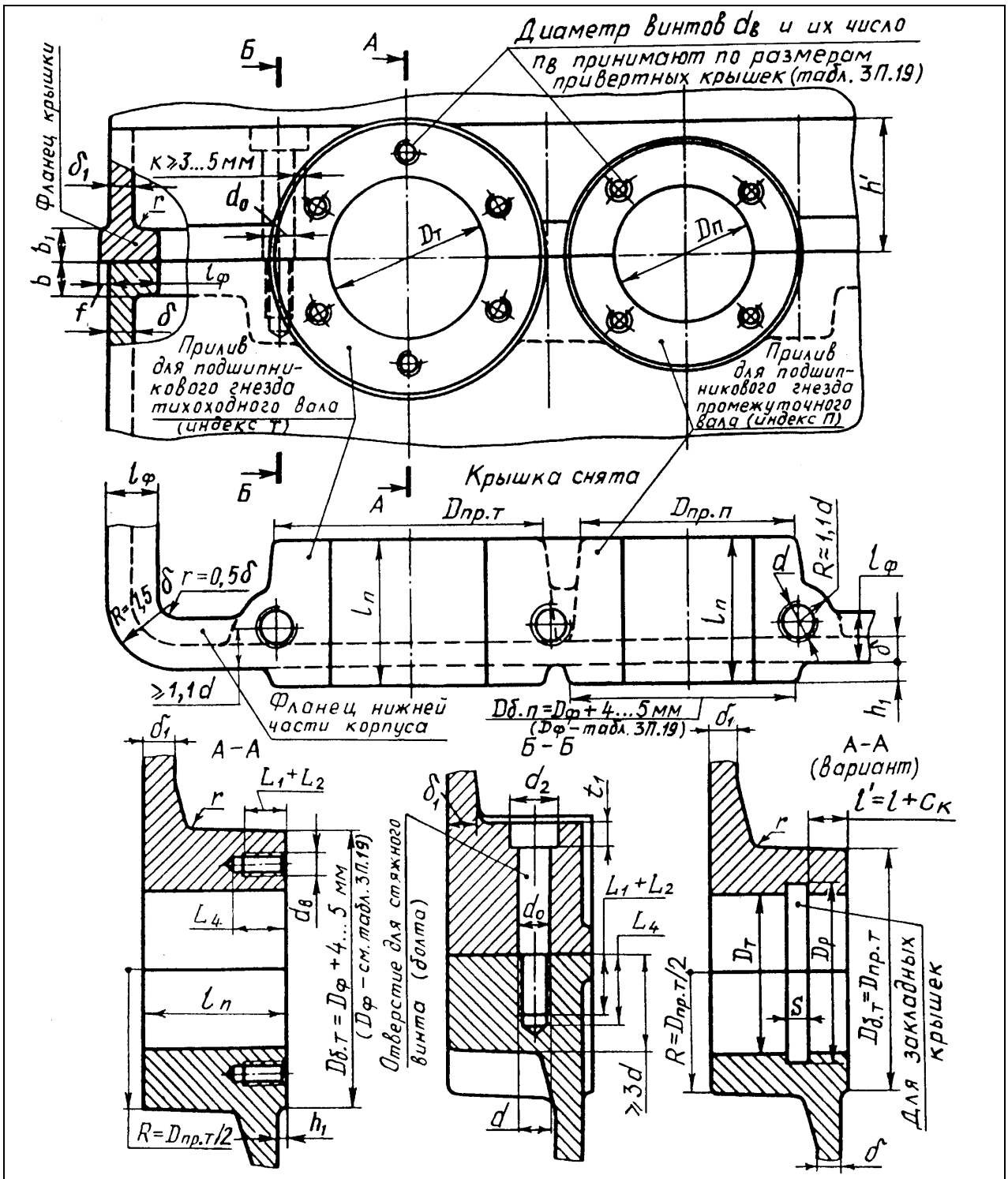




Примечание. Рекомендации по определению размеров b, b_1, $D_{пр}$, $d_в$ приведены в табл. 3П.2. Размеры остальных элементов корпуса редуктора см. далее таблицы приложения 3П.

Таблица 3П.2

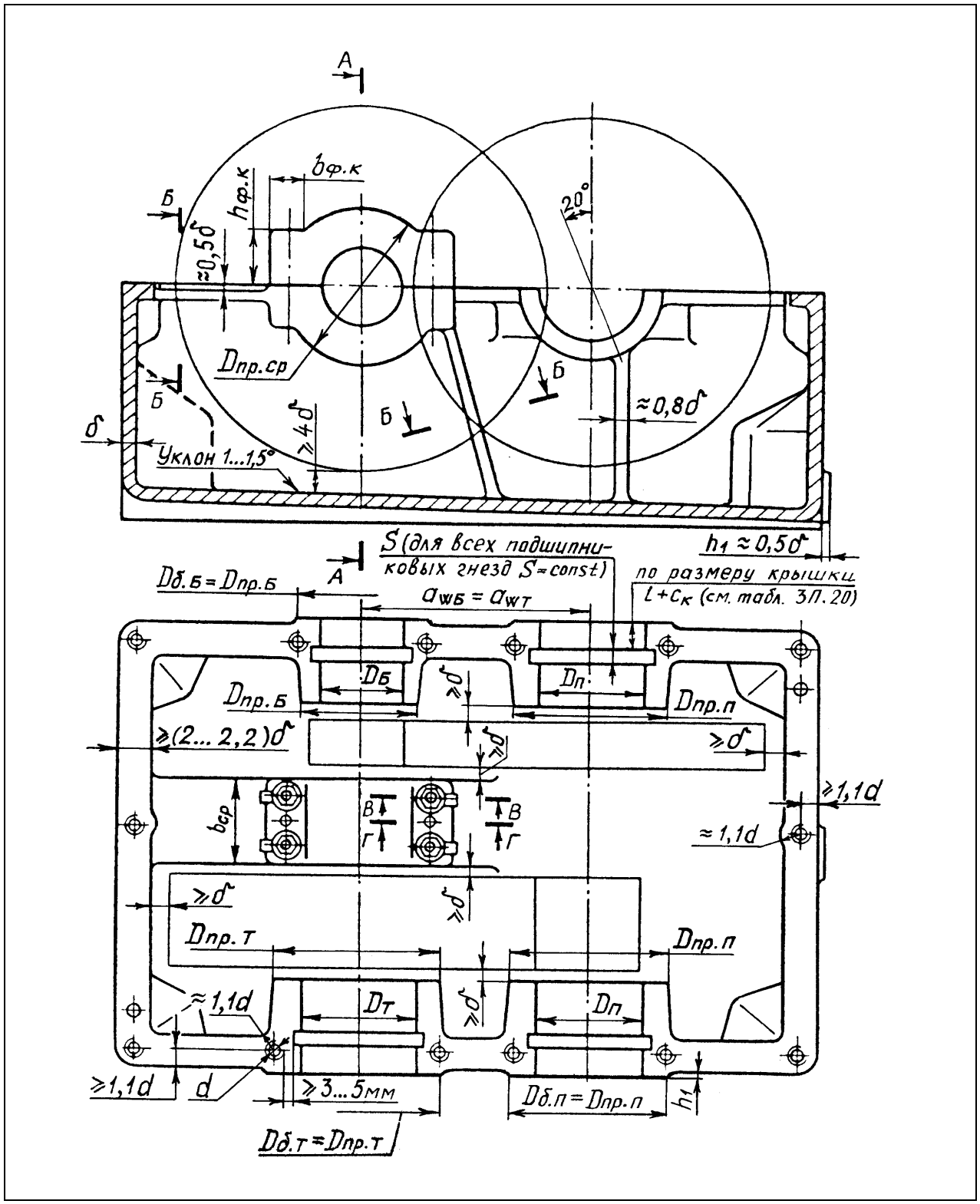
Вариант конструкции средней части корпуса редуктора

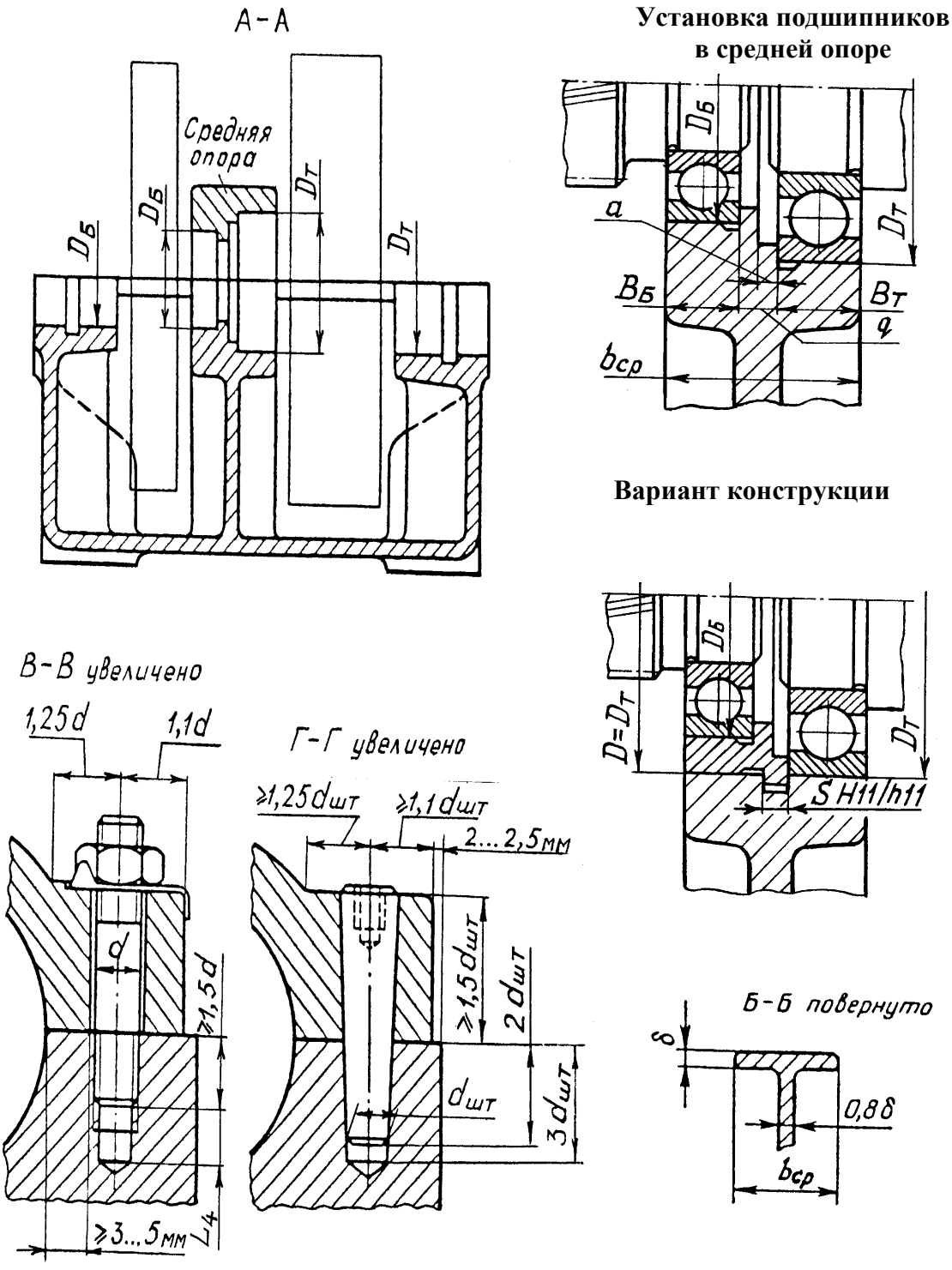


Примечание. $\delta_1 \approx 0{,}9\delta$; $l_ф = (2\ldots2{,}2)\delta$; $b = 1{,}5\delta$; $b_1 = 1{,}5\,\delta_1$; $f = (0{,}4\ldots0{,}5)\delta$; $h_1 = 0{,}5\delta$; $D_{ПР.Т(П)} = 1{,}25\,D_{Т(П)} + 10$ мм; S, l' – см. табл. 3П.20; d, d_2, d_0, t_1 – см. табл. 3П.8; L_1, L_2, L_4 – см. табл. 3П.22

Таблица 3П.3

Нижняя часть корпуса цилиндрического двухступенчатого соосного редуктора





Примечания: 1. d – по табл. 3П.8 приложения 3П. 2. Диаметр прилива соответствующего подшипникового гнезда $D_{пр.Б(П,Т)} = 1{,}25\ D_{Б(П,Т)} + 10$ мм, здесь индексы Б, П и Т относятся соответственно к быстроходному, промежуточному и тихоходному валам. 3. a – по табл. 2П.17 приложения 2П. 4. $q = (1{,}0…1{,}2)\delta$. 5. S – по табл. 3П.20 приложения 3П. 6. $b_{СР} = B_Б + B_Т + q$. 7. L_4 – по табл. 3П.22 приложения 3П. 8. Высота $h_{ф.к}$ принимается конструктивно с целью получения размера $b_{ф.к} \approx 2{,}35\ d$. 9. $D_{пр.ср} = D_{пр.т}$

Таблица 3П.4

Конструктивное исполнение фланцев корпуса редуктора

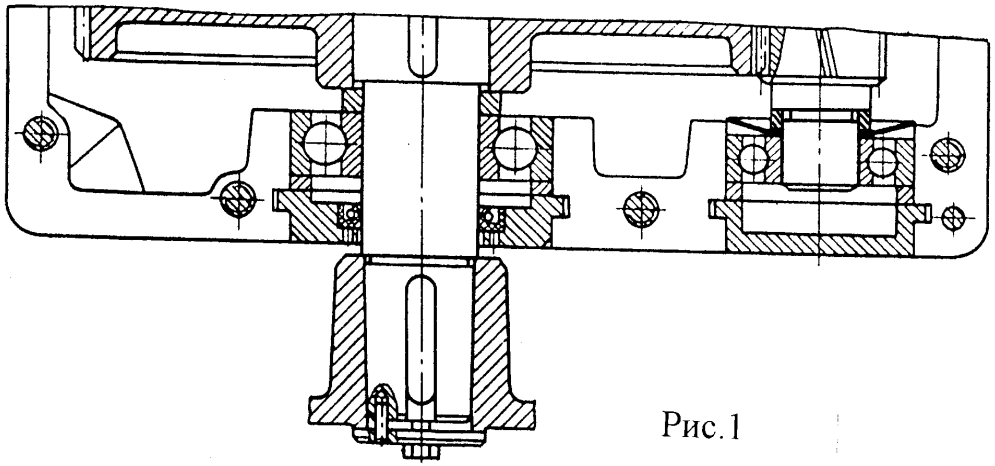


Рис.1

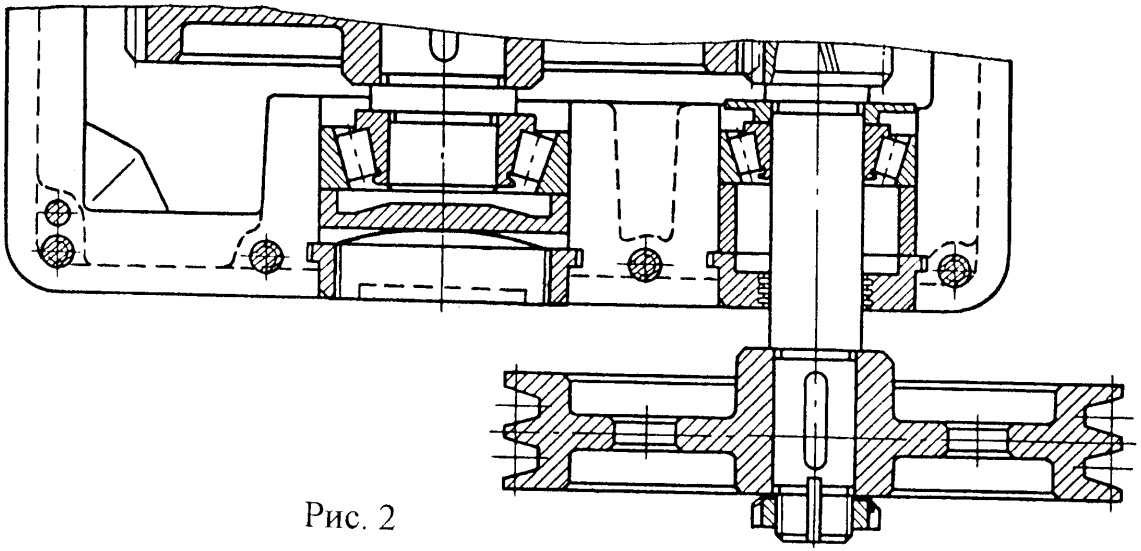


Рис. 2

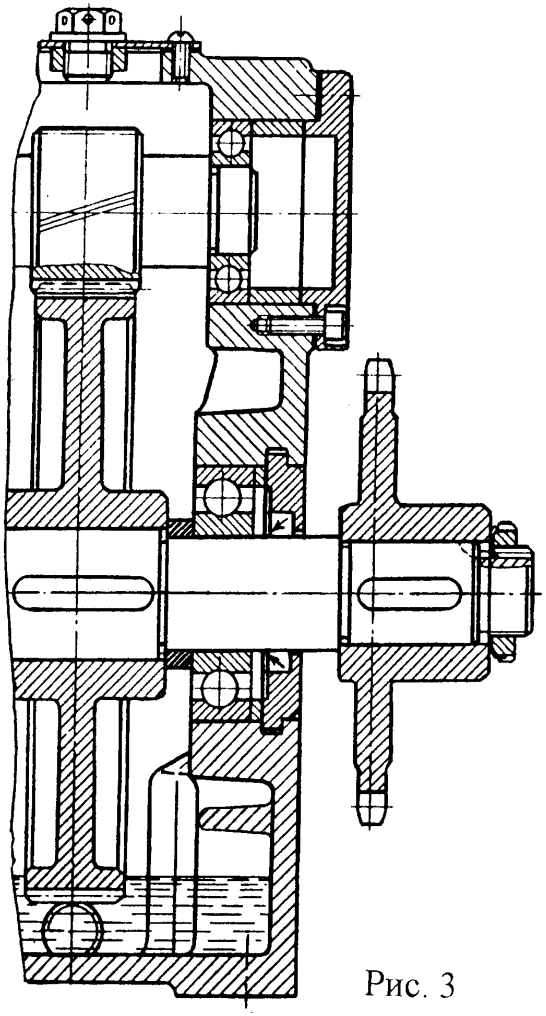


Рис. 3

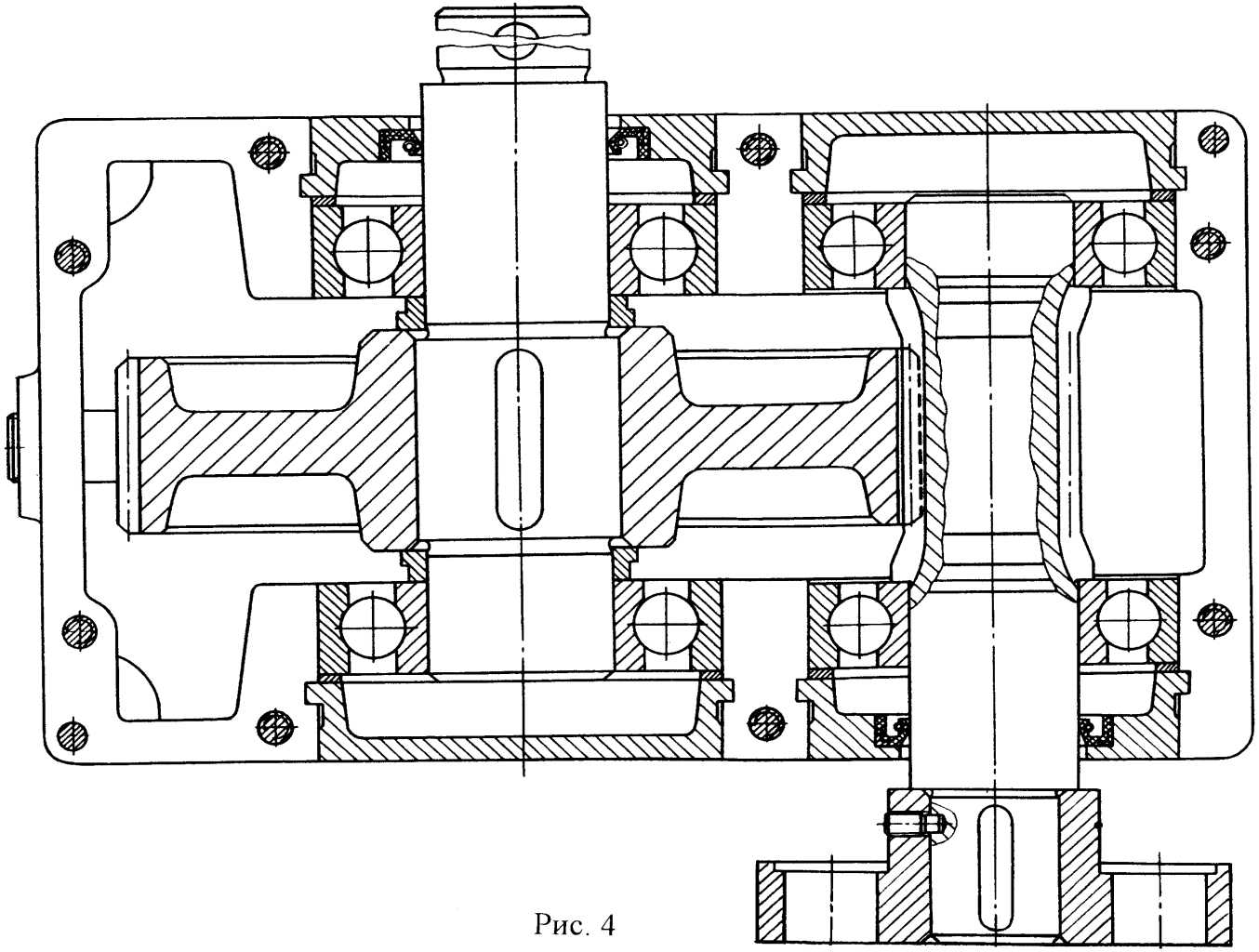
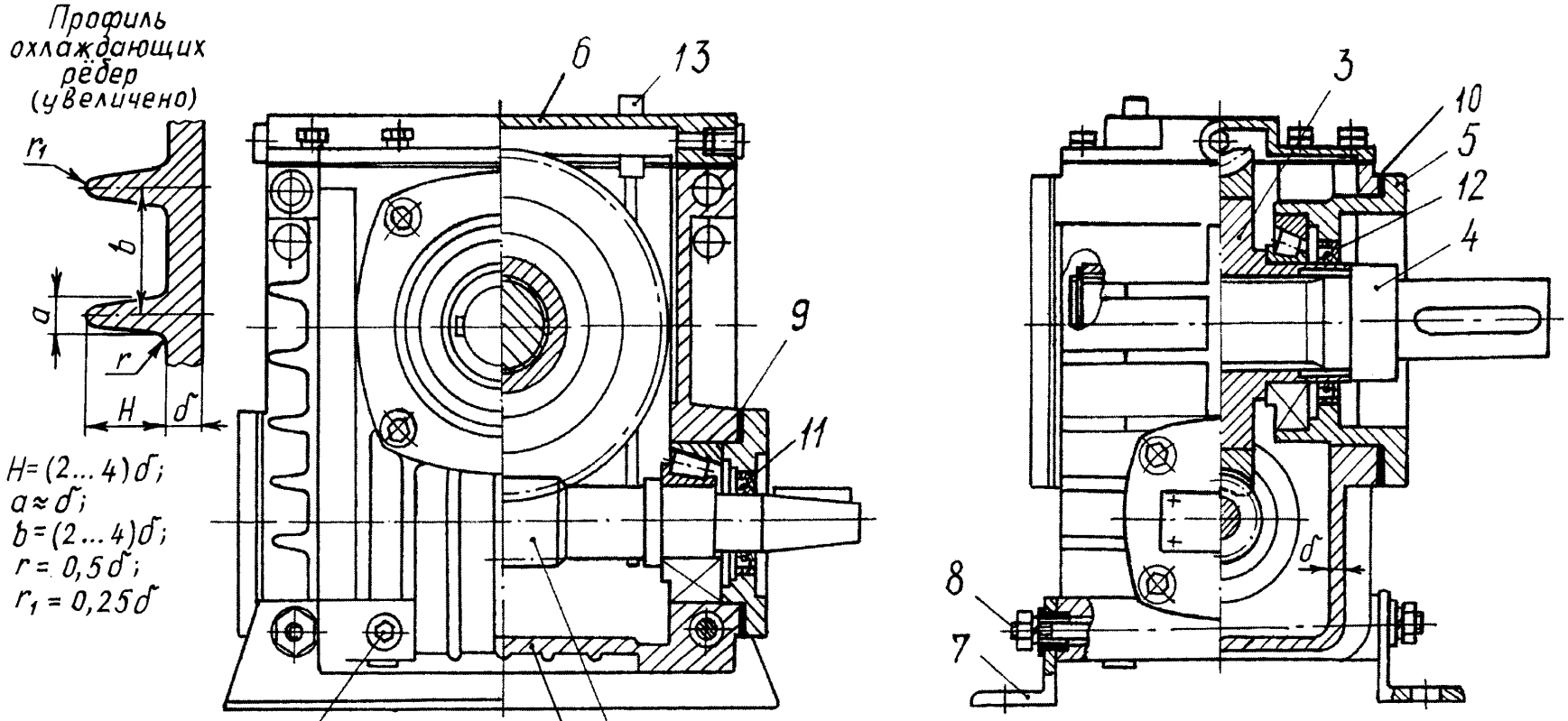


Рис. 4

Таблица 3П.5

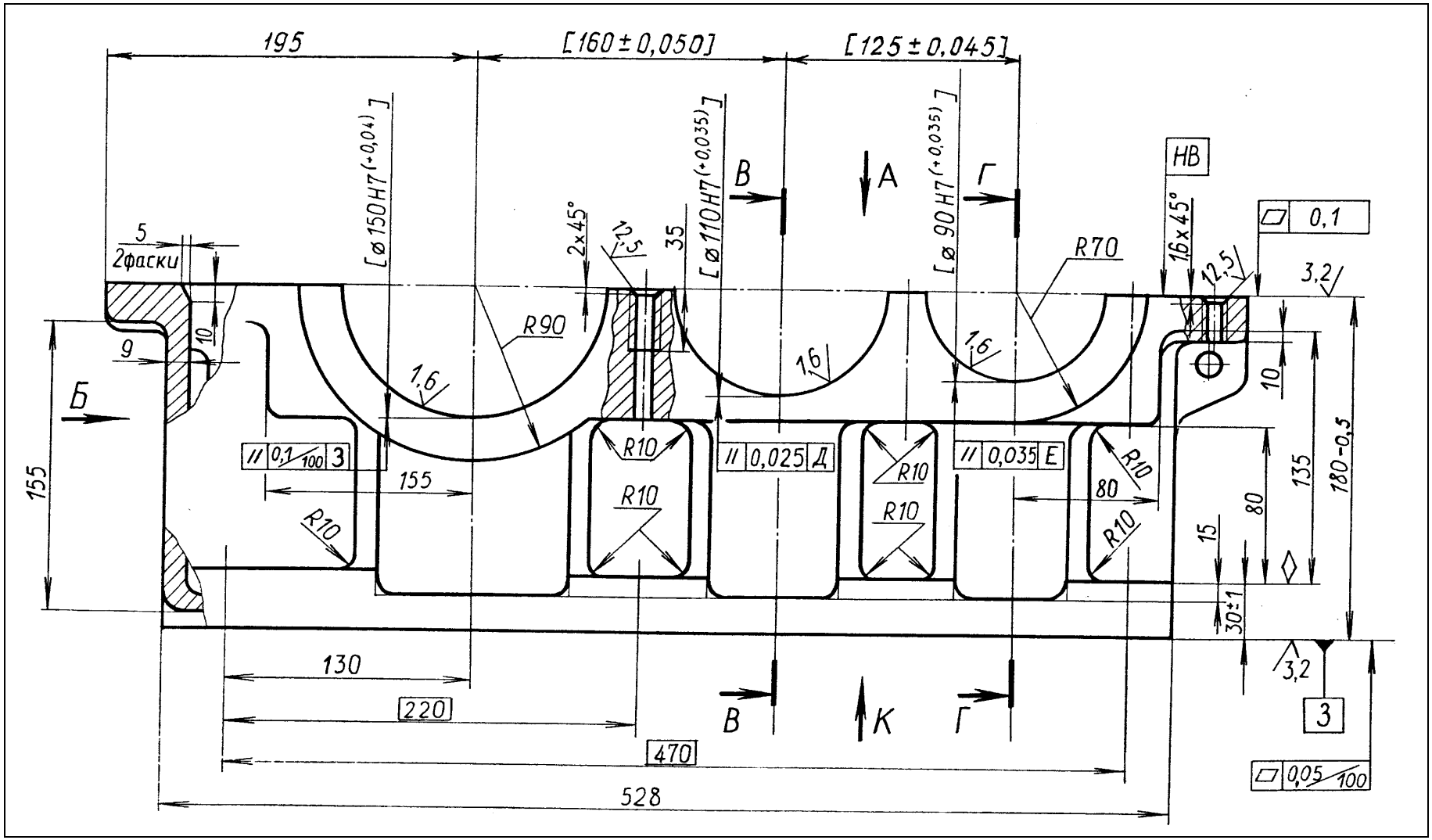
Корпус редуктора с рёбрами

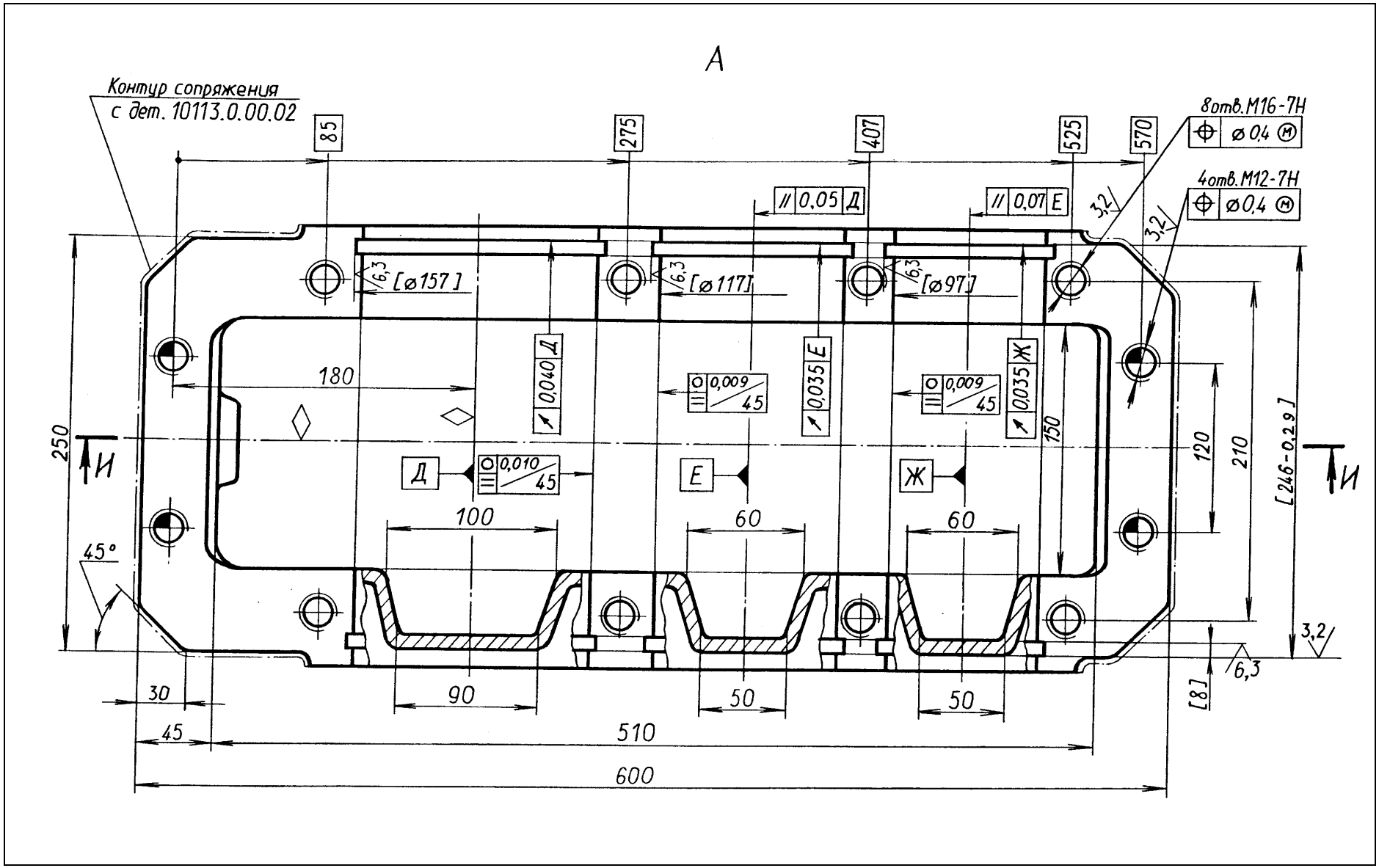


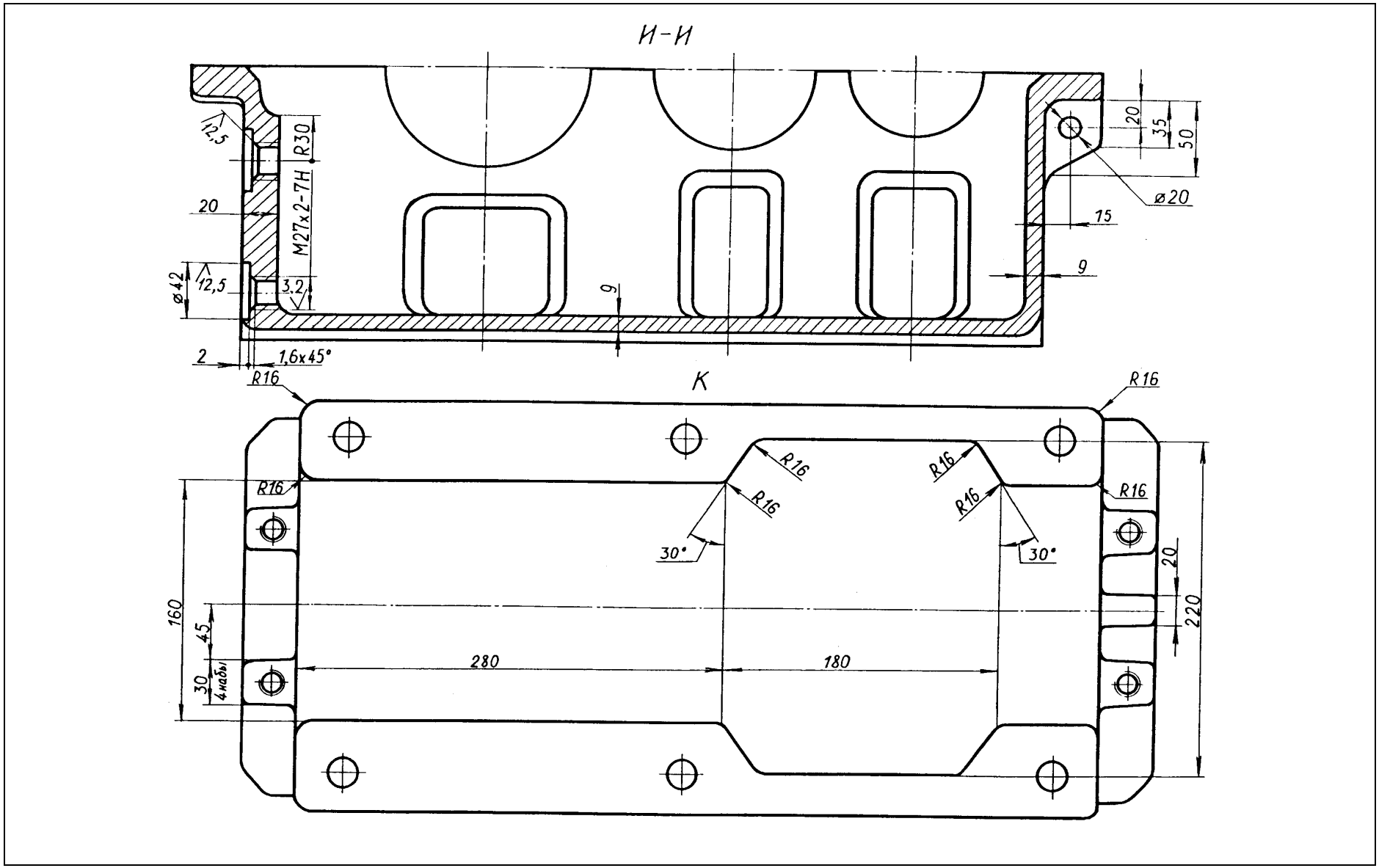
1- корпус; 2 – червяк; 3 – червячное колесо; 4 – тихоходный вал; 5 – крышка подшипника; 6 – крышка корпуса; 7 – лапа; 8 – шпилька; 9,10 – набор прокладок для регулировки подшипников валов соответственно червяка и червячного колеса; 11,12 – манжеты; 13 – маслоуказатель; 14 – пробка для слива масла

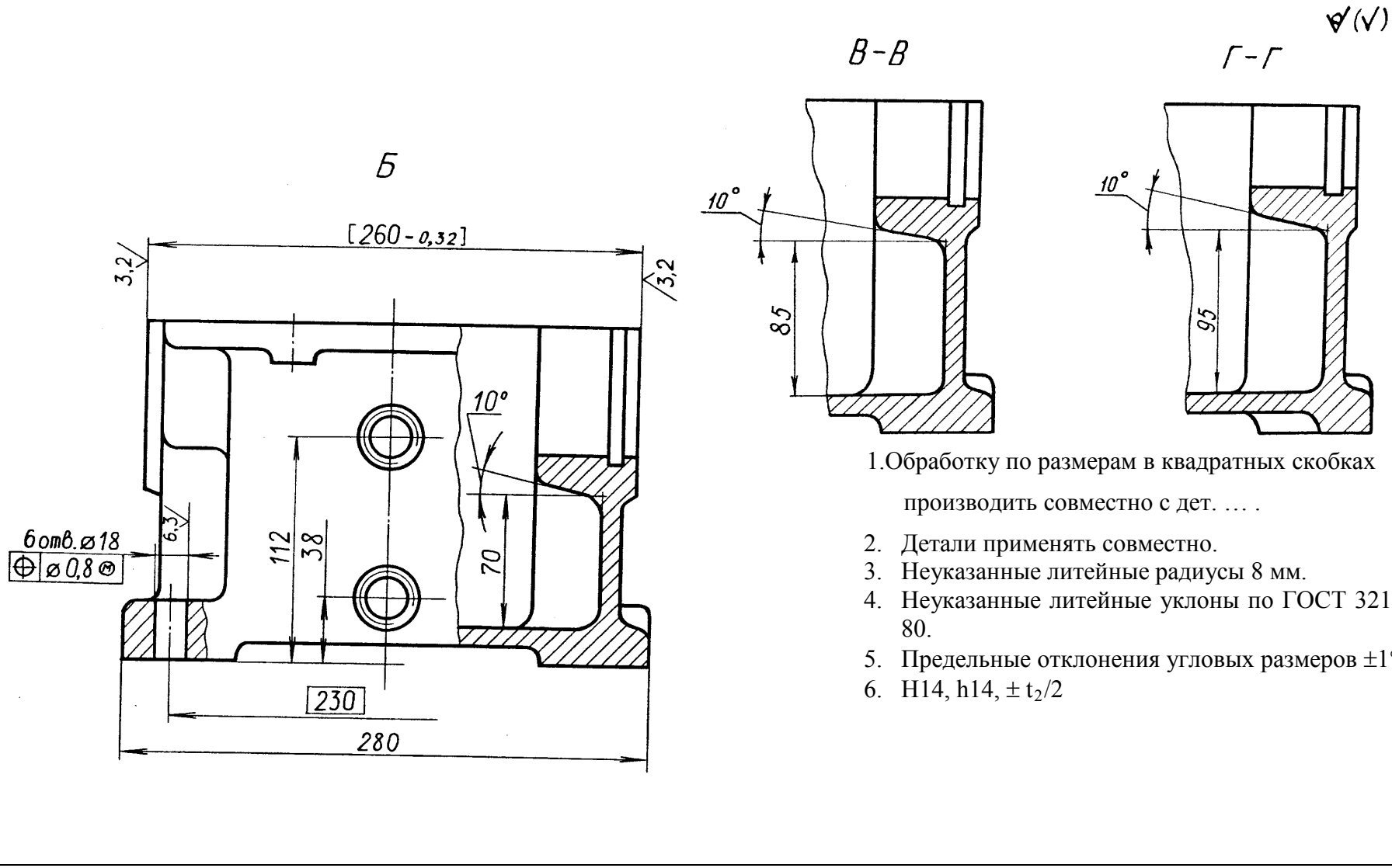
Таблица 3П.6

Нижняя часть корпуса цилиндрического двухступенчатого редуктора типоразмера 5Ц2 – 160 (материал – чугун СЧ 15 ГОСТ 1412 – 85)




А
Контур сопряжения
с дет. 10113.0.00.02
8отв. М16-7Н
⌀0,4 М
4отв. М12-7Н
⌀0,4 М
85
275
407
525
570
// 0,05 Д
// 0,07 Е
3,2
3,2
6,3
[⌀157]
6,3
[⌀117]
6,3
[⌀97]
Д
0,040
0,009 / 45
Е
0,035
0,009 / 45
Ж
0,035
180
250
И
Д
0,010 / 45
Е
Ж
150
120
210
[246-0,29]
И
100
60
60
45°
30
90
50
50
45
510
600
[8]
6,3
3,2


И-И
R30
M27x2-7H
20
ø42
12,5
3,2
2
1,6x45°
9
20
35
50
ø20
15
9
К
R16
R16
R16
R16
R16
R16
R16
30°
30°
160
45
30
4 паза
280
180
20
220

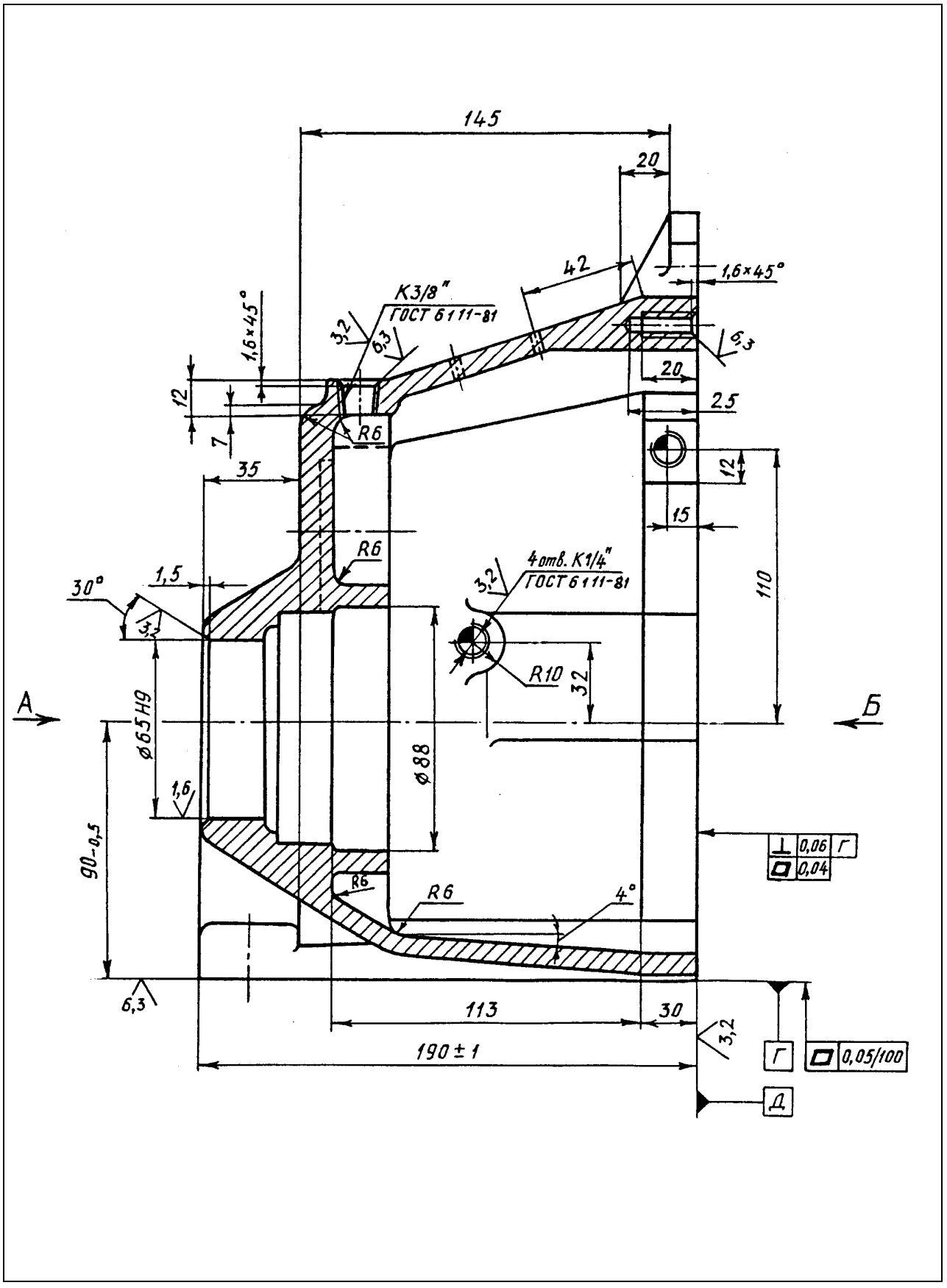


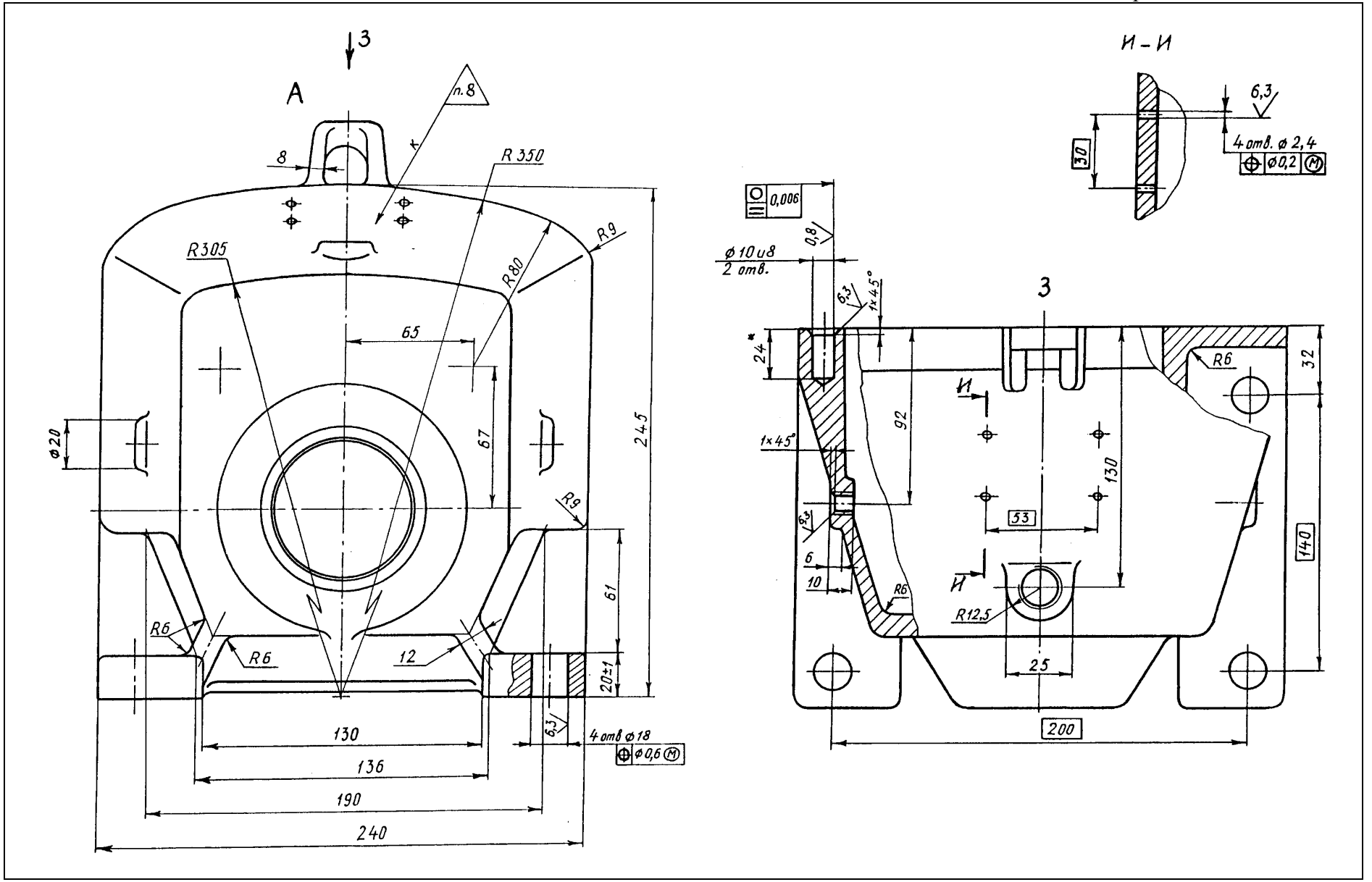
1.Обработку по размерам в квадратных скобках производить совместно с дет. … .

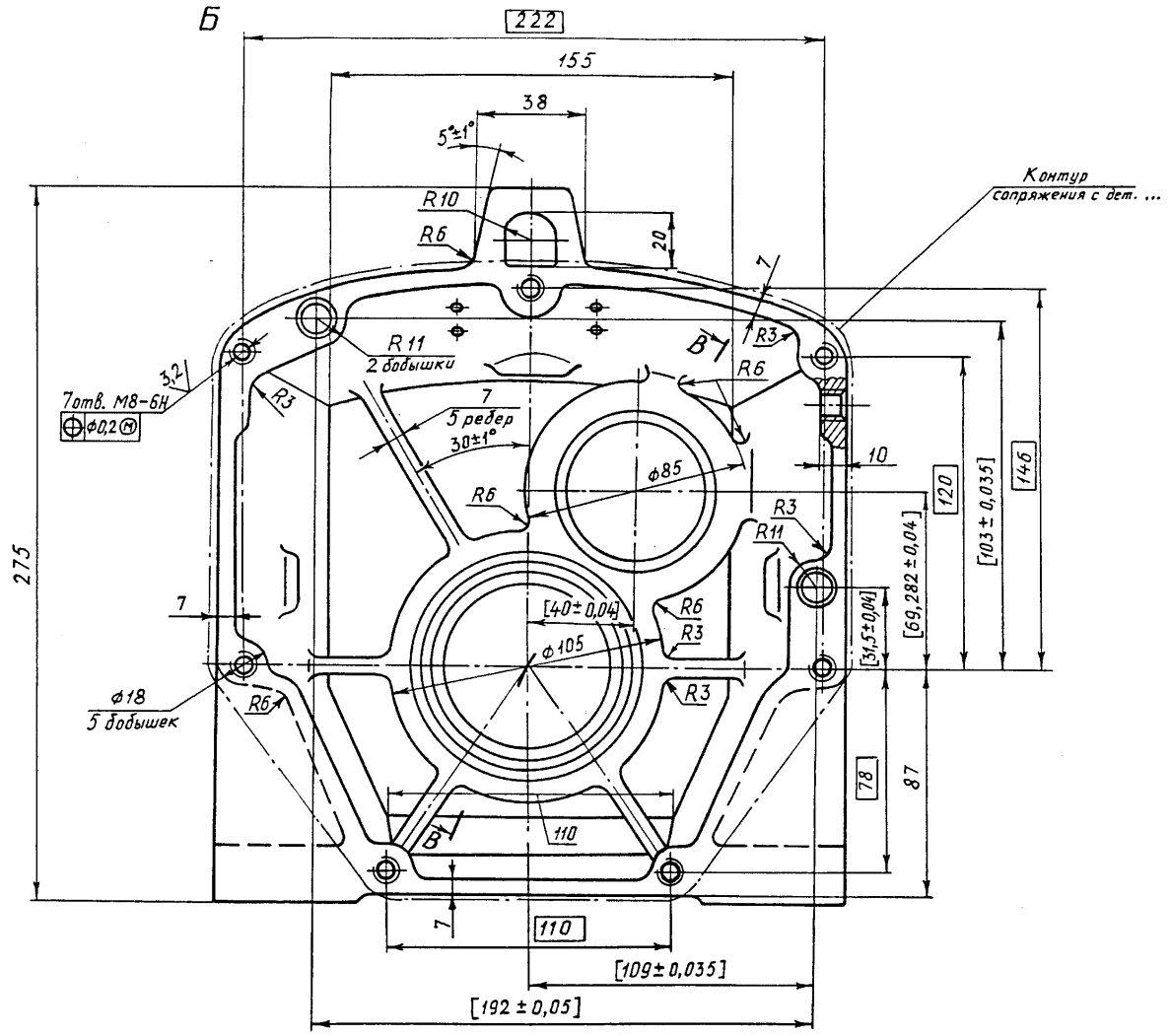
2. Детали применять совместно.
3. Неуказанные литейные радиусы 8 мм.
4. Неуказанные литейные уклоны по ГОСТ 3212 – 80.
5. Предельные отклонения угловых размеров ±1°.
6. H14, h14, $\pm t_2/2$

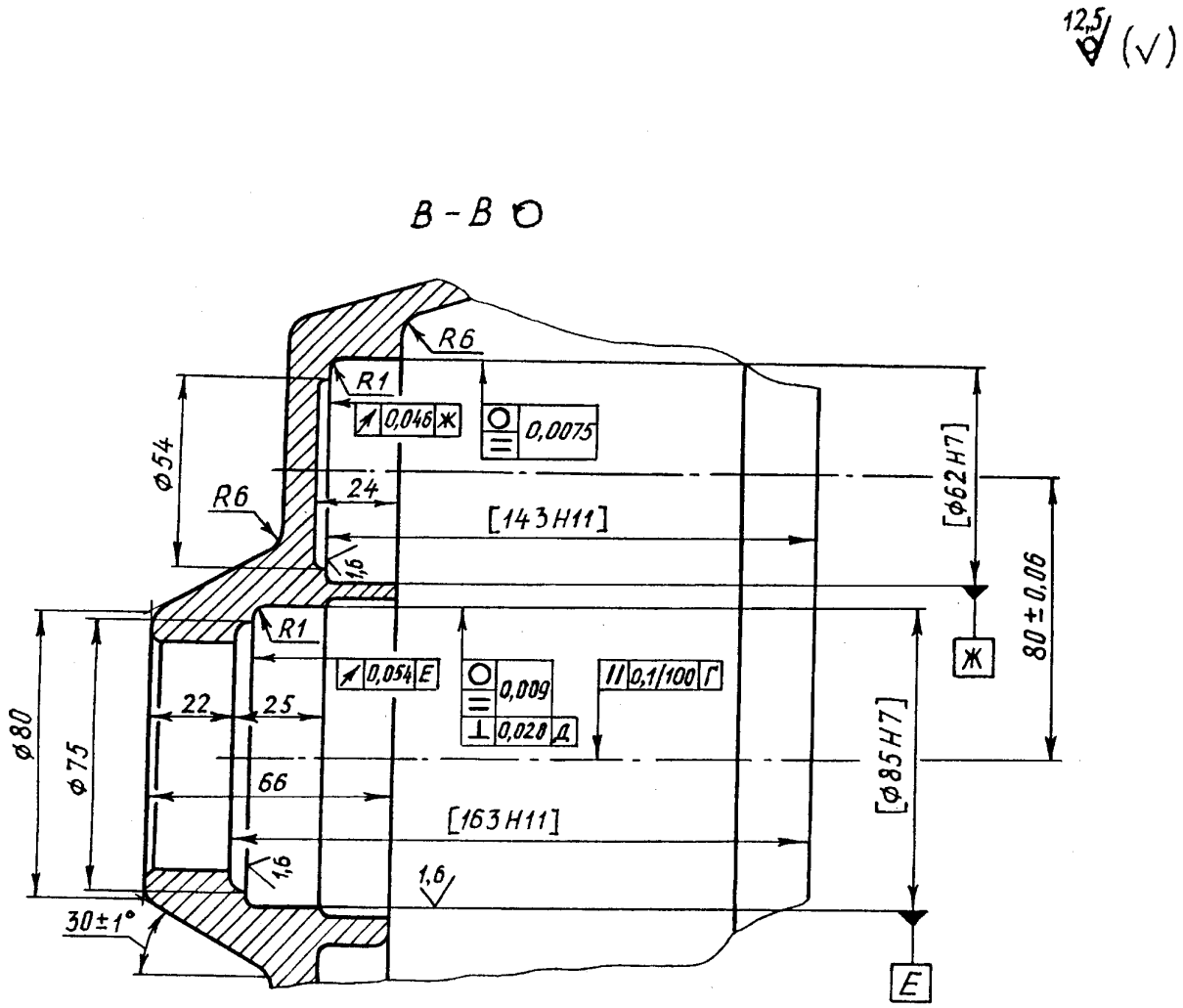
Таблица 3П.7

Корпус мотор-редуктора типа 5МЦС (материал АК3М2 ГОСТ 1583 – 93)




3
A
n.8
8
R 350
R9
R305
R80
65
67
245
ø20
R9
61
R6
R6
12
20±1
6,3
4 отв ø18
ø0,6 M
130
136
190
240
И – И
6,3
30
4 отв. ø 2,4
ø0,2 M
0,006
0,8
ø 10 u8
2 отв.
6,3
1×45°
3
24*
R6
32
И
92
1×45°
130
53
6,3
6
10
R6
И
R12,5
140
25
200


Б
222
155
38
5°±1°
R10
R6
20
7
Контур сопряжения с дет. ...
R11
2 бобышки
В
R3
R6
7отв. М8-6Н
⌖ ф0,2 М
3,2
R3
7
5 ребер
30±1°
ф85
10
120
[103±0,035]
146
R6
R3
R11
275
7
[40±0,04]
R6
R3
ф105
[31,5±0,04]
[69,282±0,04]
ф18
5 бобышек
R6
R3
78
87
В
110
7
110
[109±0,035]
[192±0,05]



1. 75НВ.
2. Неуказанные литейные радиусы 1 мм.
3. Неуказанные литейные уклоны 30′.
4. * Размер для контроля.
5. Обработку по размерам в квадратных скобках производить совместно с дет. … Детали применять совместно.
6. H14, h14, $\pm t_2/2$.
7. При совместной обработке допуск параллельности осей отверстий Ж относительно Е в общей плоскости – 0,032 мм.
8. Клеймить.

Таблица 3П.8

Фланец подшипниковой бобышки

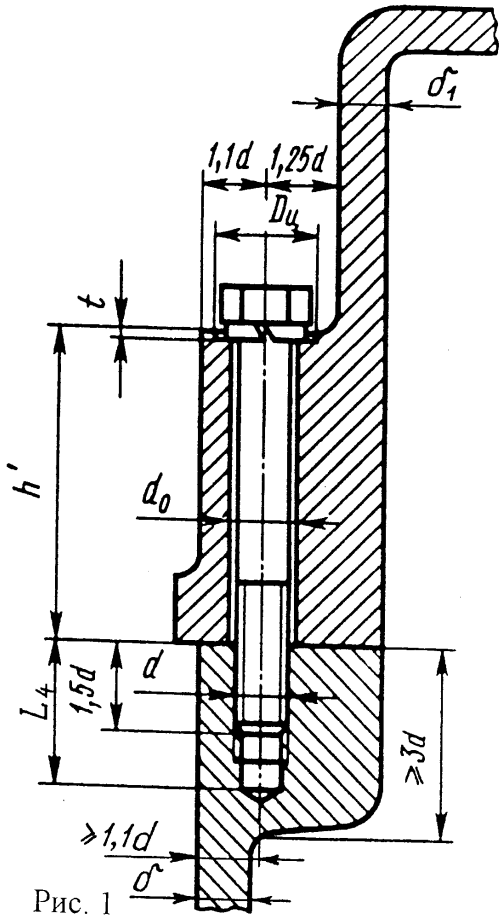


Рис. 1

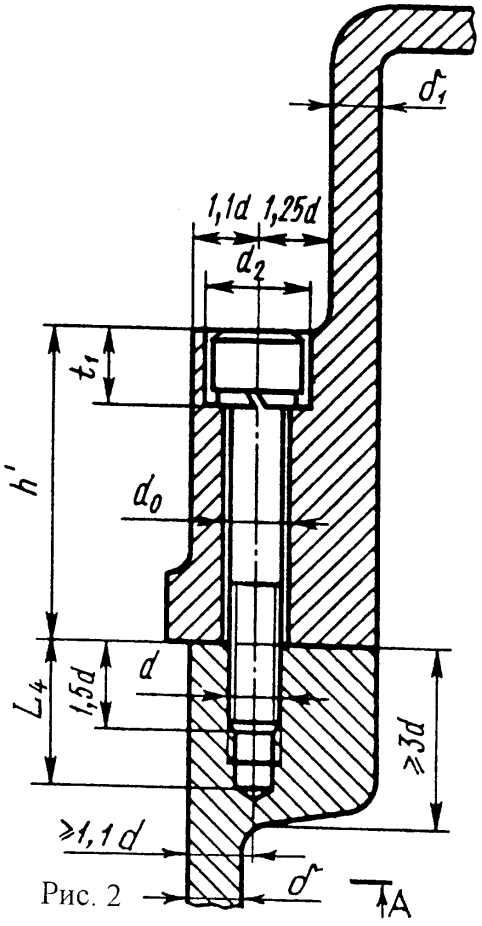


Рис. 2

Размеры в мм

Диаметр резьбы стяжного винта (болта)	***d***	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24
Диаметр цековки	$D_ц$	22	24	28	30	34	36	40
Глубина цековки	***t***	0,5…1,0						
Диаметр отверстия под цилиндрическую головку винта	d_2	20	24	26	30	34	36	40
Глубина отверстия под головку винта	t_1	16	18	21	23	26	28	31
Диаметр отверстия под стяжной болт (винт)	d_0	14	16	18	20	22	24	26

Выбор диаметра резьбы *d* стяжного болта (винта)					
Межосевое расстояние тихоходной ступени a_{wT}, мм	< 160	160…220	220…280	280…350	350…400
***d*, мм**	M12	M14	M16	M18	M20

Примечания: 1. Высота h' принимается конструктивно.
2. Размер L_4 см. табл. 3П.22.

Таблица 3П.9

Фланец корпуса редуктора

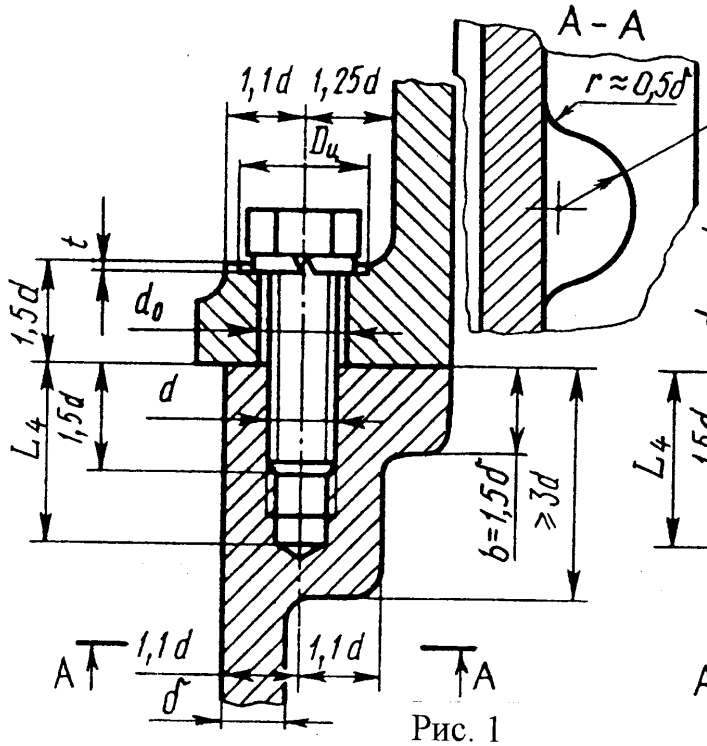


Рис. 1

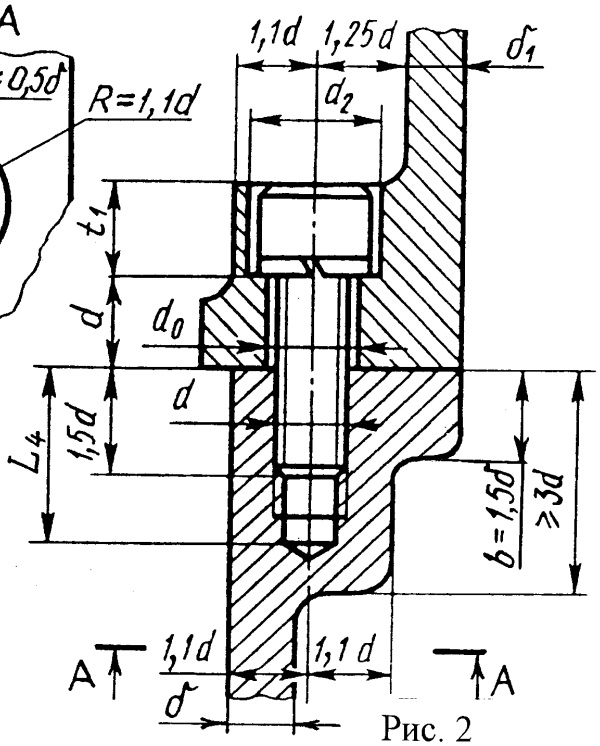


Рис. 2

Крепление стяжными болтами с шестигранной уменьшенной головкой класса точности А (ГОСТ 7808 – 70)	**Крепление стяжными винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением “под ключ” класса точности А (ГОСТ 11738 – 84)**

Примечания: 1. Диаметр резьбы *d* стяжного болта (винта) для соединения фланца корпуса редуктора принимают таким же, как и для фланца подшипниковой бобышки (см. табл. 3П.8).

2. Размеры $D_Ц$, d_2, t, t_1 и d_0 см. табл. 3П.8, размер L_4 – по табл. 3П.22.

Пример конструкции

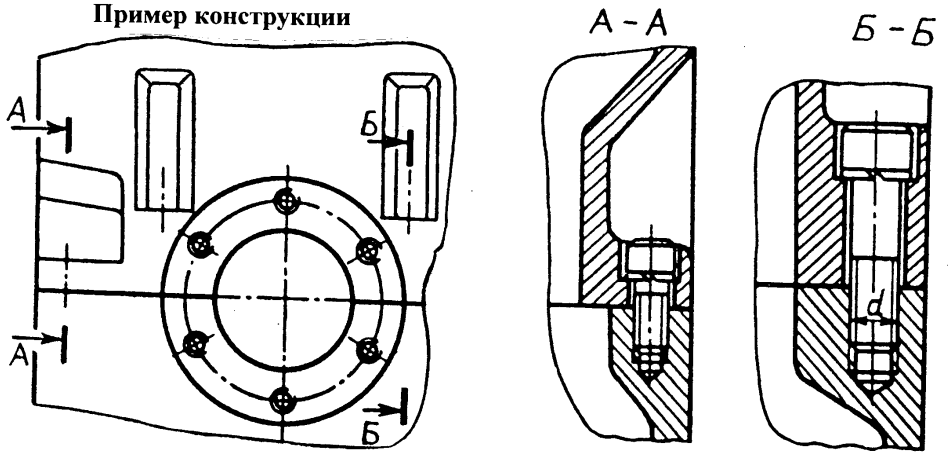
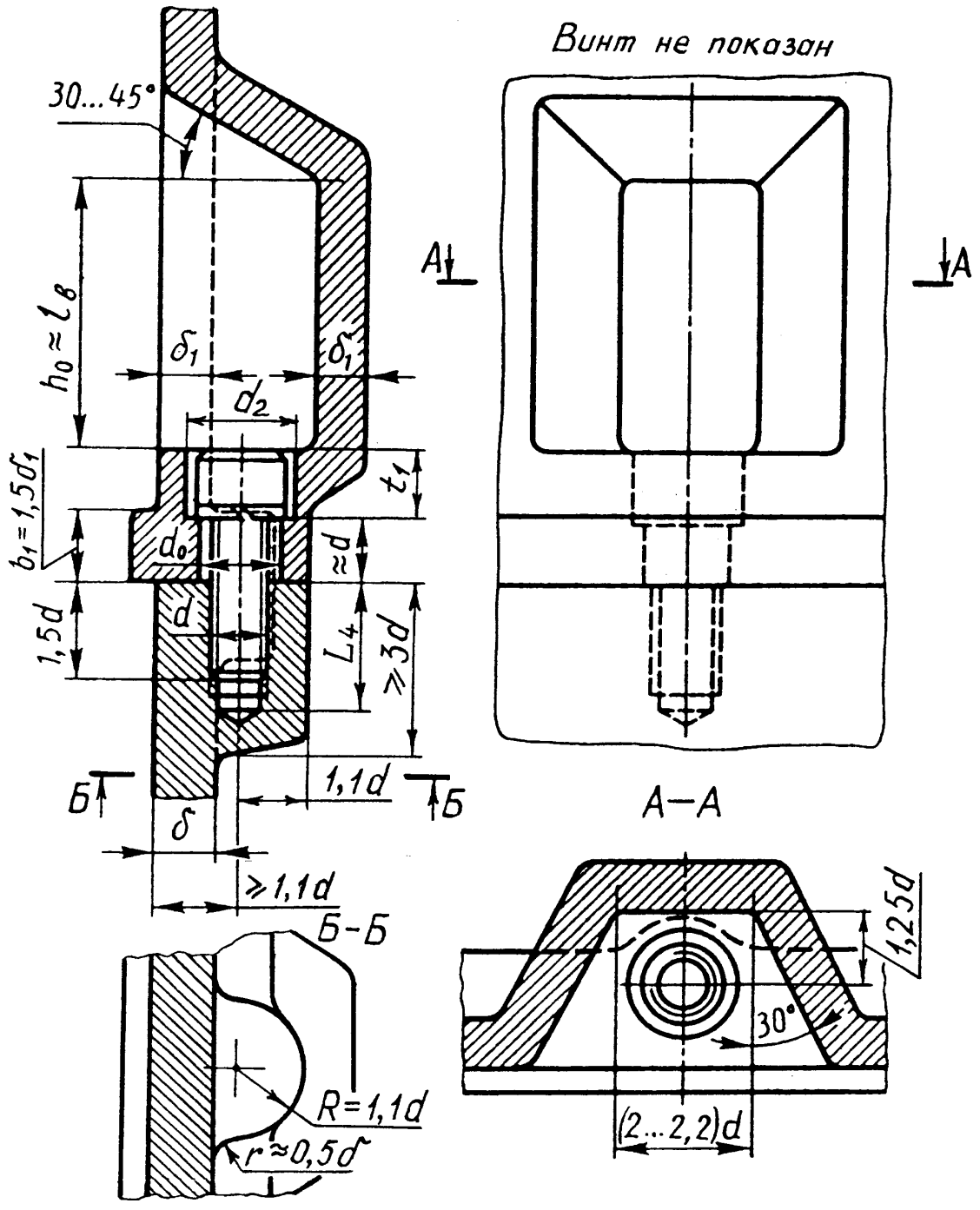


Таблица 3П.10

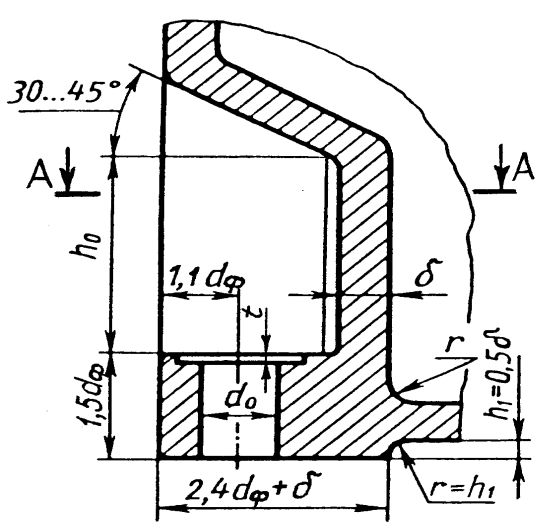
Ниша для установки стяжных винтов

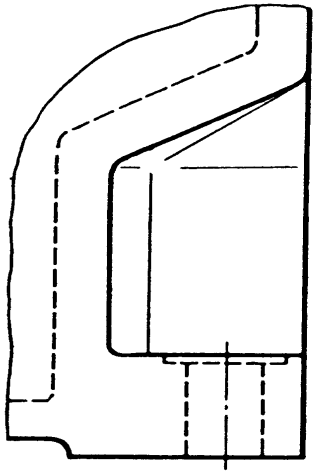


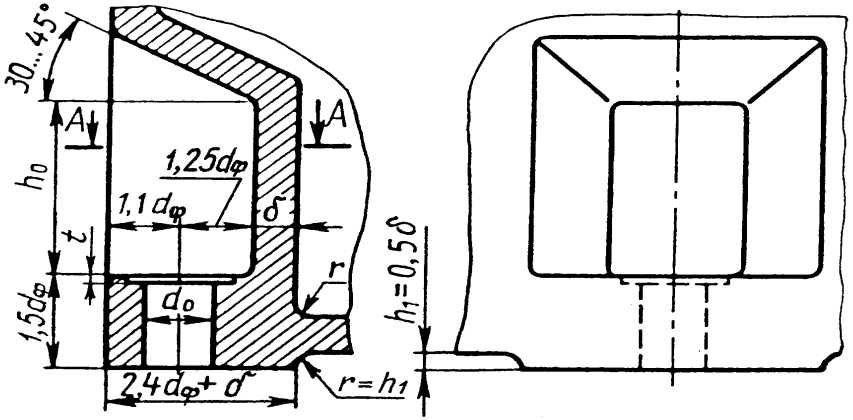
Примечания: 1. $l_в$ – полная длина винта.
2. Размеры d, d_2, d_0 и t_1 – см. табл. 3П.8.
3. L_4 – см. табл. 3П.22

Таблица 3П.11

Конструкция места крепления корпуса редуктора к раме







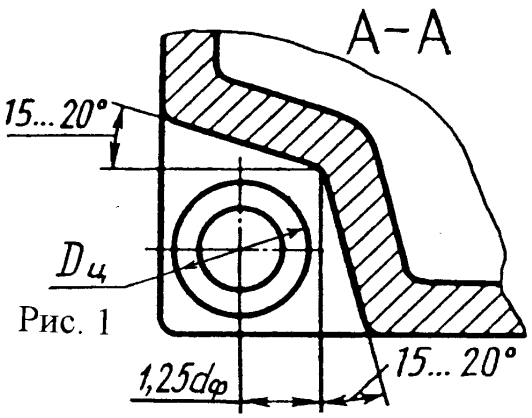


Рис. 1

Примечания:

1. Диаметр $d_ф$ болтов для крепления корпуса редуктора к раме (фундаментных болтов) $d_ф \approx 1{,}25\,d$, где d – диаметр стяжных винтов (табл. 3П.8).
2. d_0 – по табл. 3П.22 (3-й ряд) в зависимости от $d_ф$.
3. $D_Ц$ и t – см. табл. 3П.8
4. Число n фундаментных болтов для всех типов редукторов :

   n = 4 при $a_{wT} \le 250$ мм;

   n = 6 при $a_{wT} > 250$ мм,

   где a_{WT} – межосевое расстояние тихоходной ступени.
5. Высота h_0:

   $h_0 = 2{,}5\,(d_ф + \delta)$ – для болтов;

   $h_0 = (2\ldots2{,}5)d_ф$ – для шпилек.

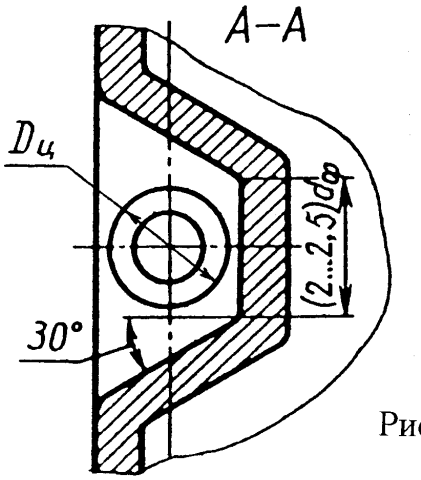
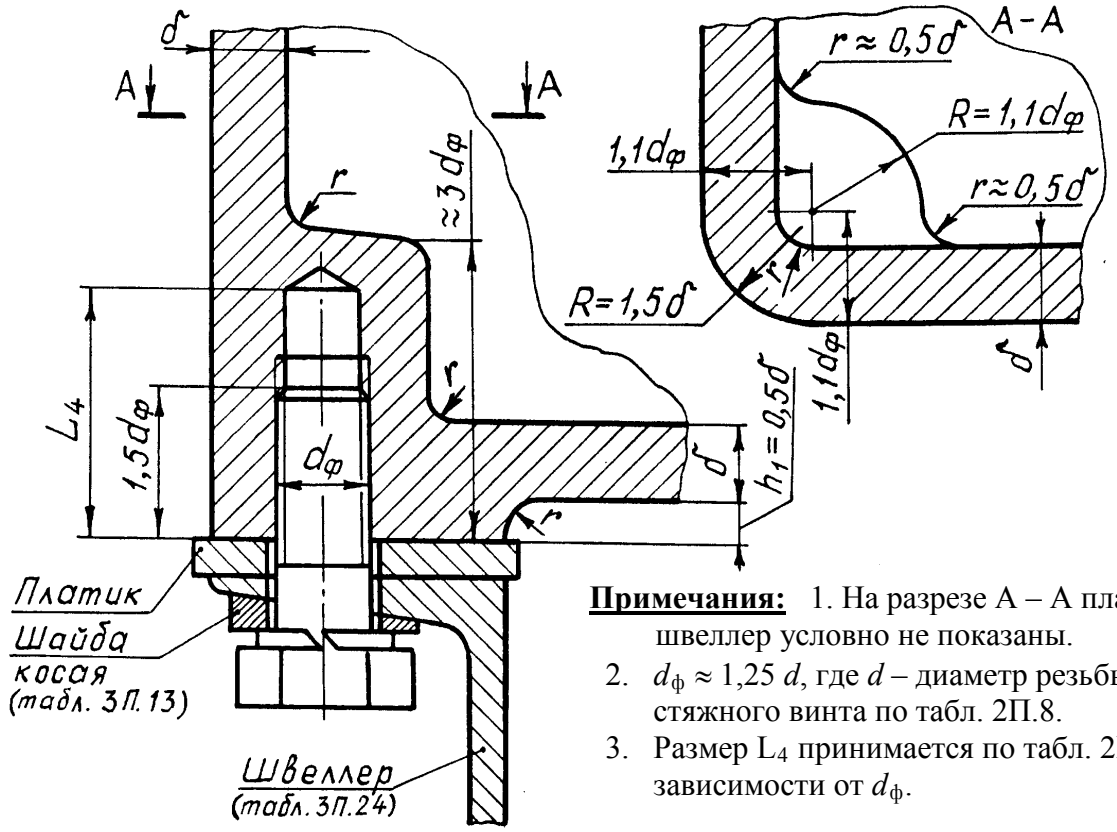


Рис. 2

Таблица 3П.12

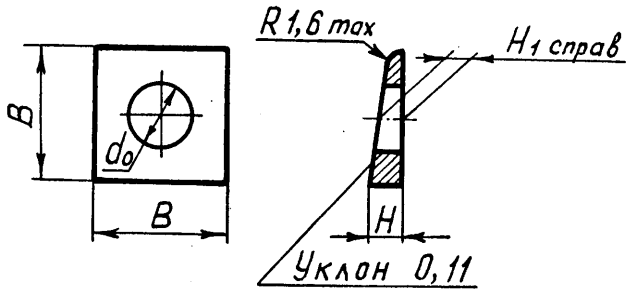
Вариант крепления корпуса редуктора к раме



Примечания:
1. На разрезе А – А платик и швеллер условно не показаны.
2. $d_ф \approx 1{,}25\ d$, где d – диаметр резьбы стяжного винта по табл. 2П.8.
3. Размер L_4 принимается по табл. 2П.22 в зависимости от $d_ф$.

Таблица 3П.13

Косые шайбы по ГОСТ 10906 – 78, мм



Болт	М6	М8	М10	М12	М14	М16	М18	М20	М22	М24	М27
d_0	6,6	9	11	13	15	17	19	22	24	26	30
B	16	16	20	30	30	30	40	40	40	50	50
H	5,8	5,8	6,2	7,3	7,3	7,3	8,4	8,4	8,4	9,5	9,5
H_1	4,9	4,9	5,1	5,7	5,7	5,7	6,2	6,2	6,2	6,8	6,8

Таблица 3П.14

Фиксирование крышки корпуса штифтами

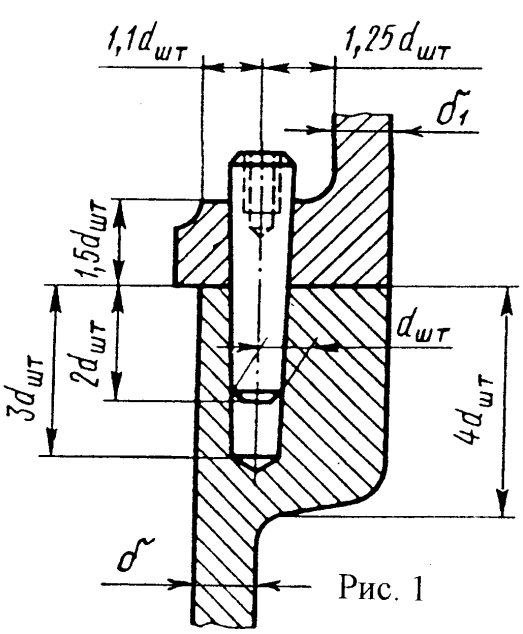


Рис. 1

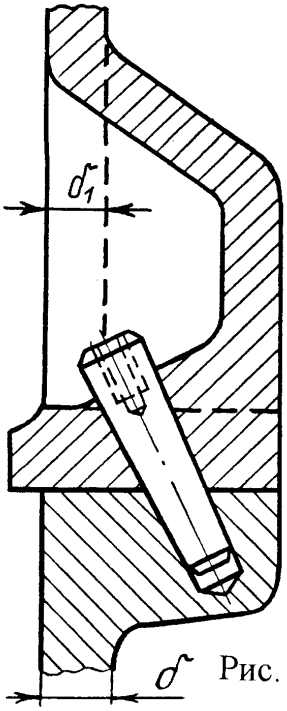


Рис. 2

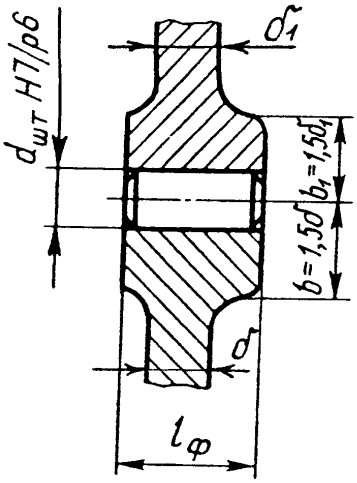
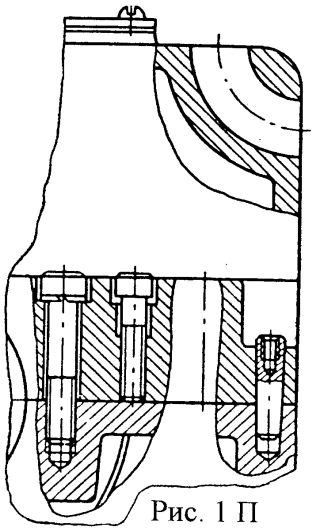


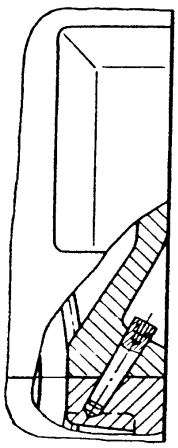
Рис. 3

Примечания: 1. Диаметр штифтов $d_{шт} \approx (0{,}7\ldots0{,}8)\,d$, где d – диаметр стяжных болтов (винтов) (см. табл. 3П.8).

2. Количество устанавливаемых штифтов: конических с внутренней резьбой (ГОСТ 9464 – 79) – 2 штифта; цилиндрических (ГОСТ 3128 – 70) – 4 штифта (по одному со стороны каждой стенки корпуса редуктора в стык крышки и нижней части корпуса).

Примеры конструкций


Рис. 1 П


Рис. 2 П

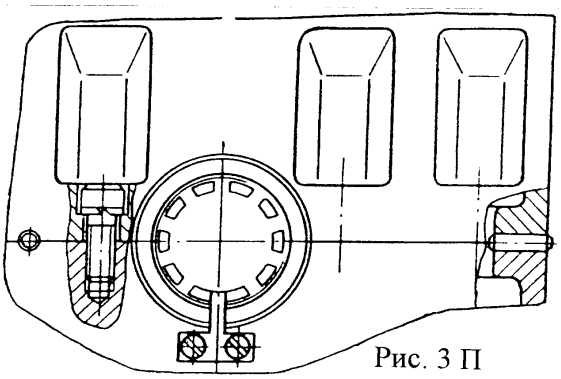

Рис. 3 П

Таблица 3П.15

Проушины

Проушины крышки

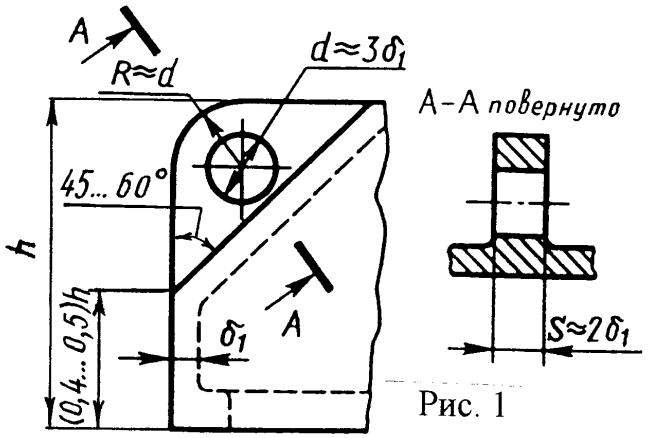


Рис. 1

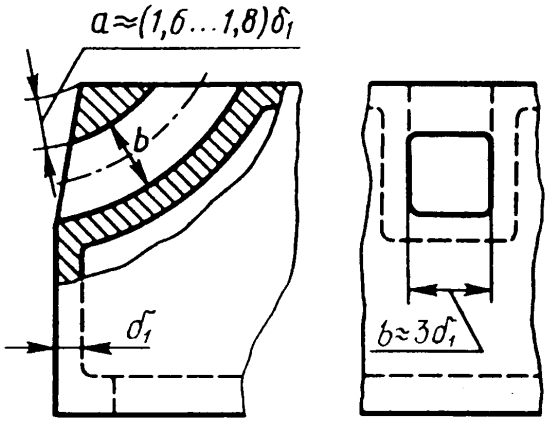


Рис. 2

Проушины нижней части корпуса

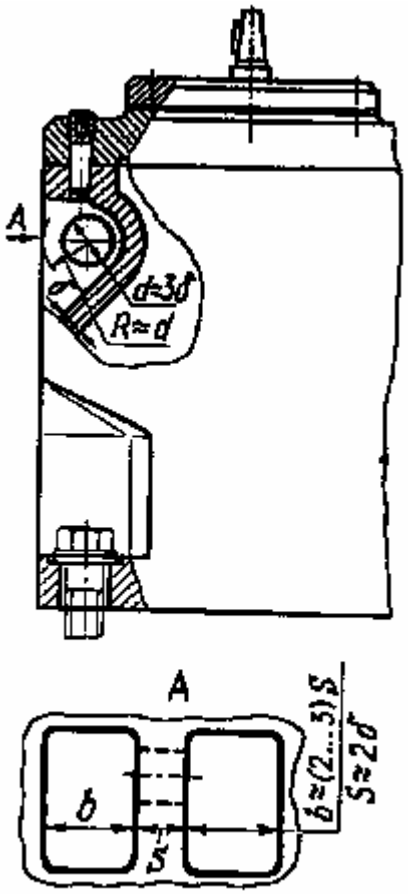


Рис. 3

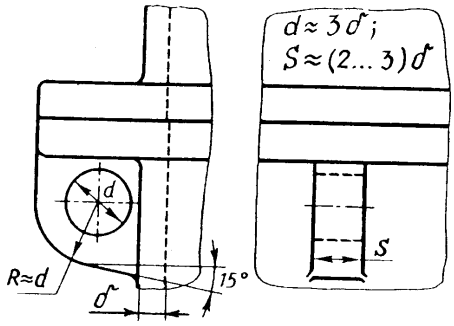


Рис. 4

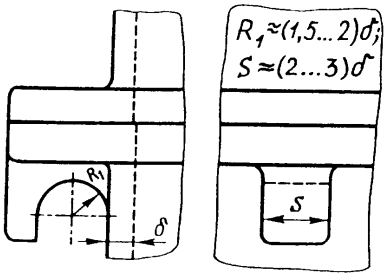


Рис. 5

Таблица 3П.16

Крышки люков и пробки - отдушины

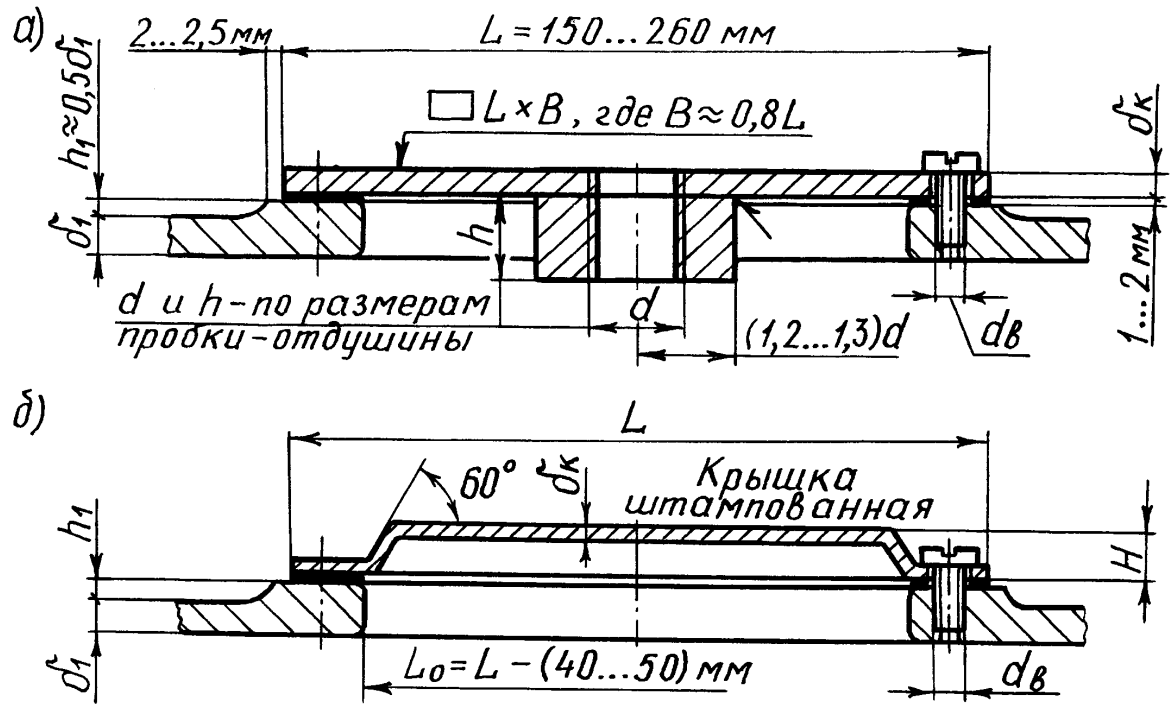


Рис. 1

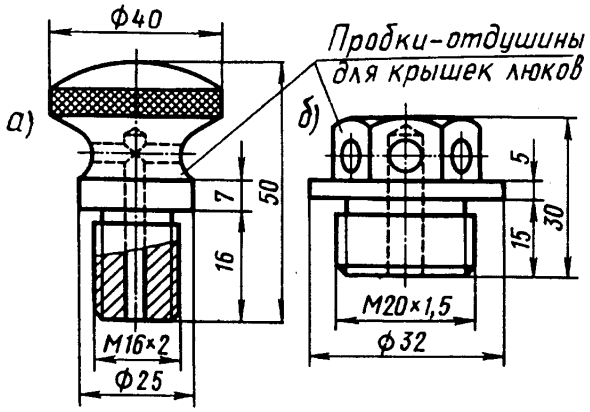


Рис. 2

Примеры конструкций

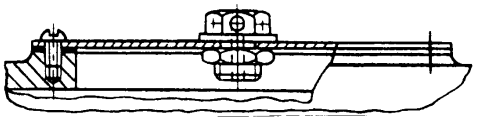


Рис. 1 П

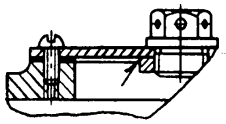


Рис. 2 П

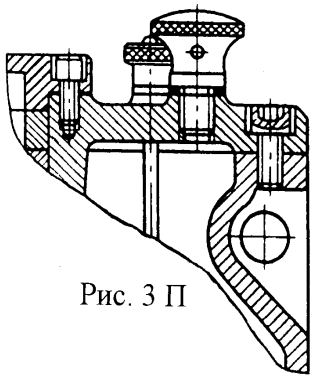


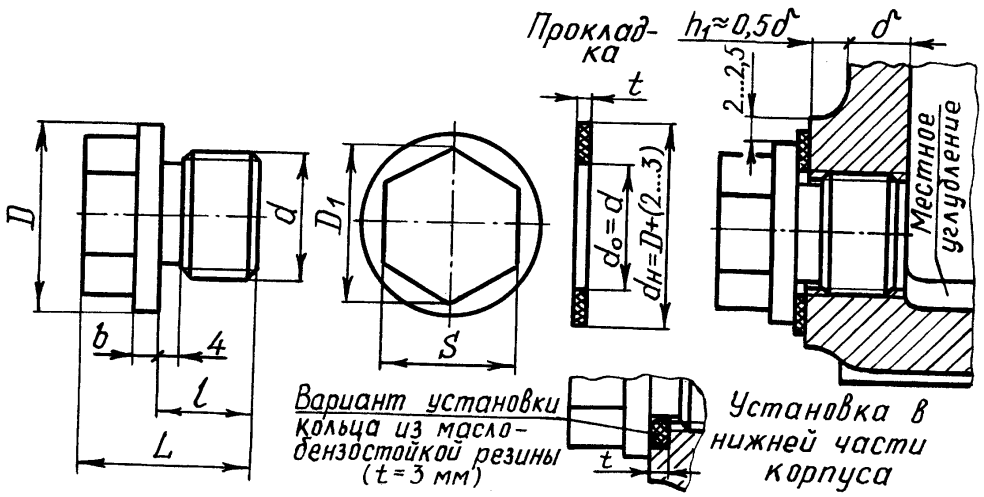
Рис. 3 П

Примечание. Размер L принимается конструктивно; $\delta_к = (0{,}010\ldots0{,}012)\ L \geq 3$ мм; $H \geq 0{,}05$ L; $d_в \approx \delta_1$; число винтов принимают исходя из шага t их расположения, где $t \approx (12\ldots15)\ d_в$

Таблица 3П.17

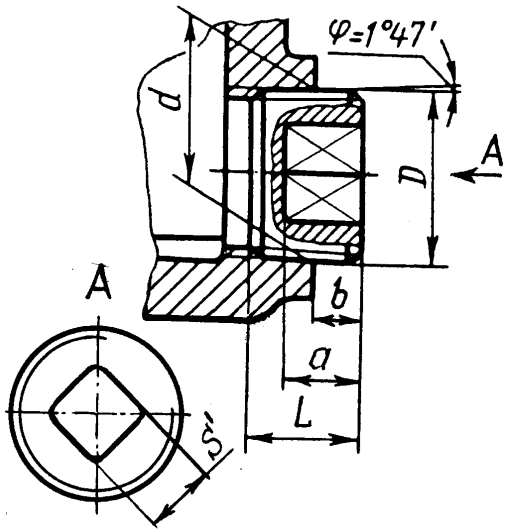
Маслосливные пробки и маслоуказатели

Маслосливные пробки с цилиндрической резьбой



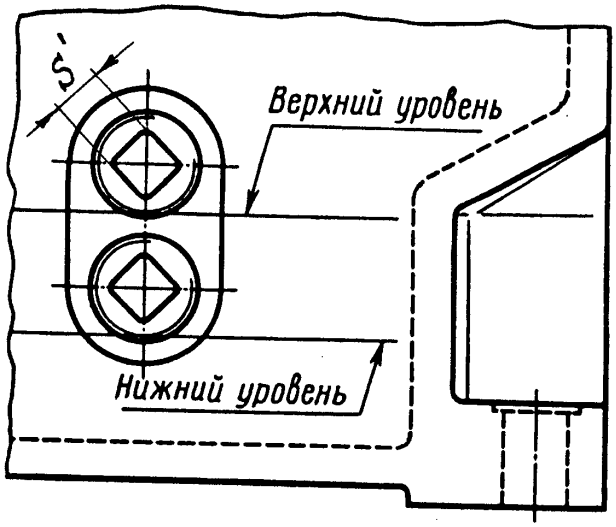
d	*l*	*L*	*b*	*D*	D_1	*t*	*S*
M16×1,5	13	24	3	25	21,9	1,9	19
M20×1,5	15	28	4	30	25,4	2,2	22

Маслосливная пробка с конической резьбой



d	*D*	*L*	*b*	*a*
К 1/2" труб	20,9	15	7,5	11
К 3/4" труб	26,4	17	7,5	13

Маслоуказатель с использованием маслосливных пробок с конической резьбой



Примечание. S/ – размер под ключ (для *d* К1/2" труб-S/ = 8 мм, К 3/4" труб – S/ = 12 мм)

Маслоуказатели жезловые (щупы)

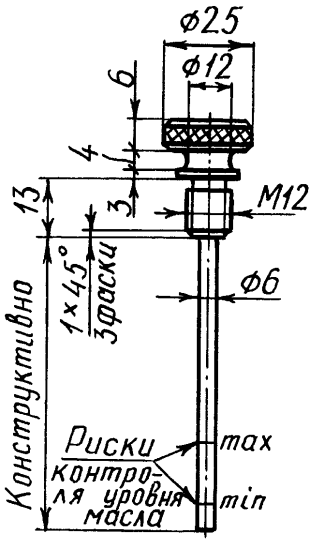


Рис. 1

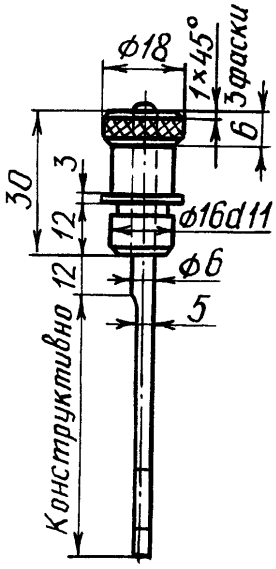


Рис. 2

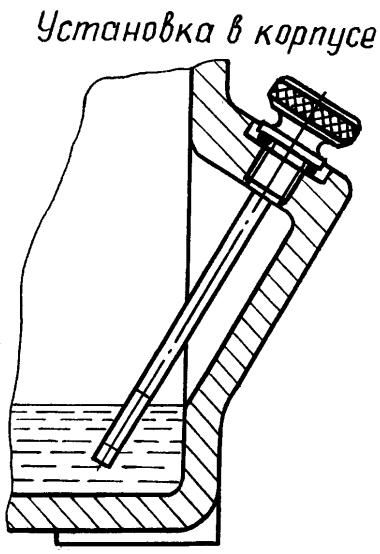


Рис. 3

Примеры конструкций

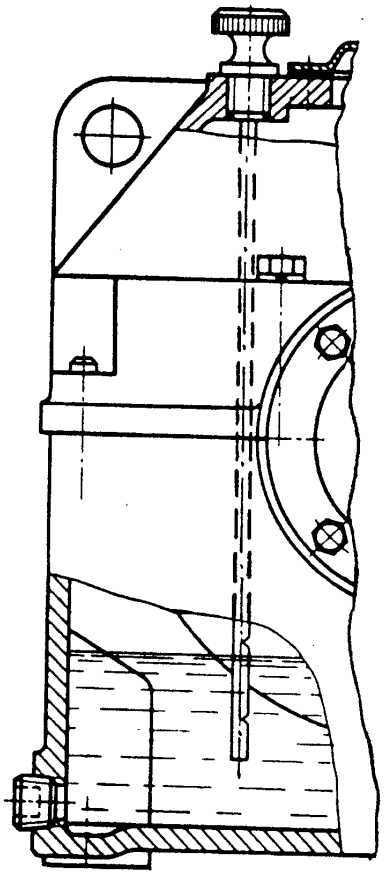


Рис. 1 П

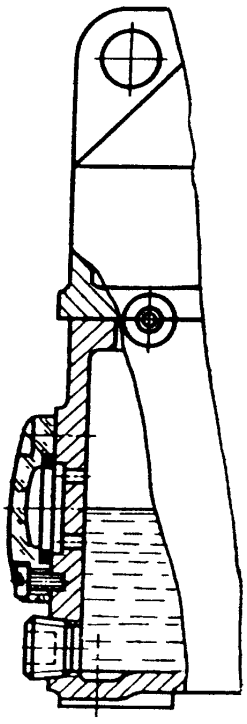


Рис. 2 П

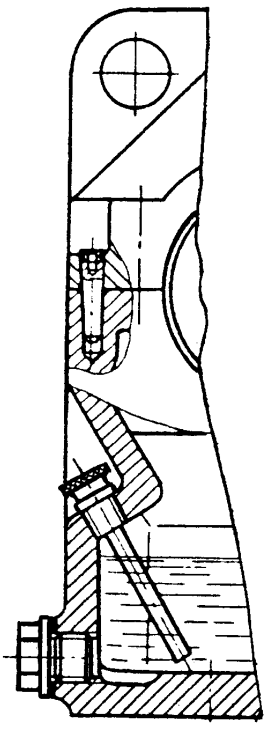
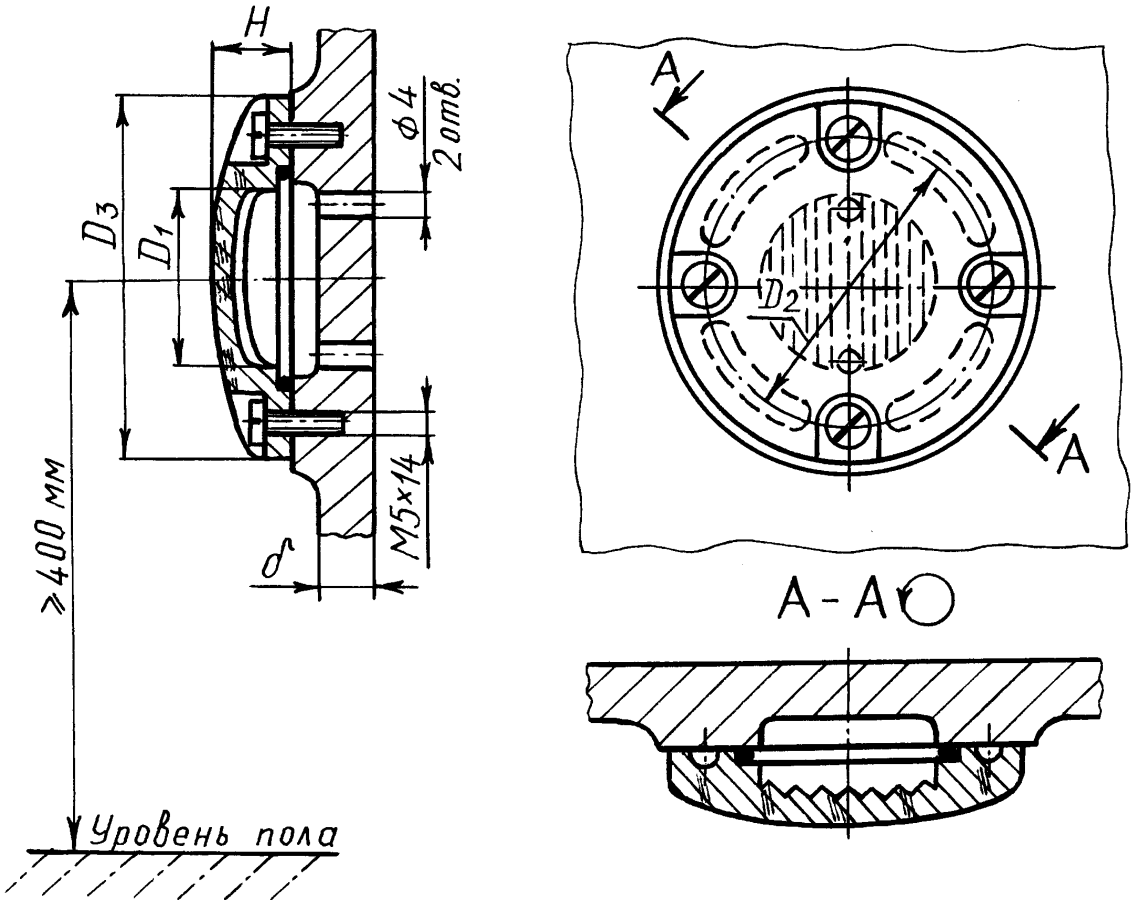


Рис. 3 П

Таблица 3П.18

Маслоуказатели из прозрачного материала



D_1	D_2	D_3	H
32	50	60	12
50	70	80	16

Вариант исполнения

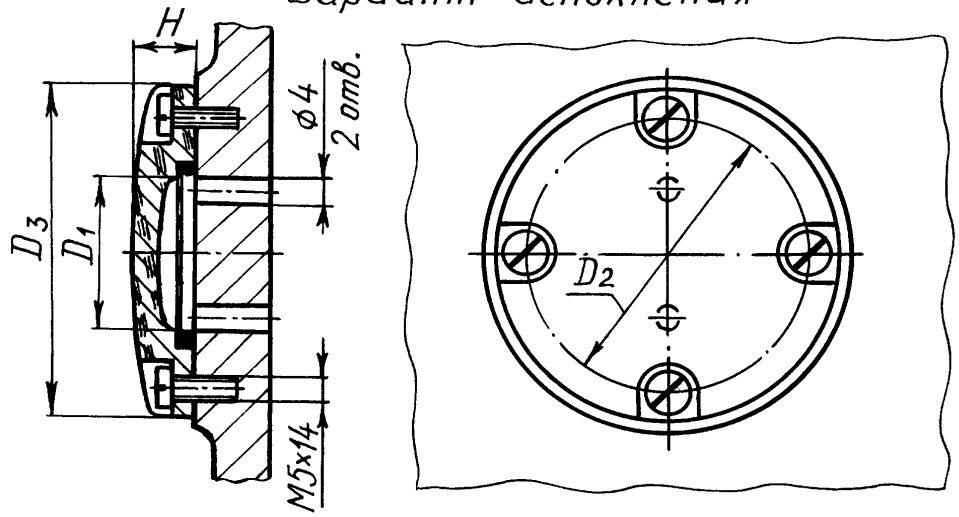


Таблица 3П.19

Крышки подшипниковые привертные

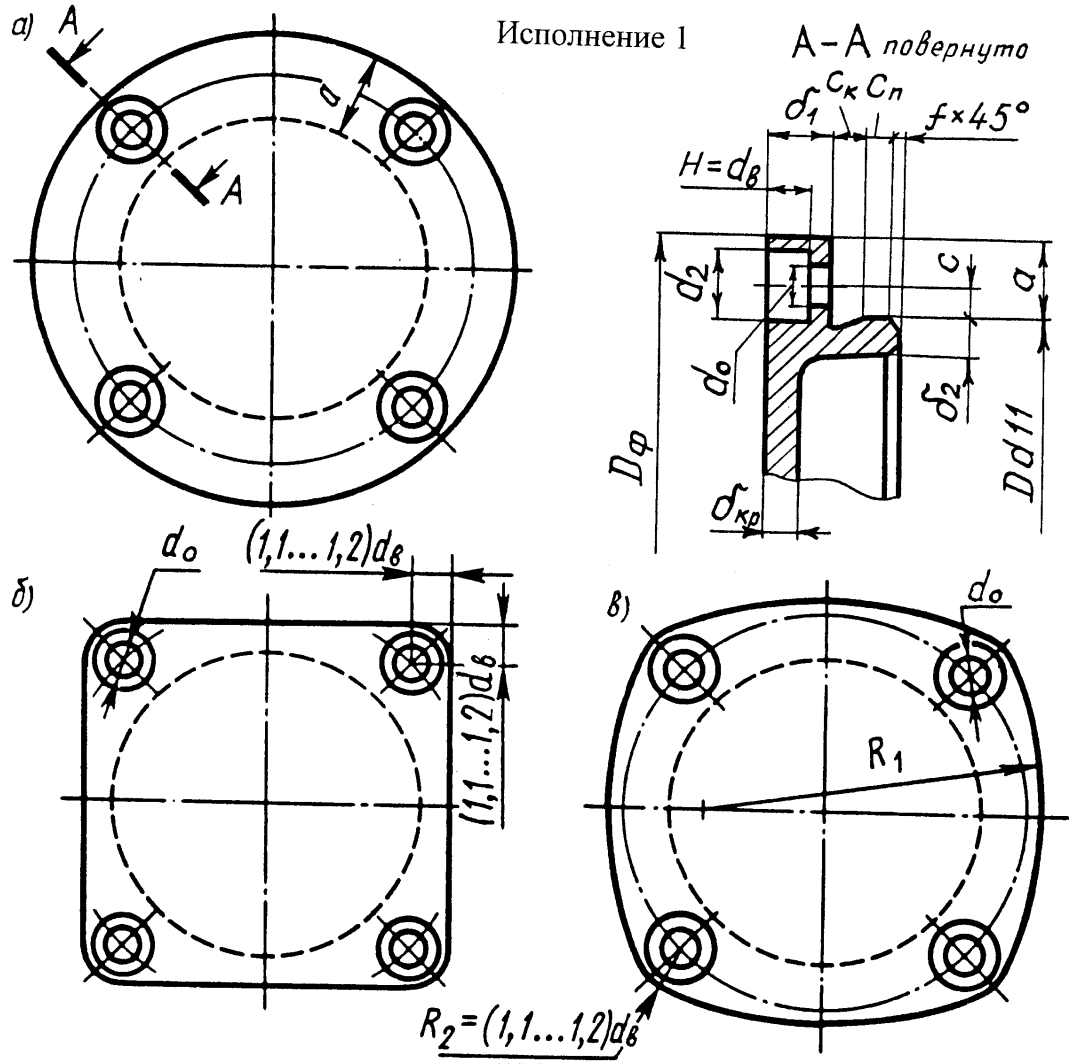


Рис. 1

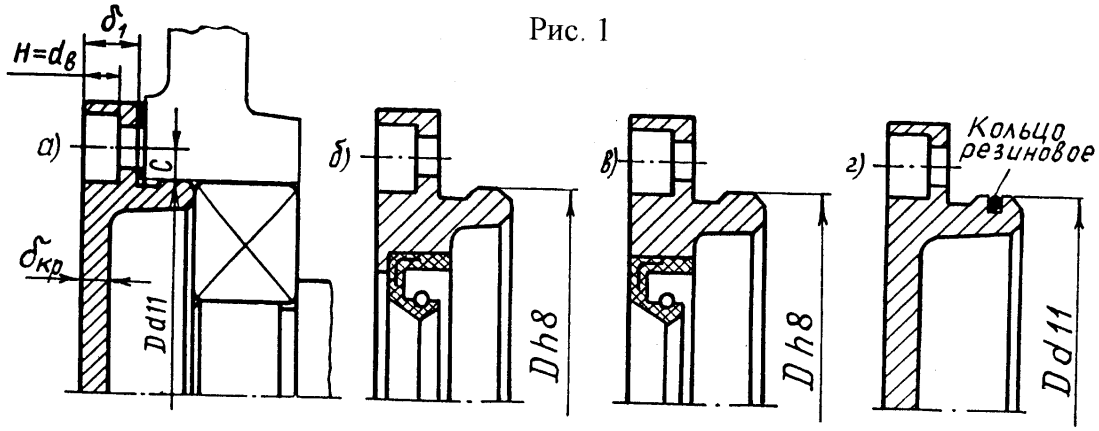


Рис. 2

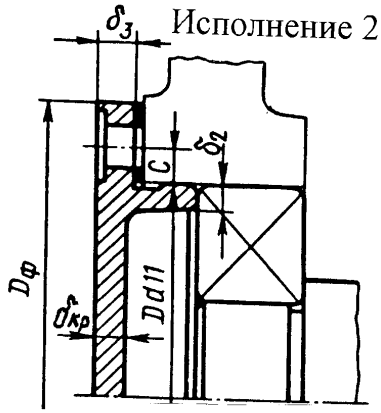


Рис. 3

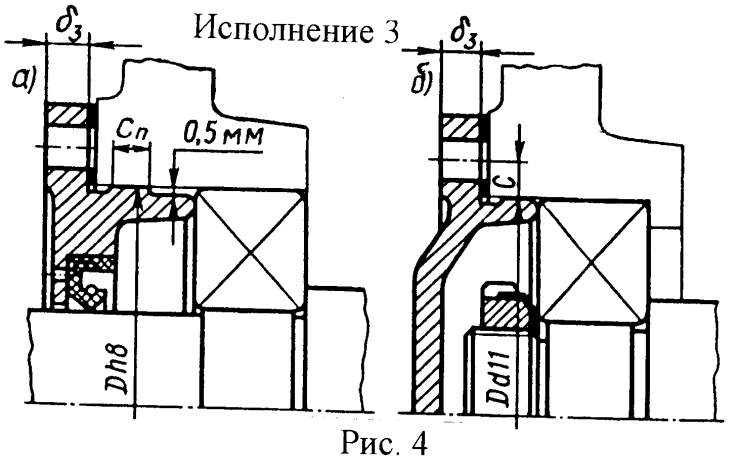
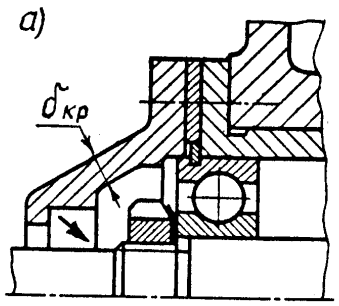
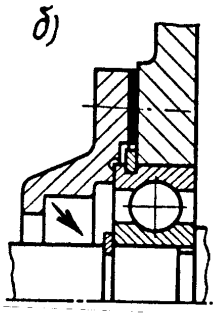


Рис. 4





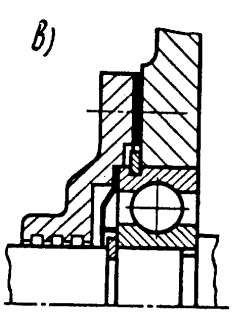


Рис. 5

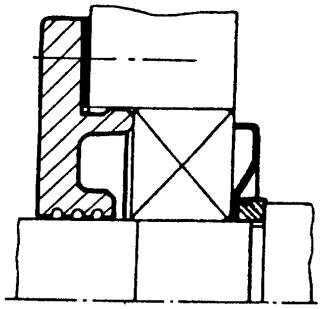


Рис. 6

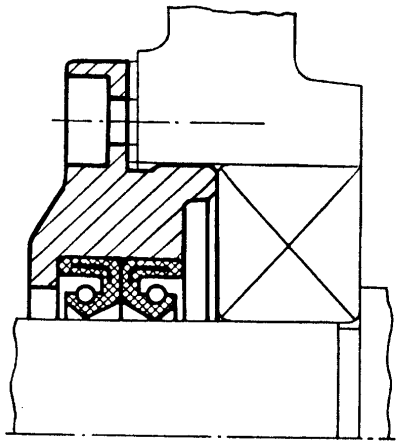


Рис. 7

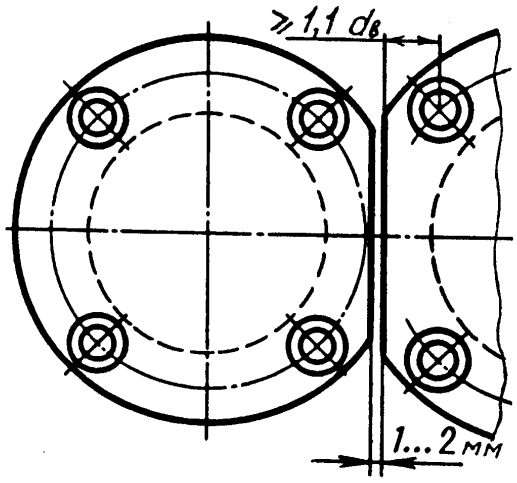


Рис. 8

D, мм	50…62	63…95	100…145	150…200
$\delta_{кр}$, мм	5	6	7	8
Диаметр винта $d_в$, мм	М6	М8	М10	М12
Число винтов $n_в$	4	4	6	6

Размеры других элементов: $\delta_1 = H + 0{,}8\ \delta_{кр}$ (при креплении крышки винтами с цилиндрической головкой); $\delta_2 = (0{,}9\ldots1{,}0)\delta_{кр}$; $c \approx d$; $\delta_3 = 1{,}2\ \delta_{кр}$ (для болтов); $D_ф = D + (4{,}0\ldots4{,}4)\ d_в$; $c_п = (1{,}0\ldots1{,}5)c_к$, где $c_к$ – см. табл. 2П.4; d_0 – см. табл. 3П.22

Таблица 3П.20

Крышки подшипниковые закладные

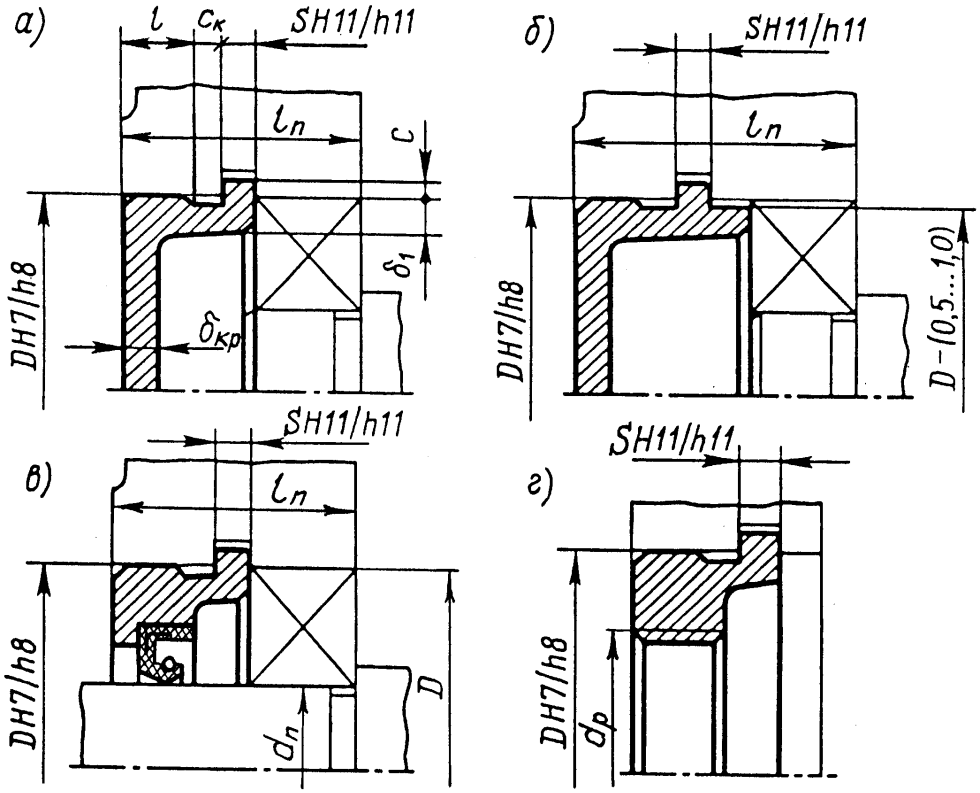


Рис. 1

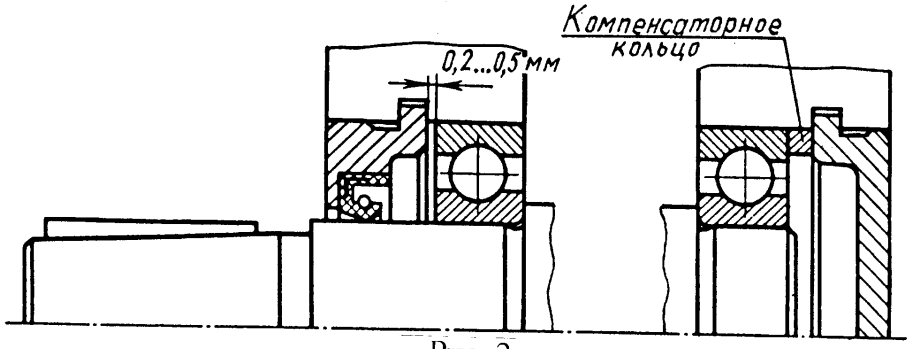


Рис. 2

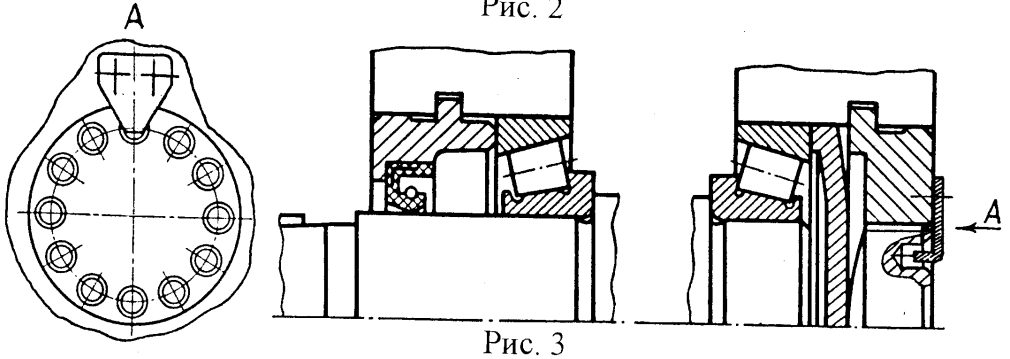


Рис. 3

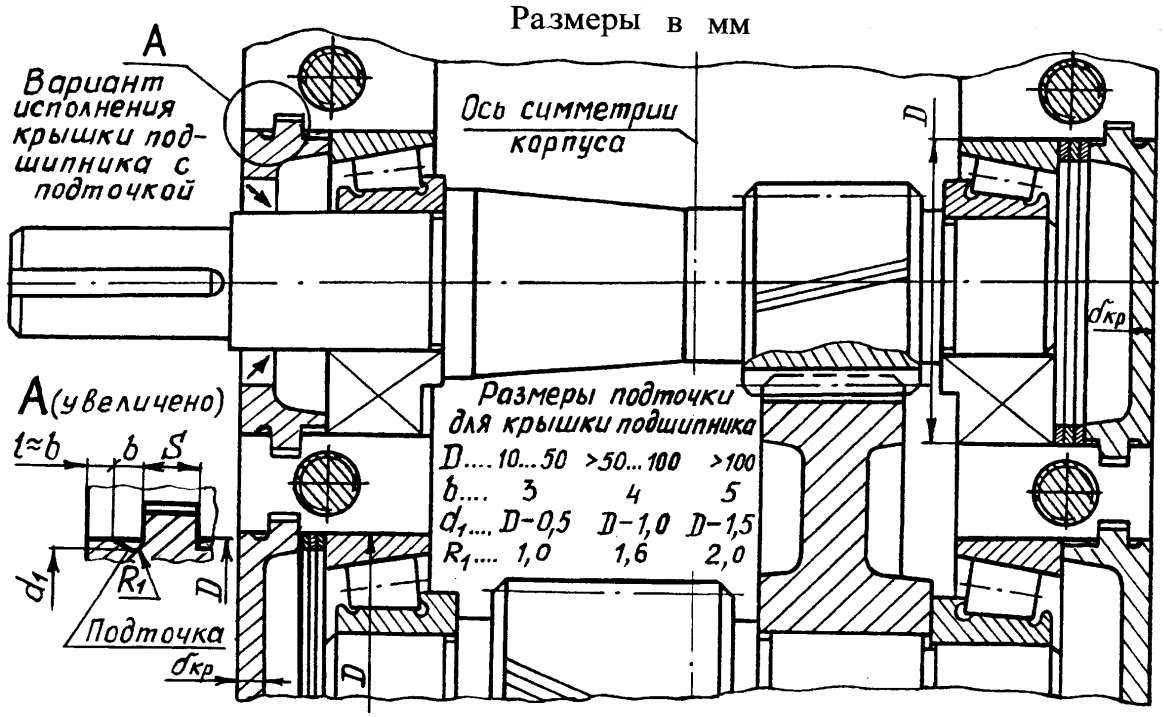


Рис. 4

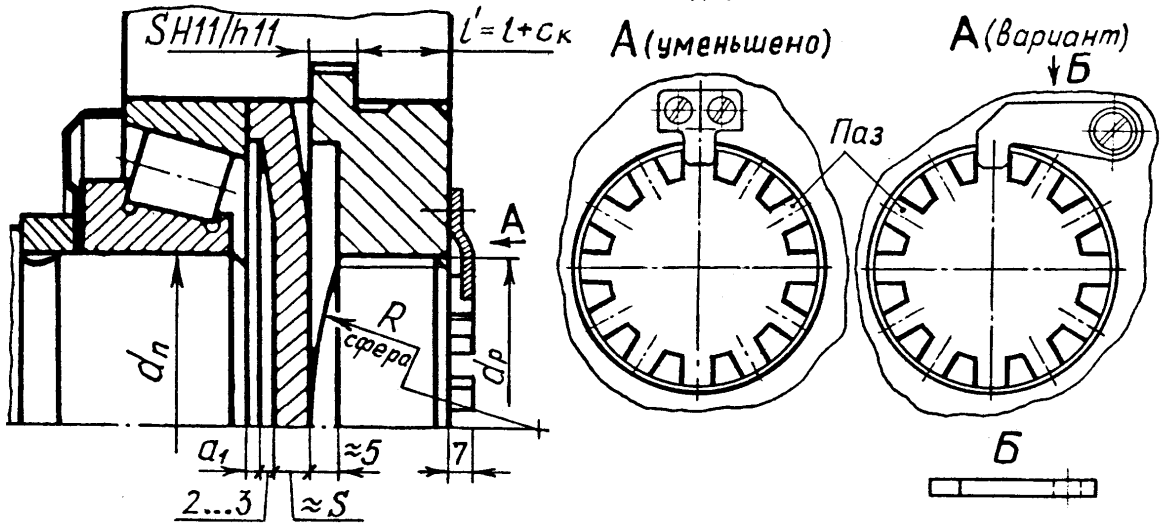


Рис. 5

Примечания: 1. $\delta_{кр}$ при D: $\delta_{кр} = 5$ мм при $D = 50…62$ мм; $\delta_{кр} = 6$ мм при $D = 63…95$ мм; $\delta_{кр} = 7$ мм при $D = 100…145$ мм; $\delta_{кр} = 8$ мм при $D = 150…200$ мм. 2. $\delta_1 = (0{,}9…1{,}0)\delta_{кр}$. 3. $S = (0{,}9…1{,}0)\delta_{кр}$. 4. c=0,5S. 5. $l = (1{,}0…1{,}5)c_к$, где $c_к$ – см. табл. 2П.4 приложения 2П. 6. a_1 – см. табл. 2П.18 приложения 2П. 7. Диаметр резьбы $d_р$: $d_n \le d_р \le (D+d_n)/2$ и выбирают из ряда: …М56×1,5; М68×1,5; М76×1,5; М85×1,5; М90×1,5; М95×1,5; М100×1,5; М105×1,5; М115×1,5; М120×1,5; М125×1,5; М130×1,5; М140×1,5; М160×2,0…

Таблица 3П.21

Стаканы подшипников

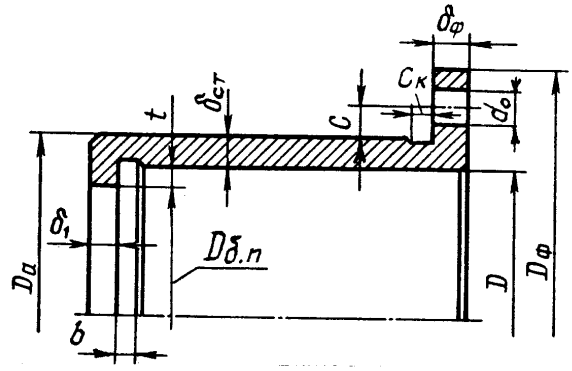


Рис. 1

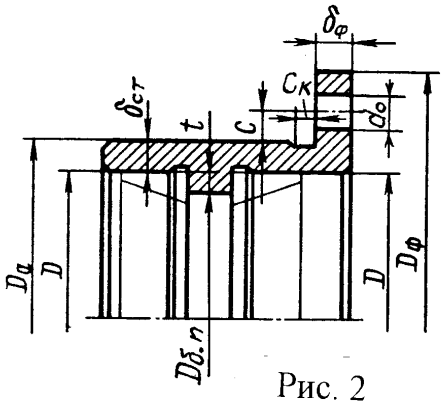


Рис. 2

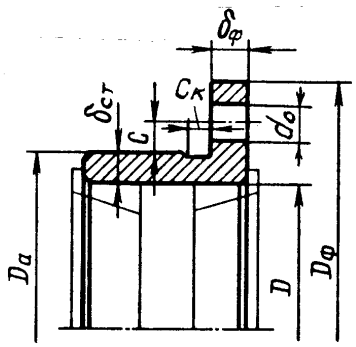


Рис. 3

Размеры в мм

D	До 52	Св. 52 до 80	Св. 80 до 120	Св. 120 до 170
$\delta_{ст}$	4…5	6…7	7,5…9	10…12,5

Примечание. $\delta_1 = \delta_{СТ}$; $\delta_Ф = 1{,}2\ \delta_{СТ}$; $D_a = D + 2\ \delta_{СТ}$; $D_{б.п.}$ – по табл. 2П.18; b – по табл. 2П.3; $c_к$ – по табл. 2П.4 приложения 2П.

Диаметр $d_в$ (мм) и число винтов $n_в$ для крепления стакана к корпусу рекомендуется принимать в зависимости от размера D (мм):

D……	40…62	63…95	100…145	150…200
$d_в$……	М6	М8	М10	М12
$n_в$……	4	4	6	6

В зависимости от диаметра $d_в$ винтов принимают следующие размеры:

$c = d_в$; $D_ф = D_a + (4…4{,}4)\ d_в$; d_0 — по табл. 3П.22 в зависимости от $d_в$ (в табл. 3П.22 обозначено d)

Таблица 3П.22

Глубина завинчивания винта, запасы резьбы и глубины сверления, выход конца винта из гайки и диаметр отверстия

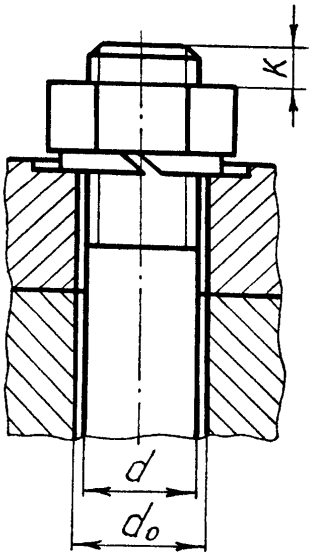


Рис. 1

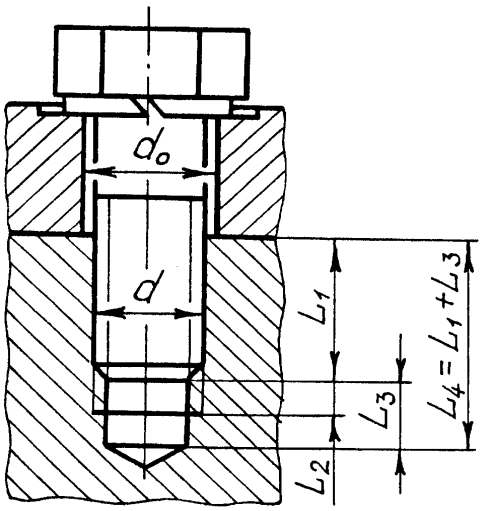


Рис. 2

Диаметр резьбы d	Запас внутренней резьбы полного сечения (без сбега) L_2	Запас глубины сверления L_3 при недорезе a_{min}			Выход конца винта из гайки K	Диаметр отверстия d_0		
		нормальном	коротком	длинном		1-й ряд	2-й ряд	3-й ряд
6	2	8	6	12	1,5…2,5	6,4	6,5	7
8	2,5	10,5	6,5	14,5	1,5…2,5	8,4	9	10
10	3	12	7	16	2…3	10,5	11	12
12	3,5	14,5	8,5	19,5	2…3	13	14	15
14	4	15	9	20	2,5…4	115	16	17
16	4	15	9	20	2,5…4	17	18	19
18	5	17	11	23	2,5…4	19	20	21
20	5	17	11	23	2,5…4	21	22	24
22	5	17	11	23	2,5…4	23	24	26
24	6	21	13	28	3…5	25	26	28
27	6	21	13	28	3…5	28	30	32
30	7	24	15	32	3…5	31	33	35

Примечания: 1. Глубина завинчивания винта L_1: в стальные детали $L_1 \approx d$, в чугунные и силуминовые $L_1 \approx 1{,}5\,d$. 2. При курсовом проектировании диаметр отверстия d_0 рекомендуется принимать по ряду 2, запас глубины сверления L_3 – при недорезе a_{min} нормальном. 3. Размеры в таблице приведены для диаметра d резьбы с

крупным шагом.

Таблица 3П.23

Варианты соединения корпуса редуктора с фланцем электродвигателя исполнения IM 3081

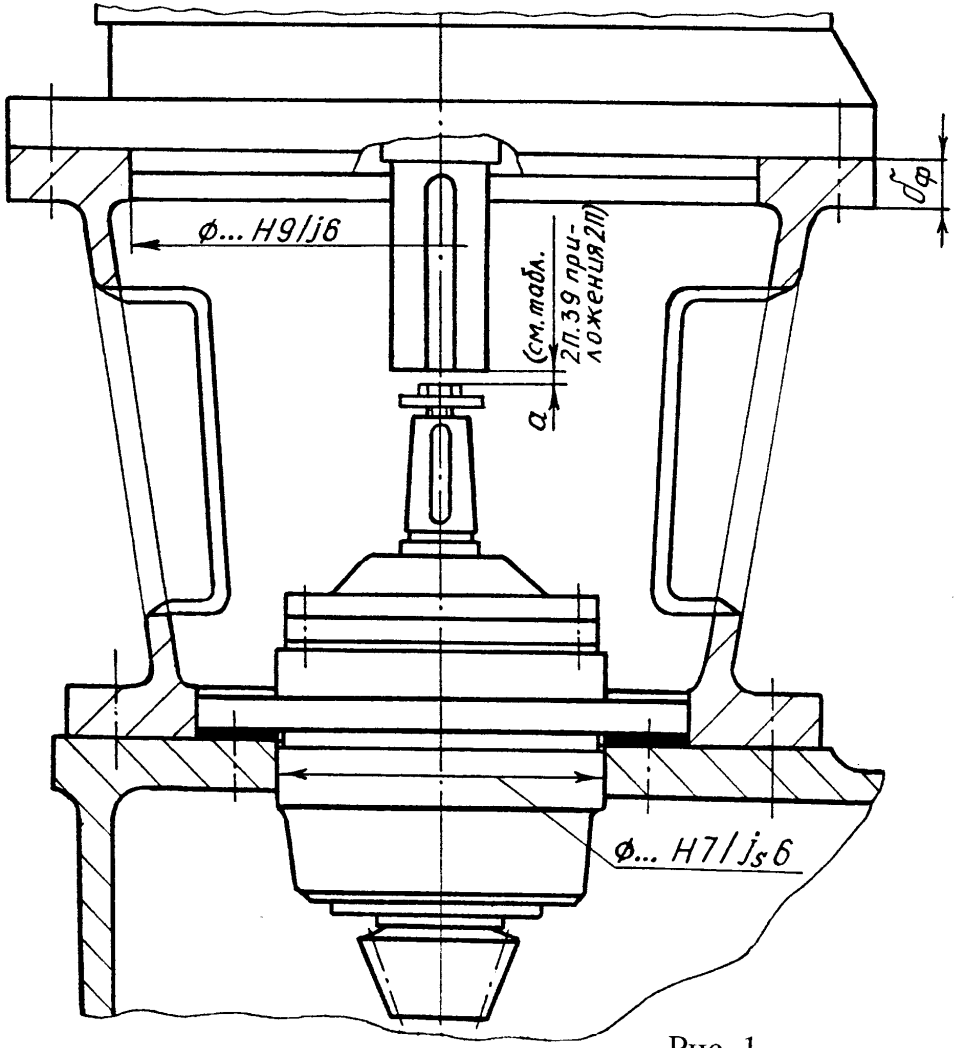


Рис. 1

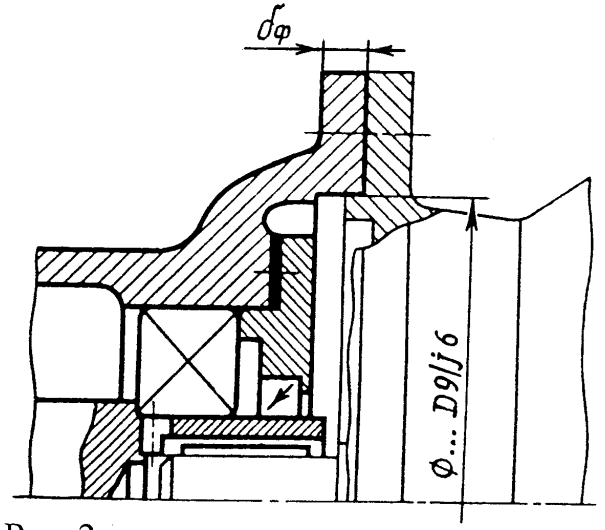


Рис. 2

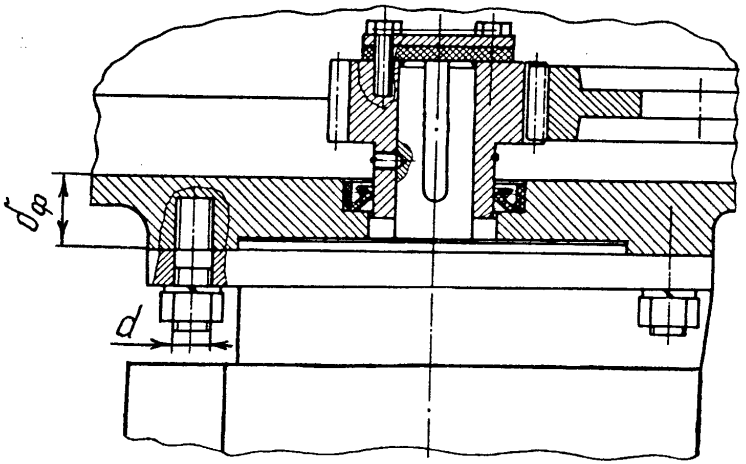


Рис. 3

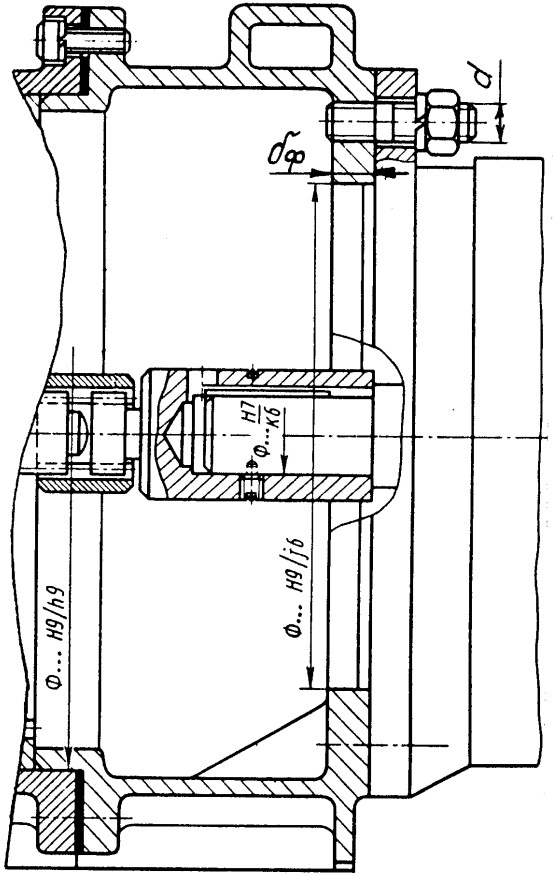


Рис. 4

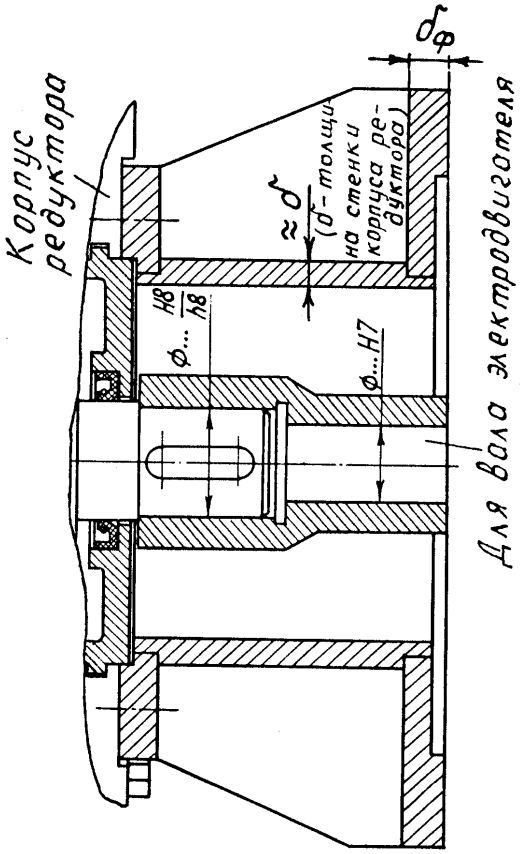


Рис. 5

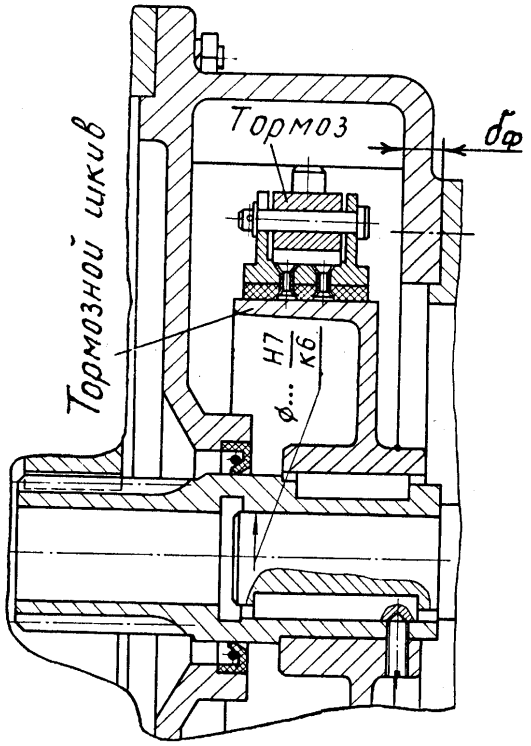
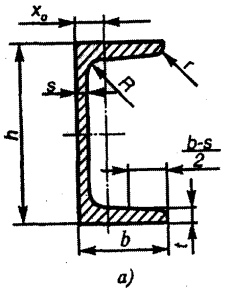


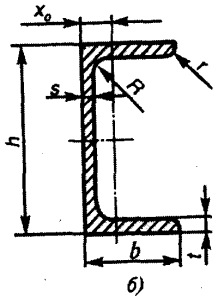
Рис. 6

Таблица 3П.24

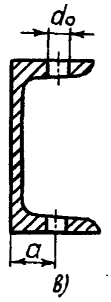
Швеллеры стальные горячекатанные
(из ГОСТ 8240-89)



а)



б)



в)

Номер профиля	h	b	s	t	R	r	x_0	d	d_0	a	A,мм^2
	мм										
5	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5	11,6	М8	9	20	616
6,5	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5	12,4	М8	9	20	751
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	13,1	М10	11	25	898
10	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0	14,4	М10	11	30	1090
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0	15,4	М16	18	30	1330
14	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0	16,7	М16	18	35	1560
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	18,0	М18	20	35	1810
18	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5	19,4	М18	20	40	2070
20	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0	20,7	М22	24	45	2340
22	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0	22,1	М24	26	50	2670
24	240	90	5,6	10,0	10,5	4,0	24,2	М24	26	50	3060
27	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5	24,7	М24	26	60	3520
30	300	100	6,5	11,0	12,0	5,0	25,2	М24	26	60	4050
33	330	105	7,0	11,7	13,0	5,0	25,9	М24	26	60	4650
36	360	110	7,5	12,6	14,0	6,0	26,8	М24	26	70	5340
40	400	115	8,0	13,5	15,0	6,0	27,5	М24	26	70	6150

Примечания: 1.Швеллеры изготовляют с уклоном внутренних граней 4…10% (*а*) и с параллельными гранями полок (*б*) 2.x_0-расстояние от центра масс до наружной грани стенки.3.A-площадь поперечного сечения .4.d-диаметр резьбы крепежной детали (болта, шпильки). 5.d_0- диаметр отверстия (под болт, шпильку).6. Отверстие диаметром d_0 в полке швеллера (*в*) соответствующего номера профиля для наибольшего по размерам резьбового соединения диаметром d выполняется на расстоянии a от наружной грани стенки в случае использования накладных стандартных косых шайб по ГОСТ 10906-78(табл. 3П.13). Если к внутренним граням полок швеллера приваривают нестандартные косые шайбы (рис. 12.3,*а*...*в*), то отверстие диаметром d_0 располагают на расстоянии $E=(b-s)/2 \geq 1{,}25d$ от внутренней грани стенки(рис. 12.3,*а*), что обеспечивает для болтов и шпилек возможность завинчивания гайки гаечным ключом с открытым зевом. Более точные значения расстояния E в зависимости от размера S зева ключа см.[13], с.165.

7. Примеры обозначения швеллеров по рис. (*а*) и (*б*) профиля 14 из стали Ст3:

$$\text{Швеллер}\ \frac{14\ \text{ГОСТ}\ 8240-89}{\text{Ст}\,3\ \text{ГОСТ}\ 535-88}\ ;\ \text{Швеллер}\ \frac{14\ \text{П}\ \text{ГОСТ}\ 8240-89}{\text{Ст}\,3\ \text{ГОСТ}\ 535-88}$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для техн. спец. вузов. – 5-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш. шк., 1998-447 с.: ил.
2. Скойбеда А.Т. и др. Детали машин и основы конструирования: Учеб./А.Т. Скойбеда, А.В. Кузьмин, Н.Н. Макейчик; Под общ. ред. А.Т. Скойбеды. -Мн.: Выш. шк.,2000. -584 с.: ил.
3. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для студентов втузов/Под редакцией В.А. Финогенова.-6-е изд., перераб.-М.: Высш. школа, 1998.-3 83 с.: ил.
4. Решетов Д.Н. Детали машин: Учеб. для студентов машиностроительных и механических спец. вузов.-4-е изд., перераб. и доп.-М.: Машиностроение, 1989.-496с.:ил.
5. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для втузов/С.А.Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов и др.-5-е изд., перераб. и доп. -М. Машиностроение, 1984.-560 с.: ил.
6. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование: Учебное пособие для машиностроительных спец. техникумов.-2-е изд., перераб. и доп. - М.: Высш.шк., 1990.-399 с.: ил.
7. Курсовое проектирование деталей машин /В.Н. Кудрявцев, Ю.А. Державец, И.И. Арефьев и др.; Под общ. ред. В.Н. Кудрявцева: Учеб. пособие для студентов машиностроительных спец. вузов. - Л.: Машиностроение, 1984.-400 с.: ил.
8. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин:Учеб. пособие.-2-е изд. перераб. и доп. - Калининград: Янтар. Сказ, 1999.-454 с.: ил., черт.
9. Кузьмин А.В. и др. Расчеты деталей машин: Справ. пособие/А.В.Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов.-3-е изд. перераб. и доп. - Мн.: Выш. шк.,1986.-400 с.: ил.
10.Курсовое проектирование деталей машин: Справ, пособие: В 2 ч./А.В. Кузьмин, Н.Н.Макейчик, В.Ф. Калачев и др. -Мн.: Выш.шк., 1982.-544 с.: ил.
11 .Производство зубчатых колес: Справочник/С.Н. Калашников, А.С. Калашников, Г.И. Коган и др.; Под общ. ред. Б.А.Тайца.-3-е изд. перераб. и доп. М.: Машиностроение, 1990.-464 с.: ил.
12.Ряховский О.А., Иванов С.С. Справочник по муфтам.-Л.: Политехника, 1991.-384 с.: ил.
13.Курмаз Л. В. Детали машин. Проектирование: Учеб. пособие/Л.В. Курмаз, А.Т. Скойбеда.-Мн.: УП "Технопринт", 2001 .-290с.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

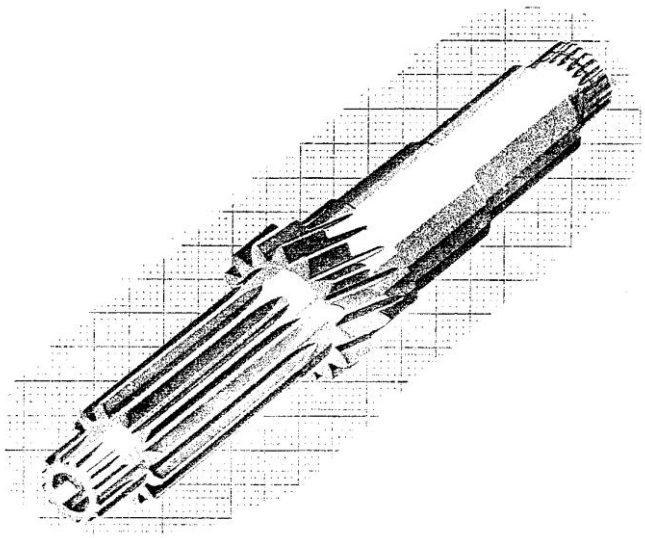
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«БРЕСТСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»

КАФЕДРА ТЕХНИЧЕСКОЙ ЭКСПЛУАТАЦИИ АВТОМОБИЛЕЙ

Методическое пособие

к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин»
для студентов технических специальностей

«РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИЙ ВАЛОВ ПЕРЕДАЧ»



БРЕСТ 2017

УДК 621.83.06(07)
ББК 34.445
М54

Рецензенты: Юдчиц Г.В., заместитель главного инженера ОАО «Брестмаш»;
Серговицкий В.В., заместитель директора ООО «Камион Моторс»

М54 Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей «Разработка конструкций валов передач» / Ф.М. Санюкевич – Брест: БрГТУ, 2017. – 64 с.

ISBN 978-985-493-393-1

Методическое пособие предназначено в помощь студентам при разработке конструкций валов передач редукторов различных типов. Методика определения диаметров ступеней валов представлена в виде примеров, что значительно облегчает работу студента над курсовым проектом по дисциплине «Детали машин». Наличие приложений со справочным материалом не требует при разработке конструкций валов передач привлечения других литературных источников.

УДК 621.83.06(07)
ББК 34.445

Учреждение образования
© Брестский государственный технический университет, 2017
ISBN 978-985-493-393-1 © Санюкевич Ф.М., 2017

СОДЕРЖАНИЕ

Введение…… 4
1. Общие рекомендации…… 4
2. Примеры разработки конструкций валов передач…….. 8
Пример 2.1…… 8
Пример 2.2…… 10
Пример 2.3…… 12
Пример 2.4…… 16
Пример 2.5…… 18
Пример 2.6…… 20
Пример 2.7…… 22
Пример 2.8…… 23
Пример 2.9…… 25
Пример 2.10…… 27
Пример 2.11…… 30
Пример 2.12…… 31
Пример 2.13…… 34
Пример 2.14…… 35
Пример 2.15…… 37
3. Проверочный расчёт тихоходного вала редуктора на сопротивление усталости…… 39
Приложение А. Элементы конструкций валов…… 42
А1. Концевые участки валов…… 42
А2. Переходные участки валов и осей (фаски, галтели, канавки)…….. 44
Приложение Б. Соединения шлицевые прямобочные…… 46
Приложение В. Гайки круглые шлицевые, шайбы многолапчатые для их стопорения, пазы под язычок стопорной шайбы…… 47
Приложение Г. Резиновые армированные манжеты для валов…….. 48
Приложение Д. Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)…… 49
Приложение Е. Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328-75)…… 51
Приложение Ж. Подшипники роликовые однорядные радиально-упорные с коническими роликами α =11…16^{o}…… 52
Приложение З. Установочные размеры для однорядных роликовых радиально-упорных подшипников с коническими роликами…… 55
Приложение И. Установочные размеры для радиальных подшипников качения…… 56
Приложение К. Электродвигатели…… 58
Приложение Л. Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69)…… 60
Список использованных источников…… 61

ВВЕДЕНИЕ

Цель методического пособия – помочь студенту в разработке конструкций валов передач двухступенчатых редукторов, являющихся объектами курсового проектирования по дисциплине «Детали машин». Методика определения диаметров ступеней различных валов представлена в виде примеров, что значительно облегчает работу студента над проектом. Методическое пособие снабжено приложениями со справочным материалом, что не требует привлечения других литературных источников для данного этапа работы над проектом. Автор выражает благодарность сотруднику кафедры «Техническая эксплуатация автомобилей» Г.К. Наумчик за большую помощь при подготовке рукописи, а также рецензентам – заместителю главного инженера ОАО «Брестмаш» Юдчиц Г.В. и заместителю директора ООО «Камион Моторс» В.В. Серговицкому за взятый на себя труд по рецензированию рукописи.

1. ОБЩИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ

Разработку конструкций валов и предварительный выбор подшипников качения, используемых в качестве опор этих валов, студент проводит после расчета передач редуктора. Объектами курсового проектирования по дисциплине «Детали машин» обычно являются двухступенчатые редукторы и мотор-редукторы с различными видами передач и различных конструкций.

Двухступенчатые редукторы имеют три вала: быстроходный, промежуточный и тихоходный. У двухступенчатого мотор-редуктора быстроходным валом является вал двигателя с закрепленной на его конце насадной шестерней.

Быстроходный и тихоходный валы двухступенчатого редуктора имеют выступающие из корпуса концы валов или концевые участки. Промежуточный вал концевых участков, выступающих из корпуса редуктора, не имеет.

Концы быстроходных валов могут выполняться коническими или цилиндрическими, тихоходных валов – коническими, цилиндрическими или в виде части зубчатой муфты (с зубчатым венцом на конце вала, выполненным за одно целое с тихоходным валом).

Для передачи моментов с зубчатых колес на валы используют шпоночное и шлицевое соединения, а также соединение с натягом.

Наибольшее распространение получили валы ступенчатой конструкции, обеспечивающие удобство сборки и осевого фиксирования закрепляемых деталей.

При осевом фиксировании насадного колеса упором в буртик вала (рис. 1.1), диаметр этого буртика обозначают $d_{Б.К}$ или D и принимают:

$$d_{Б.К}\,(D) \approx 1{,}2d, \qquad (1.1)$$

где d – диаметр посадочной ступени вала под ступицей насадного колеса.

Широко используется установка между внутренним кольцом подшипника и ступицей насадного колеса дистанционного кольца (рис. 1.1). Наружные размеры этого кольца определяют из условия контакта его торцов со ступицей колеса и с внутренним кольцом подшипника.

Со стороны торца ступицы насадного колеса дистанционное кольцо выполняет функцию буртика для упора ступицы колеса, и его наружный диаметр будет равен $d_{Б.К}$.

Со стороны торца внутреннего кольца подшипника дистанционное кольцо выполняет функцию буртика для упора внутреннего кольца подшипника. Этот буртик иначе называют заплечиком и его наружный диаметр обозначают $d_{Б.П}$ или d_2 (см. приложения *З* и *И*). Диаметр d_2 относится к установочным размерам подшипников и указывается в некотором рекомендуемом диапазоне.

Если $d_{Б.К} > d_{Б.П}$, то дистанционное кольцо имеет *Г*-образное сечение (рис. 1.1, а). При $d_{Б.К} = d_{Б.П}$ дистанционное кольцо может выполняться цилиндрической формы (рис. 1.1, б). Последний вариант конструкции дистанционного кольца возможен и тогда, когда размер $d_{Б.К}$ входит в рекомендуемый диапазон значений диаметра $d_{Б.П}$ (или d_2).

Если вблизи подшипника расположена шестерня с диаметром вершин зубьев d_{a1} меньше наружного диаметра подшипника, то его защищают маслоотражательной шайбой 1 (см. рис. 1.2) от чрезмерного залива маслом, выдавливаемым вместе с продуктами изнашивания из зубчатого зацепления. Если шайба изготовлена из тонкого листового материала, то для ее точного центрирования устанавливают дополнительно кольцо 2 (рис. 1.2), ширина которого должна быть больше ширины канавки перед заплечиком вала. Ступица точеной маслоотражательной шайбы также выполняется шириной больше ширины канавки.

При проектном расчете вала предварительно определяют диаметр d одного из его участков, исходя из условия прочности только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях $[\tau]$, с той целью, чтобы компенсировать влияние напряжений изгиба, которые на данной стадии расчета еще не известны:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_k \cdot 10^3}{0{,}2\ \tau}}, \qquad (1.2)$$

где d – в **мм**; M_k – в $Н \cdot м$; τ – в $Н/мм^2$.

Крутящий момент M_k в рассматриваемом сечении вала принимают на основании расчетной схемы нагружения соответствующего вала (см. рис.1.3….1.5). Как правило, крутящий момент M_k равен вращающему моменту T на детали, установленной на той ступени вала, диаметр d которой предварительно определяется по формуле (1.2).

Формулу (1.2) можно упростить, приняв для соответствующего вала рекомендуемые значения $[\tau]$:

а) быстроходный вал при $[\tau] = 15…10\ Н/мм^2$:

$$d = (7...8)\sqrt[3]{M_k}; \qquad (1.3)$$

б) промежуточный вал при $\tau = 23...15 Н/мм^2$:

$$d = (6...7)\sqrt[3]{M_k} \qquad (1.4)$$

в) тихоходный вал при $[\tau] = 40…23\ Н/мм^2$:

$$d = (5...6)\sqrt[3]{M_k}. \qquad (1.5)$$

В формулах (1.3)…(1.5): d – в **мм**; M_k – в $Н \cdot м$.

Особенности и методика определения диаметров ступеней валов различных конструкций рассмотрены далее (см. п.2) на конкретных примерах.

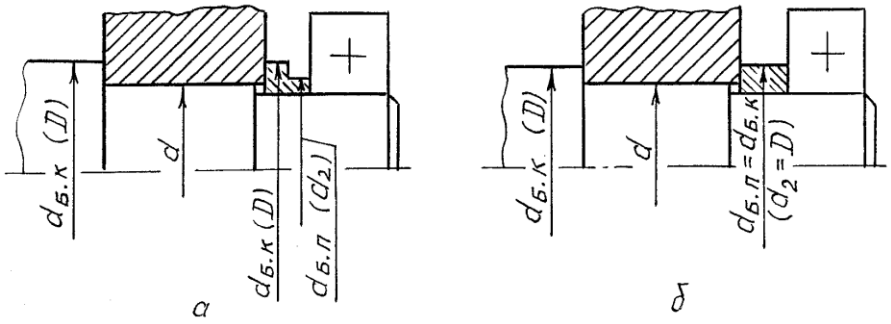


Рисунок 1.1 – К определению размеров дистанционного кольца

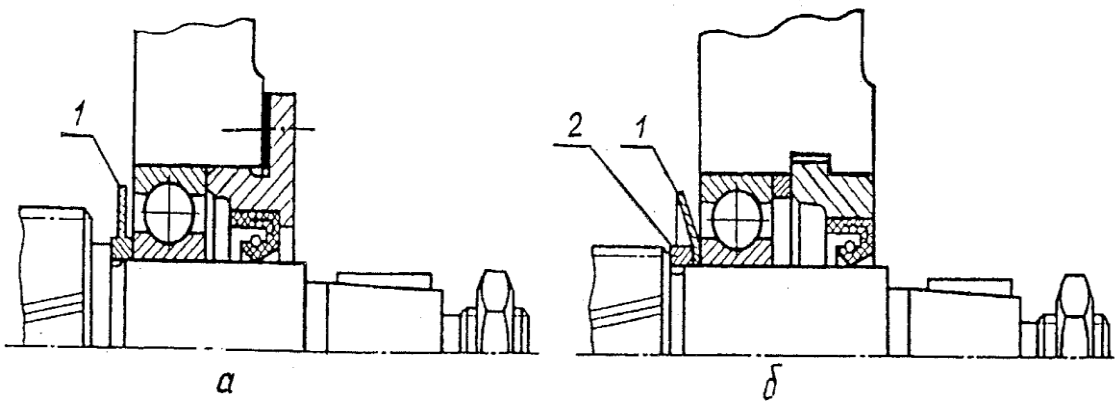


Рисунок 1.2 – Маслоотражательные шайбы

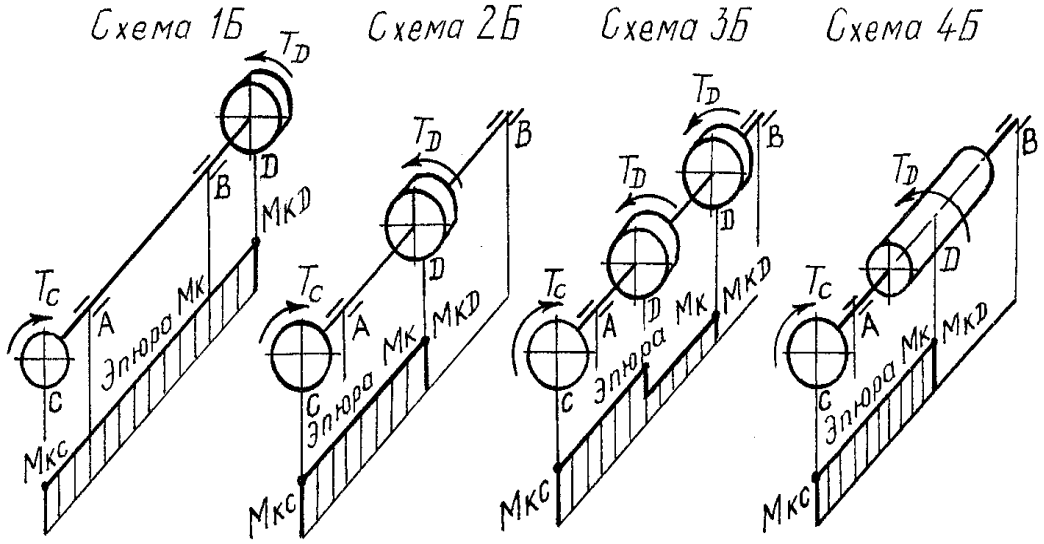


Рисунок 1.3 – Расчетные схемы нагружения быстроходных валов

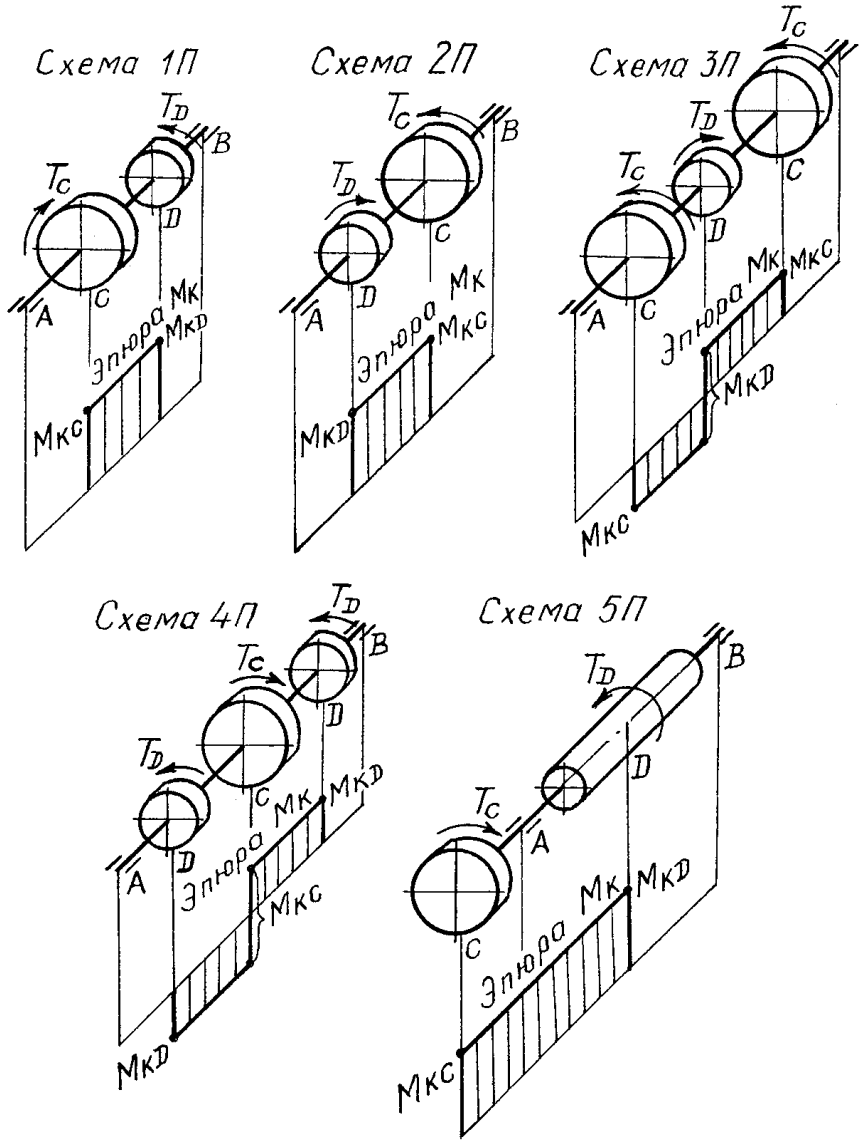


Рисунок 1.4 – Расчетные схемы нагружения промежуточных валов

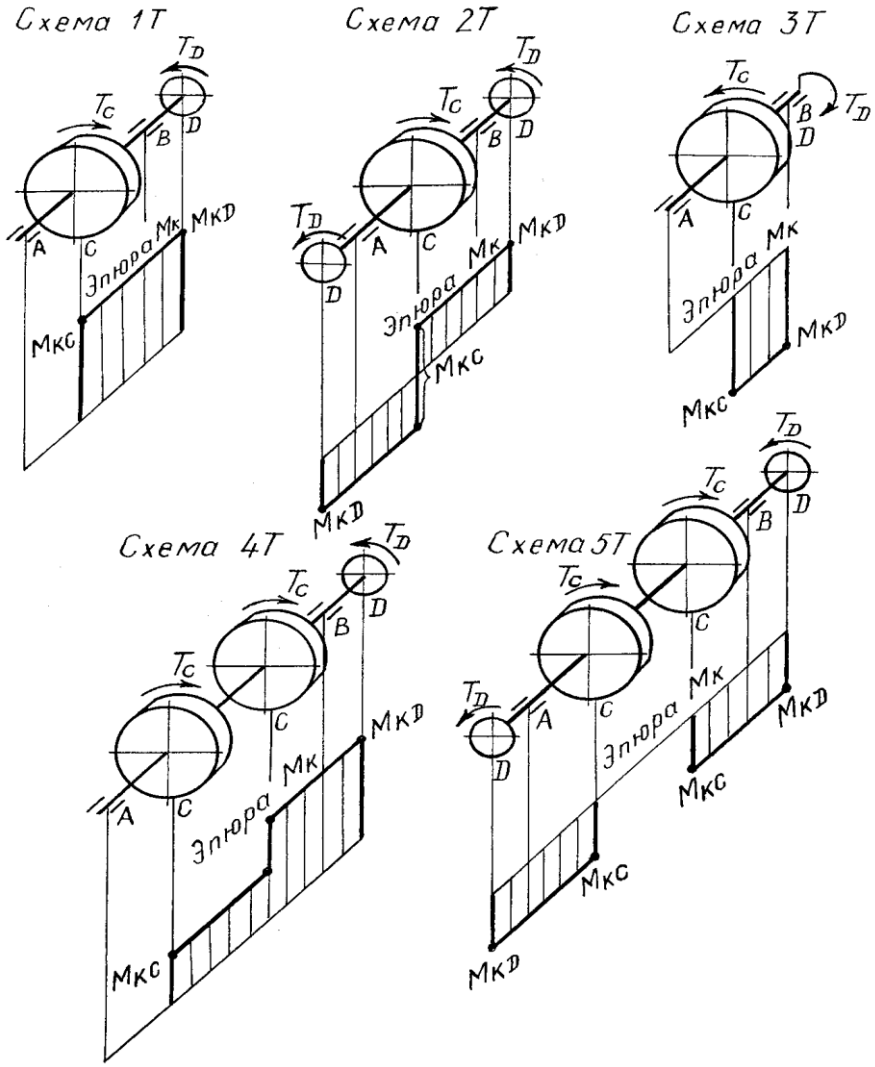


Рисунок 1.5 – Расчетные схемы нагружения тихоходных валов

2. ПРИМЕРЫ РАЗРАБОТКИ КОНСТРУКЦИЙ ВАЛОВ ПЕРЕДАЧ

В нижеизложенных примерах рассмотрены методика определения диаметров ступеней валов передач и предварительный выбор для них подшипников качения. На основании соответствующих примеров студент разрабатывает конструкции валов проектируемого редуктора. Номер ступени вала, диаметр которой определяется в примере, обозначен цифрой в кружке. Эта цифра используется в качестве индекса при определении диаметра d данной ступени.

Определение диаметров ступеней валов является предварительной стадией разработки их конструкций. Длины ступеней валов могут быть определены только после разработки конструкции редуктора. Исключение составляют длины концов быстроходного и тихоходного валов редуктора, которые определяют на данной стадии проектирования.

ПРИМЕР 2.1

Разработать конструкцию тихоходного вала редуктора (рис. 2.1), на котором закреплено одно насадное цилиндрическое зубчатое колесо тихоходной ступени.

Исходные данные:

а) соединение цилиндрического зубчатого колеса с валом выполнено призматической шпонкой;

б) концевой участок вала – цилиндрический;

в) осевое фиксирование вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2;

г) вращающий момент на цилиндрическом зубчатом колесе $T_{2T} = 1801\,Н\cdot м$;

д) нагружение тихоходного вала соответствует расчетной схеме $1T$ (рис. 1.5).

Решение. При нагружении тихоходного вала с одним насадным цилиндрическим зубчатым колесом кручение испытывает участок вала условно между сечениями C (посредине ступицы насадного цилиндрического колеса) и D (посредине ступицы детали, закрепляемой на концевом участке тихоходного вала, т. е. посредине длины этого концевого участка) (см. схему $1T$ на рис. 1.5).

Обозначим T_D вращающий момент на детали, закрепляемой на конце тихоходного вала (сечение D). Тогда из условия равновесия тихоходного вала имеем:

$$T_D = T_C = T_{2T} = 1801\,Н\cdot м.$$

Крутящий момент M_K (внутренний силовой фактор) в сечениях C и D:

$$M_{KC} = T_C = T_{2T};\ M_{KD} = T_D;\ M_{KC} = M_{KD} = 1801\,Н\cdot м.$$

Для тихоходного вала первоначально определяют диаметр d_1 конца вала (сечение D), являющегося **первой ступенью.**

По формуле (1.5) для сечения D при $M_{KD} = 1801\,Н\cdot м$ имеем:

$$d_1 = (5...6)\sqrt[3]{M_{KD}} = (5...6)\sqrt[3]{1801} = 60,8...73,0\,мм.$$

По табл. А1.2 приложения А1 размеры цилиндрического конца вала: диаметр $d_1 = 70\,мм$, длина $l_1 = 105\,мм$ (исполнение – короткие). Диаметр d_1 можно принимать как по ряду I, так и по ряду II.

Вторая ступень вала диаметром d_2 выполняет функцию буртика для упора детали, закрепляемой на цилиндрическом конце вала. Тогда по формуле (1.1):

$$d_2 = 1,2d_1 = 1,2\cdot 70 = 84\,мм.$$

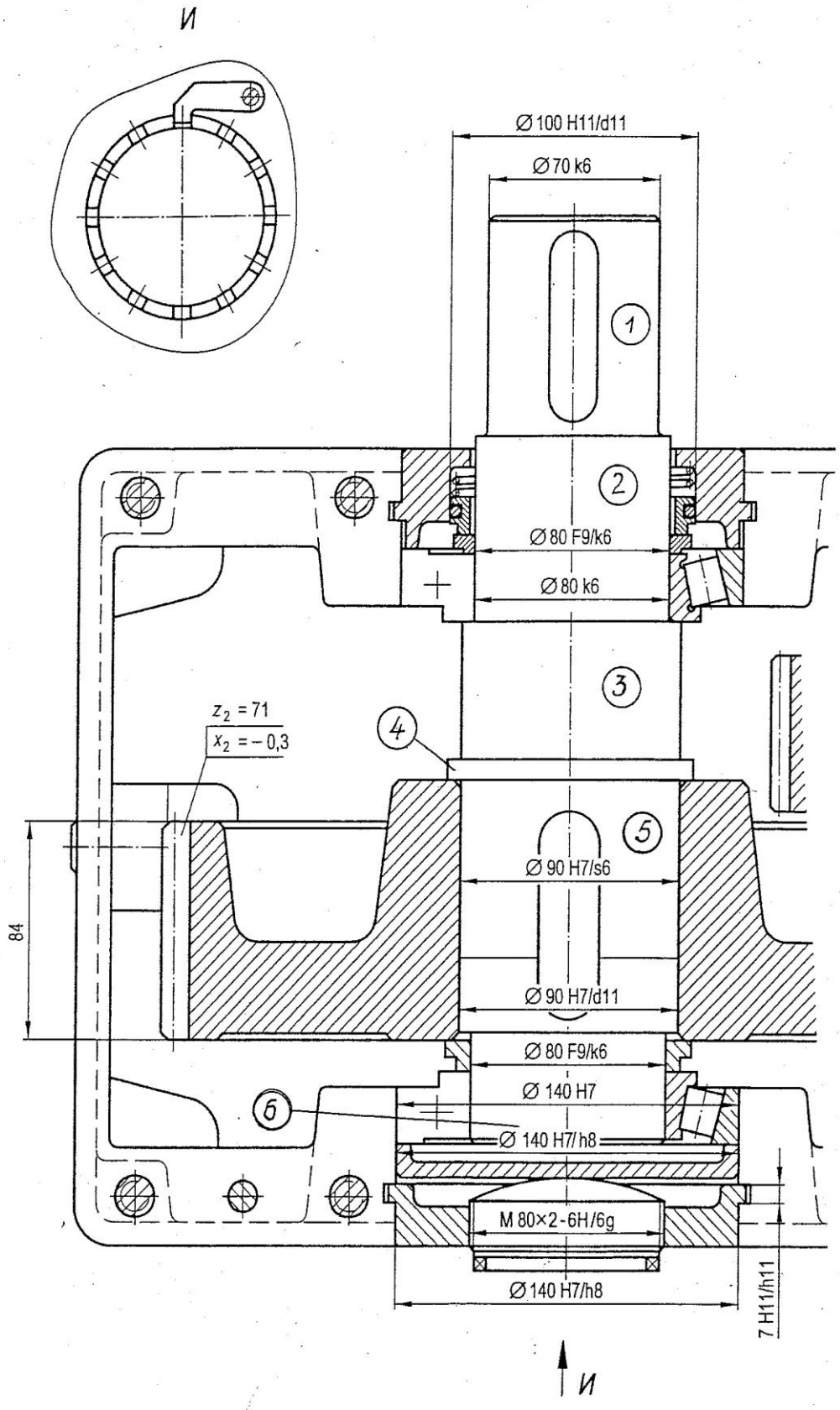


Рисунок 2.1 – Тихоходный вал редуктора с цилиндрическим концом и закрепленным одним насадным цилиндрическим зубчатым колесом тихоходной ступени [1](к примеру 2.1)

Так как вторая ступень вала является также посадочной и для подшипника, то диаметр d_2 должен заканчиваться на **0** или **5.** Соответственно принимаем $d_2 = 85\,мм$ (в прототипе конструкции вала на рис. 2.1 диаметр d_2 принят **80 мм**).

Исходя из размера $d_2 = 85\,мм$, по приложению *Ж* выбираем однорядный роликовый радиально-упорный подшипник с коническими роликами серии диаметров 2, который обозначен **7217**.

Третья ступень вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика (заплечика) для упора внутреннего кольца подшипника. Диаметр буртика (заплечика) обозначают $d_{Б.П}$.

Для подшипника **7217** по приложению *3* диаметр $d_{Б.П}$ буртика рекомендуется в диапазоне **95…110 мм** (в приложении *3* диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2). Принимаем $d_3 = d_{Б.П}$**=95 мм** (наименьшую величину из указанного диапазона диаметров).

Учитывая, что в качестве опор вала используются подшипники одинакового типоразмера, то диаметр d_6 **шестой ступени** вала: $d_6 = d_2$ **=85 мм**.

Диаметр d_5 **пятой ступени** вала обычно принимают на **1…10 мм** больше диаметра d_6 шестой ступени, и так как пятая ступень вала является посадочной для насадного цилиндрического зубчатого колеса, то диаметр ее должен соответствовать стандартному значению по ряду ***Ra*** **40** ГОСТ 6636-69 (см. приложение *Л*).

Принимаем $d_5 = d_6$ **+5=85+5=90 мм.**

Четвертой ступенью вала является буртик диаметром d_4 для упора насадного цилиндрического зубчатого колеса. Тогда по формуле (1.1): $d_4 = d_{Б.К} = 1{,}2d_5 = 1{,}2 \cdot 90 = 108\,мм$. Ширина b_4 буртика рекомендуется:

$$b_4 = (0{,}07\ldots0{,}1)\,d_5 = (0{,}07\ldots0{,}1)90 = 6{,}3\ldots9\ мм.$$

Принимаем b_4**=8 мм.**

На шестой ступени вала между подшипником и насадным цилиндрическим зубчатым колесом расположено дистанционное кольцо, диаметры наружной поверхности которого принимаем на основании рис. 1.1, а:

$$d_{Б.К} = d_4 = 108\,мм;\ d_{Б.П} = d_3 = 95\,мм.$$

Так как $d_{Б.К} > d_{Б.П}$, предполагаем дистанционное кольцо выполнять Г – образного сечения, как и в прототипе конструкции вала на рис. 2.1.

ПРИМЕР 2.2

Разработать конструкцию промежуточного вала цилиндрического редуктора (рис.2.2), выполненного за одно целое с цилиндрической шестерней тихоходной ступени. На валу закреплено одно насадное цилиндрическое зубчатое колесо быстроходной ступени редуктора.

Исходные данные:

а) косозубая цилиндрическая шестерня тихоходной ступени редуктора, выполненная за одно целое с промежуточным валом, имеет следующие размеры:

$$d_1 = 59{,}695\,мм;\ d_{a1} = 71{,}395\,мм;\ d_{f1} = 51{,}145\,мм;$$

б) соединение насадного цилиндрического зубчатого колеса быстроходной ступени с промежуточным валом выполнено призматической шпонкой;

в) осевое фиксирование промежуточного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2;

г) вращающий момент $T_{2Б}$ на насадном цилиндрическом зубчатом колесе быстроходной ступени и вращающий момент $T_{1Т}$ на цилиндрической шестерне тихоходной ступени: $T_{2Б} = T_{1Т} = 340\,Н \cdot м$;

д) нагружение промежуточного вала соответствует расчетной схеме **2П** (рис.1.4).

Решение. При нагружении промежуточного вала кручение испытывает участок вала условно между сечениями ***С*** (посредине ступицы насадного цилиндрического зубчатого колеса быстроходной ступени) и ***D*** (посредине цилиндрической шестерни тихоходной ступени) (см. схему **2П** на рис. 1.4).

Крутящий момент $M_к$ (внутренний силовой фактор) в сечениях ***С*** и ***D***:

$$M_{КС} = T_{2Б};\ M_{КD} = T_{1Т};\ M_{КС} = M_{КD} = 340\ Н \cdot м.$$

Так как промежуточный вал редуктора, в отличие от тихоходного и быстроходного валов, не имеет концевых участков, выходящих из корпуса, то для него первоначально определяют диаметр ступени вала под насадным цилиндрическим зубчатым колесом быстроходной ступени. Согласно принятым нами обозначениям ступеней промежуточного вала (см. рис. 2.2) посадочная под насадным колесом ступень вала является **третьей ступенью** с диаметром d_3 (сечение ***С*** согласно схеме **2П** на рис. 1.4).

Тогда из условия прочности на кручение по формуле (1.4) для сечения ***С*** при $M_{КС} = 340\,Н \cdot м$ имеем: $d_3 = (6...7)\sqrt[3]{M_{КС}} = (6...7)\sqrt[3]{340} = 41{,}88...48{,}86\,мм$.

Так как диаметры посадочных ступеней валов под насадными зубчатыми колесами должны соответствовать стандартному значению по ряду ***Ra 40*** (см. приложение *Л*), то окончательно принимаем $d_3 = 48\,мм$ (в прототипе конструкции промежуточного вала на рис. 2.2 диаметр третьей ступени принят **53 мм**).

На **четвертой ступени** промежуточного вала установлен подшипник. Обычно принимают $d_4 = d_3 - (1...10)\,мм$.

Принимаем $d_4 = d_3 - 3 = 48 - 3 = 45\,мм$, что соответствует диаметрам d внутренних колец подшипников качения.

По приложению *Ж* выбираем однорядный роликовый радиально-упорный подшипник с коническими роликами серии диаметров 2, который обозначен **7209.**

Между подшипником и насадным цилиндрическим зубчатым колесом на четвертой ступени вала расположено дистанционное кольцо, диаметры наружной поверхности которого принимаем на основании рис. 1.1, а:

$$d_{Б.К} = 1{,}2d_3 = 1{,}2 \cdot 48 = 57{,}6\,мм,$$ принимаем $d_{Б.К} = 58\,мм;\ \ d_{Б.П} = 52...61мм$

(см. приложение *З*, где диаметр буртика $d_{Б.П}$ для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2).

Приняв $d_{Б.П}$=**52 мм**, предполагаем дистанционное кольцо выполнять Г-образного сечения (так как $d_{Б.К} > d_{Б.П}$).

Второй ступенью промежуточного вала является цилиндрическая шестерня тихоходной ступени, выполняемая за одно целое с валом.

Так как диаметр окружности впадин зубьев шестерни $d_{f1} = 51{,}145\,мм$ больше диаметров d_1 и d_3 соседних ступеней вала, то при нарезании ее зубьев обеспечивается свободный вход зуборезного инструмента (без врезания в соседние ступени).

Делительный диаметр шестерни d_1=**59,695 мм,** что больше требуемого диаметра буртика $d_{Б.К}$=**58 мм** для упора ступицы насадного цилиндрического зубчатого колеса (функцию этого буртика с другой стороны ступицы насадного колеса выполняет дистанционное кольцо, которое имеет наружный диаметр со стороны ступицы колеса $d_{Б.К}$=**58 мм**).

Таким образом, торец цилиндрической шестерни обеспечивает достаточный упор ступицы насадного цилиндрического зубчатого колеса, так как ее делительный диаметр d_1=**59,695 мм** > $d_{Б.К}$=**58 мм**.

Диаметр **первой ступени** вала $d_1 = d_4$ =**45 мм**, так как в качестве опор промежуточного вала используются подшипники одинакового типоразмера.

Между цилиндрической шестерней и первой ступенью на валу предусмотрен короткий буртик (шириной $\approx$ **3 мм**) с наружным диаметром, равным диаметру буртика $d_{Б.П}$ для упора внутреннего кольца подшипника (ранее при рассмотрении наружных диаметров дистанционного кольца мы приняли $d_{Б.П}$=**52 мм**). Между этим коротким буртиком и подшипником на первой ступени вала установлена маслоотражательная шайба с наружным диаметром ступицы $d_н = d_{Б.П}$=**52 мм**. Остальные размеры шайбы принимаются конструктивно.

ПРИМЕР 2.3

Разработать конструкцию быстроходного вала редуктора, выполненного за одно целое с цилиндрической шестерней быстроходной ступени (рис. 2.2). Концевой участок вала – цилиндрический.

Исходные данные:

а) для соединения вала двигателя и концевого цилиндрического участка быстроходного вала редуктора применяется упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП);

б) размеры вала двигателя: диаметр d =**38 мм**, длина l=**80 мм**;

в) косозубая цилиндрическая шестерня быстроходной ступени редуктора, выполненная за одно целое с быстроходным валом, имеет следующие размеры: d_1=**53,57** мм; d_{a1}=**62,67 мм**; d_{f1}=**46,92 мм**;

г) осевое фиксирование быстроходного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2;

д) вращающий момент на цилиндрической шестерне быстроходной ступени редуктора $T_{1Б} = 74\,Н \cdot м$;

е) нагружение быстроходного вала соответствует расчетной схеме **2Б** (рис. 1.3).

Решение. При нагружении быстроходного вала согласно расчетной схеме **2Б** (рис. 1.3) кручение испытывает участок вала условно между сечениями ***C*** (посредине длины цилиндрического конца вала, на котором закреплена полумуфта упругой муфты МУВП) и ***D*** (посредине цилиндрической шестерни).

Из условия равновесия быстроходного вала вращающие моменты на деталях в сечениях ***C*** и ***D***: $T_C = T_D = T_{1Б} = 74\,Н \cdot м$.

Крутящий момент M_K (внутренний силовой фактор) в сечениях ***C*** и ***D***:

$$M_{KC} = T_C;\ M_{KD} = T_D;\ M_{KC} = M_{KD} = 74\,Н \cdot м.$$

Для быстроходного вала первоначально определяют размеры **первой ступени** вала, т. е. его концевого участка. Диаметр d_1 конца вала принимают на основе двух условий:

а) из условия прочности на кручение по формуле (1.3) для сечения ***C*** при $M_{KC} = 74\,Н \cdot м$:

$d_1 = (7...8)\sqrt[3]{M_{KC}} = (7...8)\sqrt[3]{74} = 29,39...33,59\ мм$;

б) из условия удобства соединения концов валов муфтой: $d_1 = (0,8...1,0)d = (0,8...1,0)38 = 30,4...38\,мм$, где $d = 38\,мм$ – диаметр вала двигателя.

Тогда по табл. А1.2 приложения А1 размеры цилиндрического конца вала: диаметр $d_1 = 32\,мм$, длина $l_1 = 58\,мм$ (исполнение – короткие). Диаметр d_1 можно принимать как по ряду I, так и по ряду II.

Принятый диаметр d_1 не должен быть меньше минимального значения, полученного из условия прочности на кручение (в нашем примере $d_{1min} = 29{,}39\,мм$).

Вторая ступень быстроходного вала выполняет функцию буртика для упора полумуфты, закрепляемой на цилиндрическом конце вала. Тогда по формуле (1.1):

$$d_2 = 1{,}2d_1 = 1{,}2 \cdot 32 = 38{,}4\,мм.$$

Так как вторая ступень в свою очередь является и посадочной для подшипника качения, то диаметр d_2 должен заканчиваться на **0** или **5**.

Принимаем окончательно $d_2 = 40\,мм$. По приложению *Ж* выбираем радиально-упорный роликовый подшипник с коническими роликами серии диаметров 2, который обозначен **7208.**

Третья ступень вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика (заплечика) для упора внутреннего кольца подшипника и требуемый диаметр $d_{Б.П}$ этого буртика для подшипника **7208** принимается по приложению *3.* Следует обратить особое внимание на то, что в приложении *3* диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2. Тогда для подшипника **7208** $d_{Б.П}$**=47…55 мм.**

Принимаем $d_3 = d_{Б.П}$**=47 мм** (наименьшую величину из указанного диапазона диаметров).

Четвертой ступенью быстроходного вала является цилиндрическая косозубая шестерня быстроходной ступени редуктора, диаметр окружности впадин которой d_{f1}**=46,92 мм**. Размер d_{f1}практически совпадает с диаметром d_3 третьей ступени вала. Такому соотношению диаметров d_{f1} и d_3 соответствует конструкция быстроходного вала на рис. 2.5.

Что касается прототипа конструкции быстроходного вала на рис. 2.2, то здесь диаметр $d_{f1} < d_3$, и такую цилиндрическую шестерню называют врезной. Здесь участок входа и выхода фрезы при нарезании зубьев шестерни распространяется на третью и пятую ступени. Другие конструкции быстроходных валов с врезной шестерней показаны на рис. 2.3, *б-д*.

Диаметр $D_ф$ фрезы принимают в зависимости от модуля m_n:

$m_п$, мм……	2…2,25	2,5…2,75	3…3,75	4…4,5
$D_ф$ (мм) при степени точности: 7…..…...90	100	112	125	
8…9……..70	80	90	100	

Длину $l_{вых}$ (рис.2.3) определяют графически.

Продолжим определение диаметров остальных ступеней быстроходного вала (рис. 2.2).

За цилиндрической шестерней предусмотрена короткая **пятая ступень** вала диаметром $d_5 = d_3 = 47\,мм$.

Диаметр **шестой ступени вала** $d_6 = d_2 = 40\,мм$, так как в качестве опор быстроходного вала используются подшипники одинакового типоразмера.

На шестой ступени вала между подшипником и пятой ступенью установлена маслоотражательная шайба с наружным диаметром ступицы $d_н = d_5 = 47\,мм$. Толщина маслоотражательной шайбы принимается конструктивно.

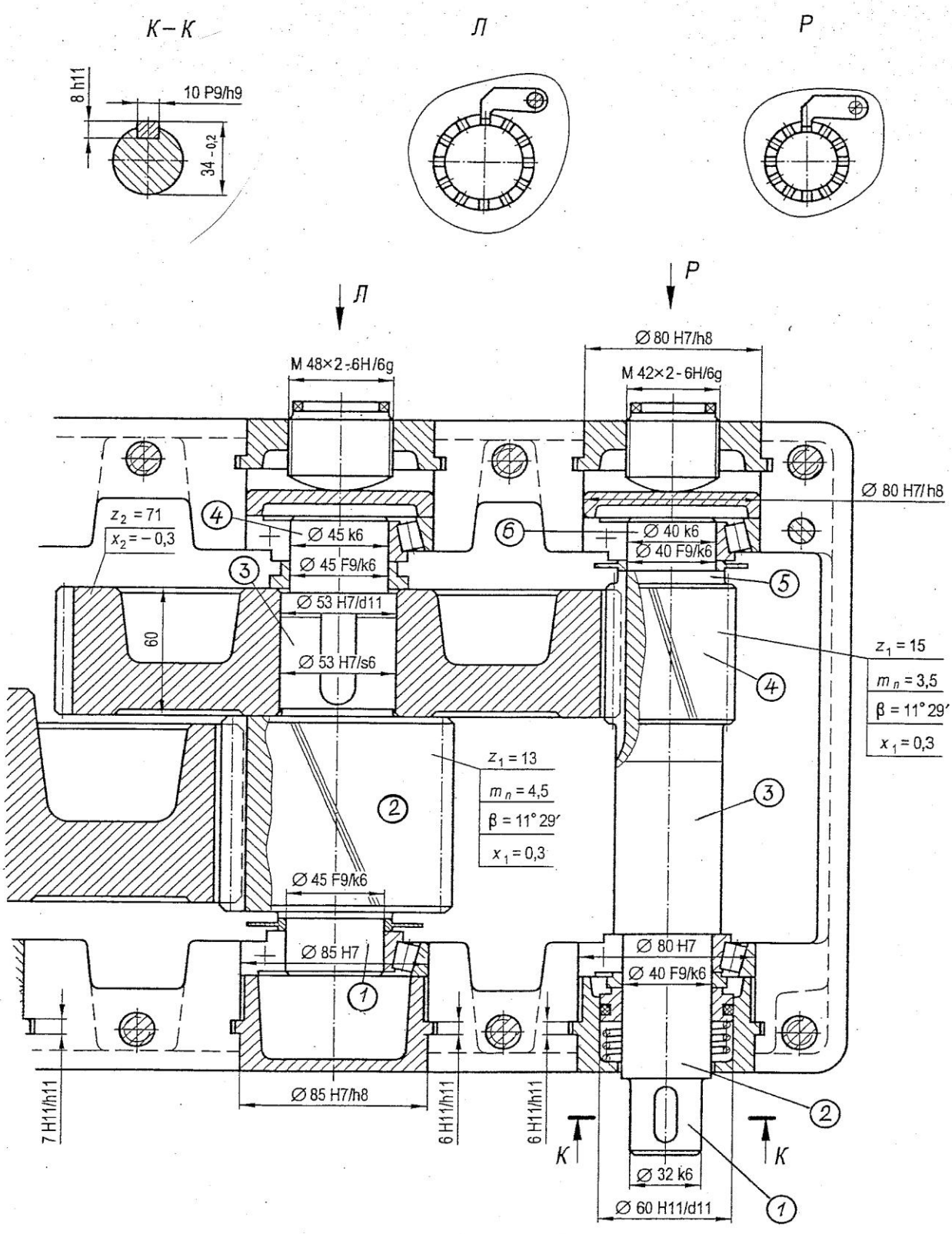


Рисунок 2.2 – Промежуточный и быстроходный валы цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора [1] (к примерам соответственно 2.2 и 2.3)

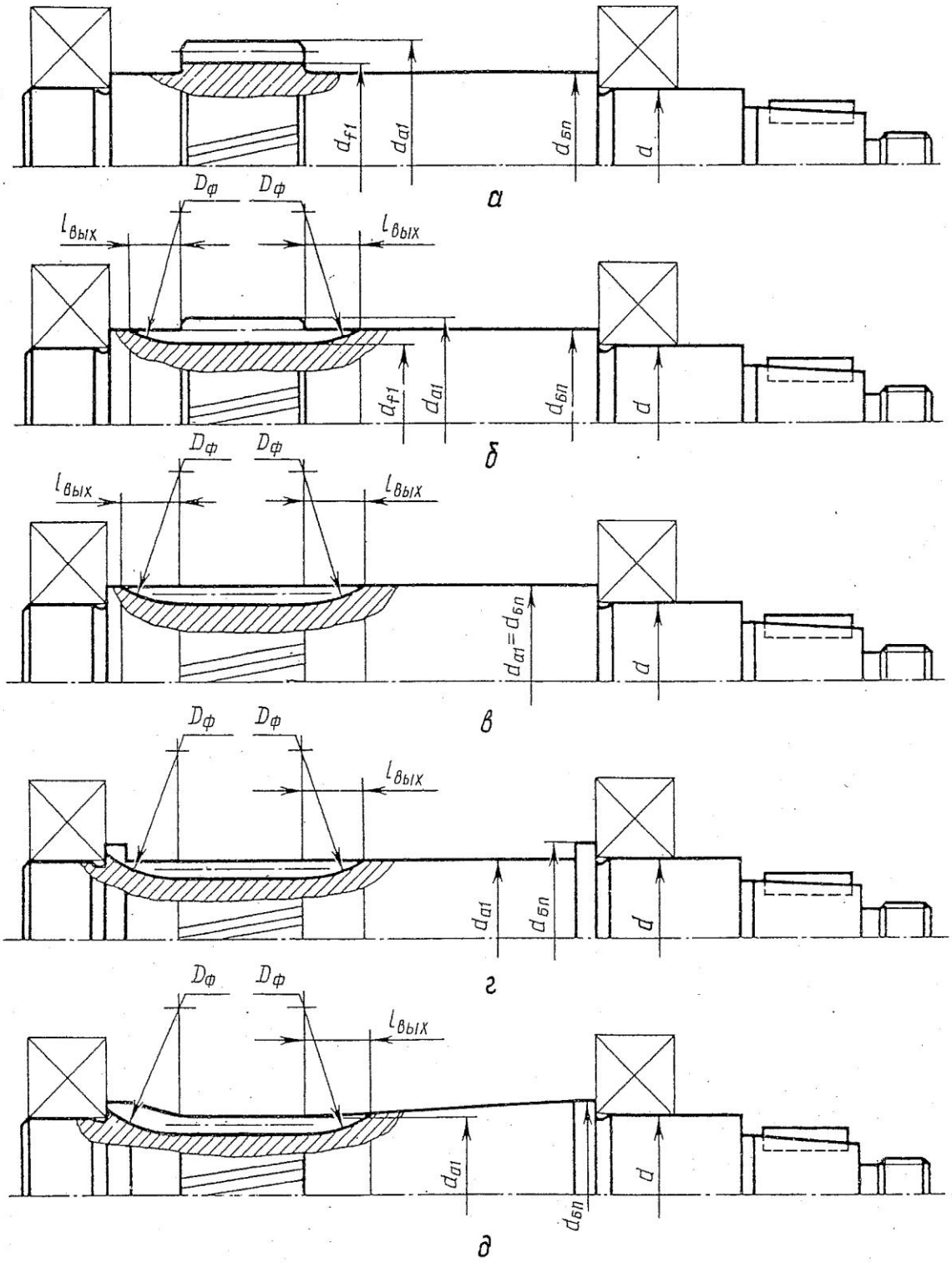


Рисунок 2.3 – Конструкции быстроходных валов, выполненных за одно целое с цилиндрической зубчатой шестерней [2]

ПРИМЕР 2.4

Разработать конструкцию тихоходного вала редуктора со шлицами и одним насадным цилиндрическим зубчатым колесом тихоходной ступени (рис. 2.4).

Исходные данные:

а) насадное цилиндрическое зубчатое колесо тихоходной ступени редуктора соединено с тихоходным валом при помощи прямобочных шлицев легкой серии (ГОСТ 1139-80);

б) на выходном цилиндрическом конце тихоходного вала нарезаны прямобочные шлицы средней серии (ГОСТ 1139-80);

в) осевое фиксирование тихоходного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы шариковые радиальные однорядные подшипники серии диаметров 2;

г) вращающий момент на насадном цилиндрическом зубчатом колесе тихоходной ступени редуктора $T_{2T} = 1300\,Н \cdot м$;

д) нагружение тихоходного вала соответствует расчетной схеме **1Т** (рис. 1.5).

Решение. Согласно схеме **1Т** нагружения тихоходного вала с одним насадным колесом (см. рис. 1.5) кручение испытывает участок вала условно между сечениями ***С*** (посредине ступицы насадного колеса тихоходной ступени) и ***D*** (посредине ступицы детали, закрепляемой на выходном конце тихоходного вала или посредине выходного конца вала).

Если обозначить вращающий момент T_D на детали, закрепляемой на выходном конце тихоходного вала (сечение ***D***), то из условия равновесия тихоходного вала:

$$T_D = T_C = T_{2T} = 1300\,Н \cdot м.$$

Крутящий момент M_K (внутренний силовой фактор) в сечениях ***С*** и ***D*** :

$$M_{KC} = T_C = T_{2T};\ M_{KD} = T_D;\ M_{KC} = M_{KD} = 1300\ Н \cdot м.$$

Для тихоходного вала первоначально определяют диаметр d_1 конца вала (сечение ***D***), являющегося **первой ступенью.**

По формуле (1.5) для сечения ***D*** при $M_{KD} = 1300\ Н \cdot м$ имеем:

$$d_1 = (5...6)\sqrt[3]{M_{KD}} = (5...6)\sqrt[3]{1300} = 54{,}57...65{,}48\,мм.$$

Согласно исходным данным, выбираем по приложению *Б* для выходного конца тихоходного вала прямобочное шлицевое соединение средней серии $z \times d \times D = 8 \times 56 \times 65$ ГОСТ 1139-80.

Вторая ступень вала диаметром d_2 служит в качестве буртика для упора детали, закрепляемой на шлицевом конце вала, и является посадочной для подшипника (размер d_2 должен заканчиваться на **0** или **5**). При этом должно выполняться условие: $d_2 > D$.

Принимаем $d_2 = 70\ мм$, что больше $D = 65\ мм$. Для детали, закрепляемой на шлицевом конце вала, вторая ступень диаметром $d_2 = 70\ мм$ служит в качестве буртика для упора ступицы этой детали. Для шлицевых участков валов с прямобочными шлицами $z \times d \times D$ диаметр буртика $d_Б$ для упора ступицы детали принимают:

$$d_Б \approx D + h_{шл} = D + \frac{D - d}{2} = 65 + \frac{65 - 56}{2} = 69{,}5\,мм,$$

где $h_{шл}$ – высота зуба (глубина шлица) на шлицевом конце вала.

Так как $d_2 = 70\ мм > d_Б = 69{,}5\,мм$, то обеспечивается достаточный упор ступицы детали, закрепляемой на шлицевом конце вала, в торец второй ступени вала диаметром $d_2 = 70\ мм$.

Исходя из $d_2 = 70\ мм$, по приложению *Д* принимаем шариковый радиальный однорядный подшипник серии диаметров 2, который обозначен **214.**

Так как в качестве опор тихоходного вала используются подшипники одинакового размера, то принимаем диаметр d_5 **пятой ступени:** $d_5 = d_2 = 70\ мм$.

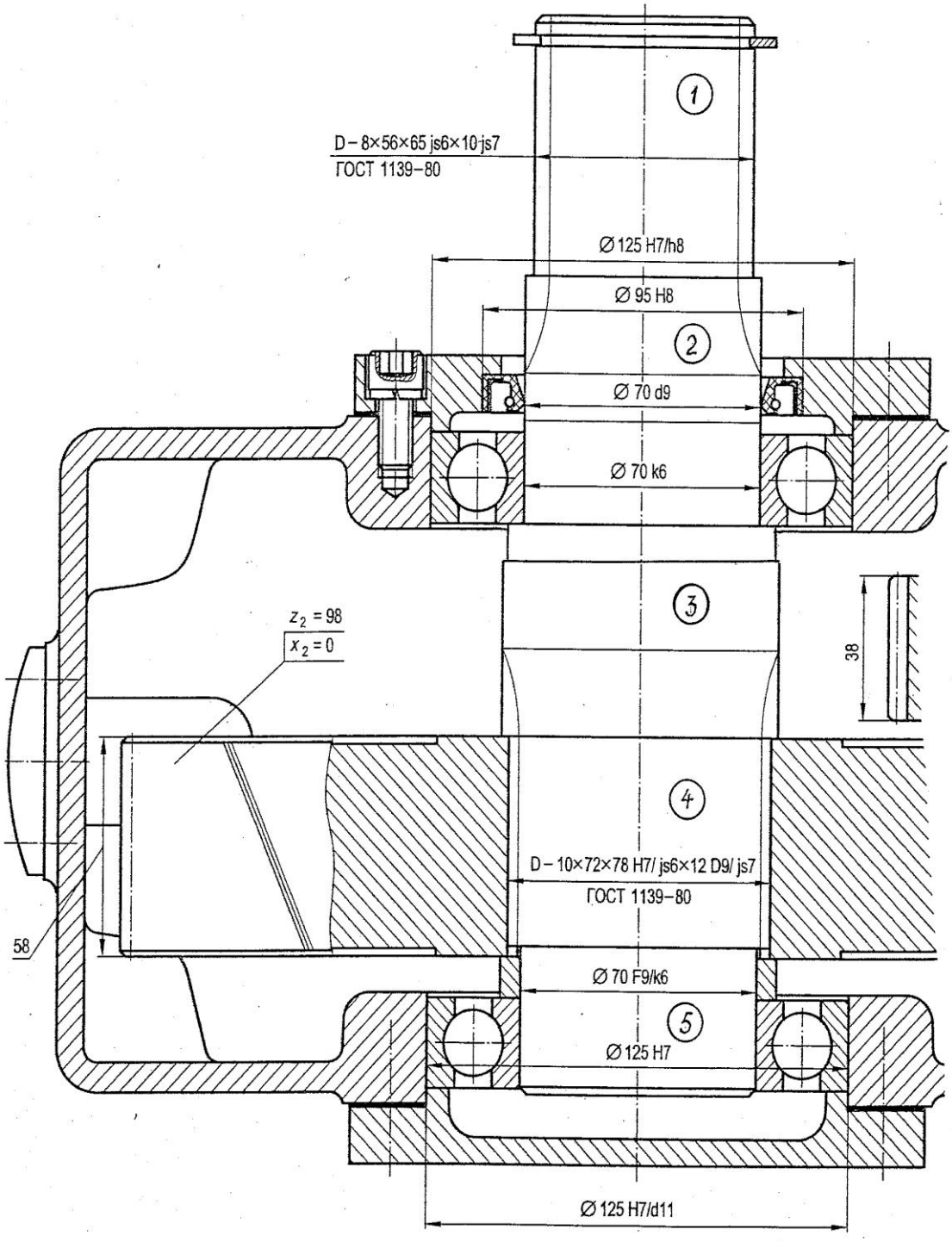


Рисунок 2.4 – Тихоходный вал редуктора со шлицами и одним насадным цилиндрическим зубчатым колесом тихоходной ступени [1] (к примеру 2.4)

На **четвертой ступени** вала нарезаны шлицы для соединения с валом насадного цилиндрического колеса тихоходной ступени. При этом участок выхода фрезы распространяется частично на третью ступень.

По приложению *Б* принимаем прямобочное шлицевое соединение легкой серии $z \times d \times D$=**10 х 72 х 78** ГОСТ 1139-89, ориентируясь на выполнение условия:

$$d = 72\,мм > d_5 = 70\,мм.$$

Разработку конструкции тихоходного вала заканчиваем определением размеров **третьей ступени** вала.

Со стороны насадного колеса третья ступень вала служит в качестве буртика для упора ступицы колеса. Для шлицевых участков валов с прямобочными шлицами $z \times d \times D$ диаметр буртика $d_{Б.К}$ для упора ступицы колеса принимают:

$$d_{Б.К} \approx D + h_{шл} = D + \frac{D-d}{2} = 78 + \frac{78-72}{2} = 81\,мм.$$

Таким образом, диаметр третьей ступени вала со стороны колеса должен быть $d_3 = 81мм$.

Со стороны подшипника третья ступень выполняет функцию буртика (заплечика) для упора внутреннего кольца подшипника. По приложению *И* диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника **214** рекомендуется **78 мм** (в приложении *И* диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2).

Диаметр $d_3 = 81мм$, который был принят для третьей ступени вала со стороны колеса, недопустим со стороны подшипника. Принимаем решение уменьшить диаметр d_3 третьей ступени вала со стороны подшипника до размера $d_3 = 78мм$. При ширине подшипника **214 В=24 мм** ширина b_3 уменьшенного участка третьей ступени вала со стороны подшипника с диаметром $d_3 = 78мм$ принимается в диапазоне:

$$b_3 = (0,4...0,5)B = (0,4...0,5)24 = 9,6...12мм.$$

Принимаем $b_3 = 10мм$.

В качестве второго варианта возможно выполнение третьей ступени диаметром **78 мм** по всей длине ступени, за исключением участка перед цилиндрическим колесом, где следует предусмотреть буртик для упора ступицы колеса. Диаметр этого буртика будет равен **81 мм**, ширина его может быть принята **10…15 мм.**

На пятой ступени вала между подшипником и колесом располагается дистанционное кольцо, которое со стороны подшипника выполняет функцию буртика (заплечика) для упора внутреннего кольца подшипника **214,** со стороны насадного колеса – функцию буртика для упора ступицы колеса. Принимаем решение выполнять дистанционное кольцо Г-образного сечения с диаметрами наружной поверхности: со стороны подшипника **78 мм,** со стороны колеса – **81 мм** (по аналогии с размерами третьей ступени вала).

ПРИМЕР 2.5

Разработать конструкцию промежуточного вала цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора с насадным цилиндрическим колесом быстроходной ступени и насадной цилиндрической шестерней тихоходной ступени, которые соединены с валом с помощью прямобочного шлицевого соединения легкой серии (рис. 2.5).

Исходные данные:

а) размеры цилиндрической шестерни тихоходной ступени: $d_1 = 61,02мм;\ d_{a1} = 67,02мм;\ d_{f1} = 53,52мм;\ m_n = 3мм;$

б) осевое фиксирование промежуточного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы шариковые радиальные однорядные подшипники серии диаметров 2;

в) вращающие моменты на цилиндрическом колесе быстроходной ступени $T_{2Б}$ и на цилиндрической шестерне тихоходной ступени $T_{1Т}$: $T_{2Б} = T_{1Т} = 108,43\ Н{\cdot}м;$

г) нагружение промежуточного вала соответствует расчетной схеме **2П** (рис.1.4).

Решение. При нагружении промежуточного вала кручение испытывает участок вала условно между сечениями ***C*** (посредине ступицы цилиндрического колеса быстроходной ступени) и ***D*** (посредине цилиндрической шестерни тихоходной ступени) (см. схему **2П** на рис. 1.4).

Крутящий момент M_K (внутренний силовой фактор) в сечениях ***C*** и ***D*:**

$$M_{KC} = T_{2Б};\ M_{KD} = T_{1Т};\ M_{кс} = M_{KD} = 108,43\,Н\cdot м.$$

Первоначально определяем размеры **второй ступени** вала, на которой выполнены зубья (шлицы) прямобочного шлицевого соединения номинального размера $z \times d \times D$,

где **z**– число зубьев; ***d*** – внутренний диаметр; ***D*** – наружный диаметр.

Тогда диаметр второй ступени вала из расчета на кручение, например, в сечении ***D*** (под шестерней):

$$d = (6...7)\sqrt[3]{M_{KD}} = (6...7)\sqrt[3]{108,43} = 28,61...33,38\,мм.$$

По приложению *Б* (табл. *Б1*) принимаем прямобочное шлицевое соединение легкой серии $z \times d \times D$**=8 х 36 х 40** (ГОСТ 1139-80).

Проверяем возможность применения шлицевого соединения принятых размеров для закрепления на второй ступени вала шестерни тихоходной ступени, у которой диаметр окружности впадин зубьев $d_{f1} = 53,52\,мм$.

Достаточная по условиям прочности толщина ***S*** тела шестерни между впадиной зубьев и пазом (шлицем) в ступице шестерни будет только в том случае, когда выполняется условие:

$$S = \frac{d_{f1} - D}{2} \geq S_{\min} = 2m_n.$$

В нашем примере: $S = \dfrac{53,52 - 40}{2} = 6,76\,мм;\ S_{\min} = 2 \cdot 3 = 6\,мм$.

Прочность шестерни обеспечена, так как $S = 6,76\,мм > S_{\min} = 6\,мм$.

Первая и **четвертая** ступени промежуточного вала являются посадочными для подшипников качения. Диаметры d_1 и d_4 этих ступеней принимаем меньше внутреннего диаметра $d = 36\,мм$ шлицевого соединения второй ступени вала, и они должны заканчиваться на **0** или **5.**

Тогда $d_1 = d_4 = 35\,мм$ и по приложению *Д* выбираем шариковые радиальные однорядные подшипники серии диаметров 2, которые обозначены **207.**

Третья ступень промежуточного вала диаметром d_3 со стороны подшипника служит в качестве буртика (заплечика) для упора внутреннего кольца подшипника. Тогда по приложению *И* диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника **207** рекомендуется не менее **42 мм** (в приложении *И* диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2). Принимаем $d_3 = 42\,мм$.

Со стороны торца ступицы цилиндрического колеса быстроходной ступени третья ступень промежуточного вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика для упора ступицы этого колеса. Для шлицевого вала с прямобочными зубьями (шлицами) $z \times d \times D$ диаметр буртика $d_{Б.К}$ для упора ступицы цилиндрического колеса, закрепленного на второй ступени вала, ориентировочно принимают:

$$d_{Б.К} \approx D + h_{шл} = D + \frac{D - d}{2} = 40 + \frac{40 - 36}{2} = 42\,мм,$$

где $h_{шл}$ – высота зуба (глубина шлица) на второй ступени вала.

Таким образом, третья ступень вала диаметром $d_3 = 42\,мм$ обеспечивает достаточный упор как внутреннего кольца подшипника с одной стороны, так и ступицы цилиндрического колеса с другой стороны.

Следует отметить, что при нарезании шлицев на второй ступени промежуточного вала, выход фрезы предусмотрен и на третью ступень вала.

На первой ступени промежуточного вала между подшипником и цилиндрической шестерней располагается маслоотражательная шайба с наружным диаметром ступицы $d_н = d_3 = 42\,мм$. Толщину шайбы принимают конструктивно.

ПРИМЕР 2.6

Разработать конструкцию быстроходного вала редуктора, выполненного за одно целое с цилиндрической шестерней быстроходной ступени (рис. 2.5). Концевой участок вала – цилиндрический.

Исходные данные:

а) для соединения вала двигателя и концевого цилиндрического участка быстроходного вала редуктора применяется упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП);

б) размеры вала двигателя: диаметр $d = 28\,мм$; длина $l = 60\,мм$;

в) косозубая цилиндрическая шестерня быстроходной ступени редуктора, выполненная за одно целое с быстроходным валом, имеет следующие размеры: $d_1 = 40{,}82\,мм$; $d_{a1} = 46{,}42\,мм$; $d_{f1} = 35{,}17\,мм$;

г) осевое фиксирование быстроходного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы шариковые радиальные однорядные подшипники серии диаметров 2;

д) вращающий момент на цилиндрической шестерне $T_{1Б} = 21{,}79\ Н \cdot м$;

е) нагружение быстроходного вала соответствует расчетной схеме ***2Б*** (рис. 1.3).

Решение. Согласно расчетной схеме ***2Б*** (рис. 1.3) рассмотрим два сечения быстроходного вала: сечение ***C*** – середина конца вала и сечение ***D*** – посредине шестерни. Тогда вращающие T и крутящие M_K моменты в сечениях ***C*** и ***D***:

$$T_C = T_D = T_{1Б} = 21{,}79 Н \cdot м;\ M_{KC} = T_C;\ M_{KD} = T_D;\ M_{KC} = M_{KD} = 21{,}79 Н \cdot м.$$

Диаметр d_1 конца вала (**первая ступень)** определяем из двух условий:

а) из условия прочности на кручение:

$$d_1 = (7...8)\sqrt[3]{M_{KC}} = (7...8)\sqrt[3]{21{,}79} = 19{,}55...22{,}34\,мм;$$

б) из условия удобства соединения муфтой концов валов:

$$d_1 = (0{,}8...1{,}0)d = (0{,}8...1{,}0)28 = 22{,}4...28\,мм,$$

где $d = 28\,мм$ – диаметр вала двигателя. Тогда по табл. А1.2 приложения А1 размеры цилиндрического конца вала: диаметр $d_1 = 25\,мм$, длина $l_1 = 42\,мм$ (исполнение – короткие). Принятый диаметр d_1 не должен быть меньше минимального значения, полученного из условия прочности на кручение (в нашем примере $d_{1min} = 19{,}55\,мм$).

Диаметр **второй ступени** вала по формуле (1.1): $d_2 = 1{,}2d_1 = 1{,}2 \cdot 25 = 30\,мм$.

Так как вторая ступень вала является посадочной для подшипника, то принимаем $d_2 = 30\,мм$ (размер d_2 должен заканчиваться на **0** или **5**) и по приложению *Д* принимаем шариковый радиальный однорядный подшипник серии диаметров 2, который обозначен **206**.

Третья ступень быстроходного вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика (заплечика) для упора внутреннего кольца подшипника. Тогда по приложению *И* диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника **206** рекомендуется в диапазоне **36…36 мм** (в приложении *И* диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2**).**

Принимаем $d_3 = 35\,мм$ (наименьшую величину из указанного диапазона диаметров).

Четвертой ступенью быстроходного вала является косозубая цилиндрическая шестерня быстроходной ступени, выполненная за одно целое с валом. Диаметр окружности впадин этой шестерни $d_{f1} = 35{,}17\,мм$ (см. исходные данные).

В нашем примере $d_{f1} = 35{,}17\,мм > d_3 = 35\,мм$.

Шестерню с $d_{f1} < d_3$ называют врезной. Конструкции быстроходного вала редуктора с врезной шестерней приведены на рис. 2.3, б…д. Выбор диаметра фрезы $D_ф$ при нарезании зубьев врезной шестерни приведен в примере 2.3.

Диаметр **пятой ступени** быстроходного вала $d_5 = d_2 = 30\,мм$, так как в качестве опор вала используются подшипники одинакового типоразмера.

На **пятой ступени** вала между подшипником и шестерней располагается маслоотражательная шайба с наружным диаметром ступицы $d_н = d_3 = 35\,мм$. Толщина шайбы принимается конструктивно.

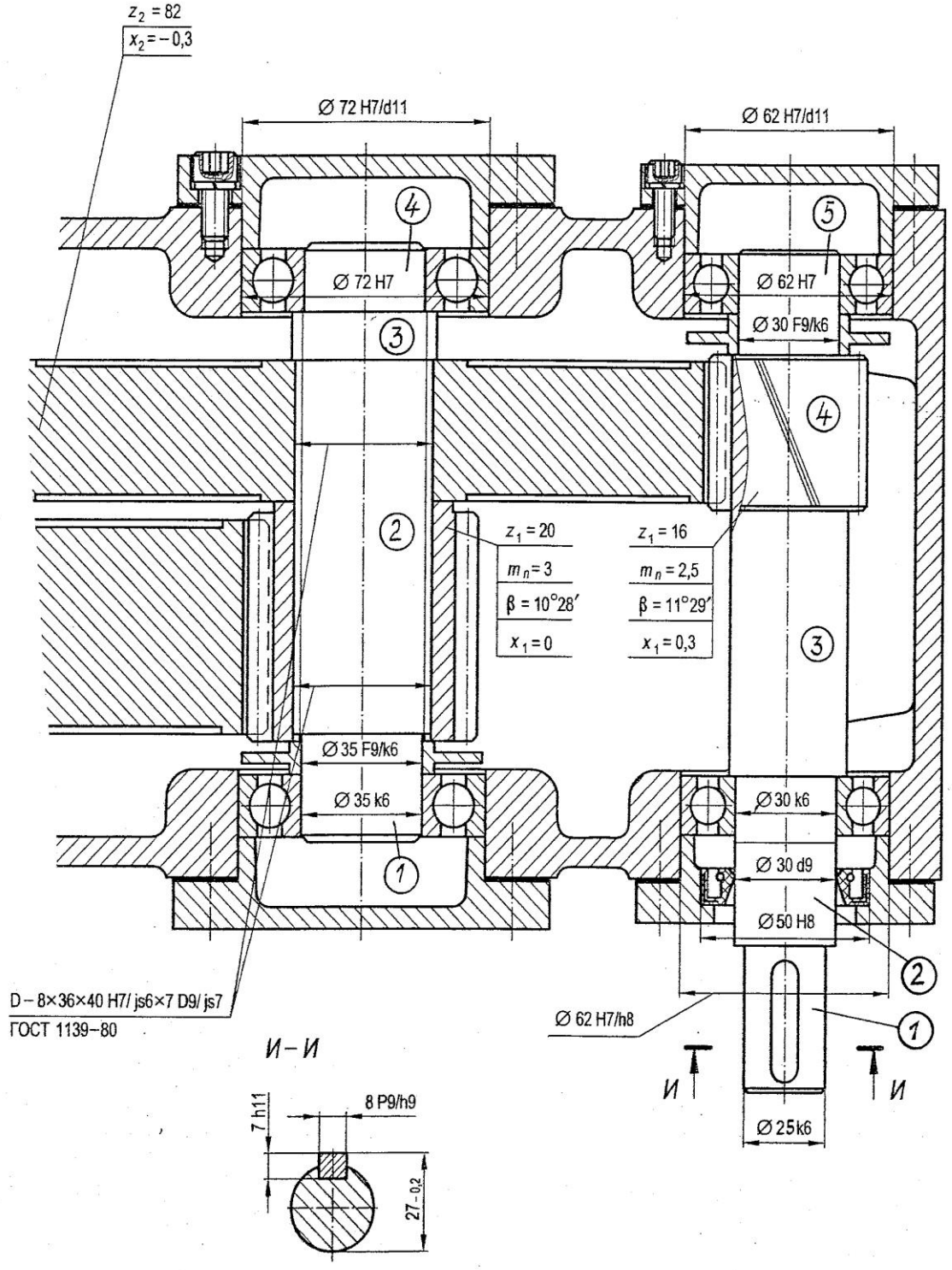


Рисунок 2.5 – Промежуточный вал с прямобочными шлицами и быстроходный вал-шестерня цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора [1] (к примерам соответственно 2.5 и 2.6)

ПРИМЕР 2.7

Разработать конструкцию промежуточного вала коническо–цилиндрического редуктора (рис 2.6, а), выполненного за одно целое с цилиндрической шестерней тихоходной ступени. На валу закреплено одно насадное коническое зубчатое колесо быстроходной ступени редуктора.

Примечание. Приведенные ниже исходные данные и решение примера даны в общем виде без подстановки конкретных числовых значений (студенту предлагается выполнить эти расчеты самостоятельно).

Исходные данные:

а) цилиндрическая шестерня тихоходной ступени редуктора, выполненная за одно целое с промежуточным валом, имеет следующие размеры: d_1; d_{a1}; d_{f1};

б) для закрепления конического зубчатого колеса на промежуточном валу использовано соединение с натягом;

в) осевое фиксирование промежуточного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2;

г) вращающий момент $T_{2Б}$ на насадном коническом зубчатом колесе быстроходной ступени и вращающий момент T_{1T} на цилиндрической шестерне тихоходной ступени: $T_{2Б} = T_{1T}$;

д) нагружение промежуточного вала соответствует расчетной схеме **2П** (рис. 1.4).

Решение. Согласно расчетной схеме **2П** (рис. 1.4) рассмотрим два сечения промежуточного вала: сечение C – посредине ступицы насадного конического зубчатого колеса и сечение D – посредине цилиндрической шестерни тихоходной ступени. Тогда крутящие M_K моменты в сечениях C и D:

$$M_{KC} = T_{2Б};\ M_{KD} = T_{1T};\ M_{KC} = M_{KD}.$$

Для промежуточного вала первоначально определяют диаметр d_2 **второй ступени** под ступицей насадного конического зубчатого колеса (сечение C) при M_{KC}, используя формулу (1.4): $d_2 = (6...7)\sqrt[3]{M_{KC}}$, где d_2 - **в мм**; M_{KC} - **в** $Н \cdot м$.

Из полученного диапазона диаметров d_2 принимают значение, соответствующее стандарту по ряду ***Ra 40*** (см. приложение Л).

Диаметр d_1 **первой ступени:** $d_1 = d_2 - (1...10)\,мм$.

Так как первая ступень вала является посадочной для подшипника качения, то диаметр d_1 должен заканчиваться на **0** или **5.**

Исходя из принятого диаметра d_1, по приложению *Ж* выбирают радиально-упорный роликовый подшипник с коническими роликами серии диаметров 2 (выписывают его обозначение, например, **7205**).

Третья ступень вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика для упора ступицы насадного конического зубчатого колеса. Тогда согласно формуле (1.1):

$$d_3 = 1{,}2 d_2.$$

Диаметр d_3 округляют до целого числа. Диаметр **шестой ступени** вала $d_6 = d_1$, так как в опорах промежуточного вала использованы подшипники одинакового типоразмера.

Пятая ступень вала диаметром d_5 выполняет функцию буртика для упора внутреннего кольца подшипника. Диаметр $d_{Б.П}$ этого буртика для радиально-упорных роликовых подшипников с коническими роликами принимают по приложению *З*, где диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2 (рекомендуется принимать минимальное значение диаметра буртика из указанного диапазона диаметров).

Тогда $d_5 = d_{Б.П}$.

Четвертой ступенью промежуточного вала является цилиндрическая шестерня тихоходной ступени, выполненная за одно целое с валом.

Если диаметр d_{f1} окружности впадин зубьев шестерни больше диаметров d_3 и d_5 соседних ступеней вала, то при нарезании ее зубьев обеспечивается свободный вход и выход фрезы (такая конструкция промежуточного вала приведена на рис. 2.6, а). Если диаметр d_{f1} меньше диаметров d_3 и d_5, то такую шестерню называют врезной. У врезной шестерни выход фрезы диаметром $D_Ф$ будет распространяться на соседние третью и пятую ступени вала. Выбор диаметра фрезы $D_Ф$ приведен в примере 2.3.

На **второй ступени** вала между подшипником и торцом ступицы конического зубчатого колеса установлено дистанционное кольцо, наружный диаметр $d_н$ которого принимают на основании рис. 1.1:

а) со стороны подшипника $d_н = d_{Б.П} = d_5$;

б) со стороны торца ступицы конического зубчатого колеса $d_н = d_{Б.К} = d_3$.

В зависимости от полученных диаметров $d_н$ дистанционное кольцо может иметь Г-образное сечение, как показано на рис. 1.1, а, или выполняться цилиндрическим, как показано на рис. 1.1, б. Цилиндрическое дистанционное кольцо использовано в конструкции прототипа на рис. 2.6, а.

На шестой ступени вала между подшипником и пятой ступенью установлена маслоотражательная шайба, размеры которой принимают конструктивно по аналогии с прототипом конструкции на рис. 2.6, а.

ПРИМЕР 2.8

Разработать конструкцию быстроходного вала коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора, выполненного за одно целое с конической шестерней быстроходной ступени (рис. 2.6). Концевой участок вала – конический (рис. 2.6, а…б).

Исходные данные:

а) для соединения вала двигателя и концевого конического участка быстроходного вала редуктора применяется упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП);

б) размеры вала двигателя: диаметр $d = 48\,мм$; длина $l = 110\,мм$;

в) коническая шестерня быстроходной ступени редуктора (конической зубчатой передачи), выполненная за одно целое с быстроходным валом, имеет следующие размеры:

$$d_{e1} = 77{,}638\,мм;\ d_{ae1} = 84{,}888\,мм;\ d_{fe1} = 72{,}277\,мм;$$

г) осевое фиксирование быстроходного вала – по схеме «врастяжку»; в качестве опор вала использованы радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2; подшипники регулируются круглой шлицевой гайкой, стопорение которой осуществляется многолапчатой шайбой;

д) вращающий момент на конической шестерне $T_{1Б} = 125\ Н \cdot м$

е) нагружение быстроходного вала соответствует расчетной схеме **1Б** (рис. 1.3).

Решение. Согласно расчетной схеме **1Б** (рис. 1.3) рассмотрим два сечения быстроходного вала: сечение C – середина конца вала и сечение D – посредине конической шестерни. Тогда вращающие T и крутящие M_K моменты в сечениях C и D:

$$T_C = T_D = T_{1Б} = 125\,Н \cdot м;\ M_{KC} = T_C\ ;\ M_{KD} = T_D;\ M_{KC} = M_{KD} = 125\,Н \cdot м.$$

Диаметр d_1 конца вала (**первая ступень)** определяем из двух условий:

а) из условия прочности на кручение: $d_1 = (7...8)\sqrt[3]{M_{KC}} = (7...8)\sqrt[3]{125} = 35...40\,мм$;

б) из условия удобства соединения муфтой концов валов: $d_1 = (0{,}8...1{,}0)d = (0{,}8...1{,}0)48 = 38{,}4...48мм$, где $d = 48\,мм$ – диаметр вала двигателя.

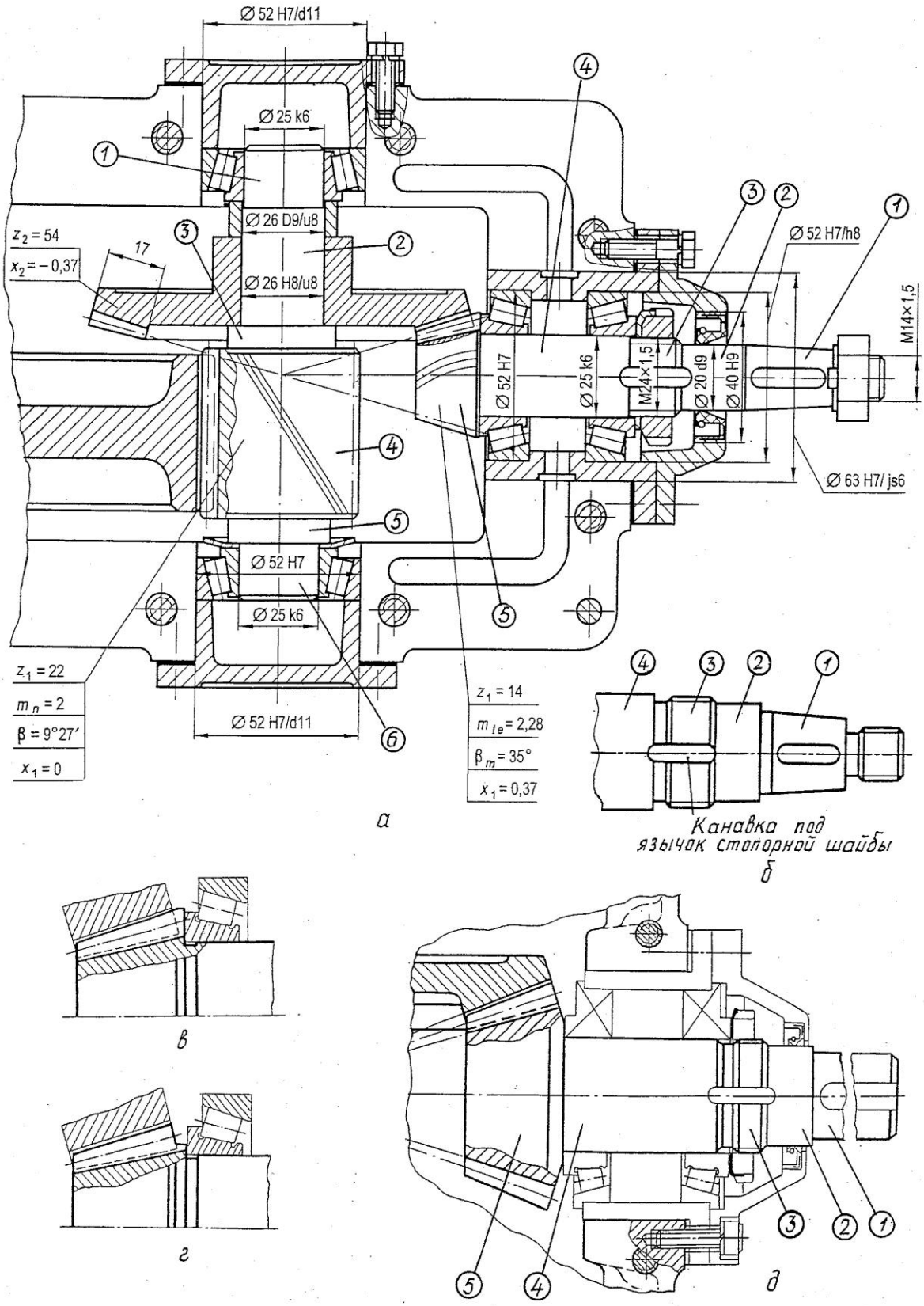


Рисунок 2.6 – Промежуточный и быстроходный валы коническо-цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора [1] (к примерам соответственно 2.7 и 2.8)

По табл. А1.1 приложения А1 принимаем размеры конического конца вала исполнения 1: диаметр $d_1 = 40$ *мм*; длины $l_1 = 82$ *мм* и $l_2 = 54$ *мм* (исполнение – короткие); наружная резьба на конце вала **М24х2.** Диаметр d_1 можно принимать как по ряду I, так и по ряду II.

Принятый диаметр d_1 не должен быть меньше минимального значения, полученного из условия прочности на кручение (в нашем примере $d_{1min} = 35$ *мм*).

Диаметр d_2 **второй ступени** при коническом конце вала принимают из условия $d_2 \geq d_1$ и согласуют его по приложению *Г* с размером d резиновой армированной манжеты, охватывающей вторую ступень вала и служащей для него уплотнением.

Принимаем $d_2 = d_1$**=40 мм.**

Вариант конструкции вала, когда $d_2 > d_1$, показан на рис. 2.6, *б*.

Примечание. При цилиндрическом конце быстроходного вала (рис. 2.6, *д*) диаметр d_2 второй ступени определяют по формуле $d_2 = 1{,}2\,d_1$ и согласовывают с размером d резиновой армированной манжеты по приложению Г.

На **третьей ступени** вала нарезана метрическая резьба с мелким шагом для круглой шлицевой гайки. По табл. В3 приложения *В* принимаем резьбу **М45х1,5** с наибольшим диаметром второй ступени вала для свободного прохождения гайки **М45х1,5** не более **41,5 мм**. В нашем примере d_2**=40 мм,** что обеспечивает свободное прохождение данной гайки через вторую ступень.

Четвертая ступень вала является посадочной для подшипников качения, поэтому ее диаметр d_4 должен заканчиваться на **0** или **5**. Рекомендуется принимать d_4 больше или равно наружному диаметру резьбы на третьей ступени вала.

Принимаем d_4 **=45** и по приложению *Ж* выбираем радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2, которые обозначены **7209.**

Пятой ступенью быстроходного вала является коническая шестерня. Для свободного выхода инструмента при нарезании ее зубьев должно выполняться условие: $d_{fe1} > d_4$. В нашем примере это условие выполняется: d_{fe1}**=72,277 мм >** d_4**=45 мм.**

Торец конической шестерни со стороны подшипника выполняет функцию буртика для упора внутреннего кольца подшипника. По приложению *З* для подшипника **7209** рекомендуется диаметр буртика в диапазоне **52…61 мм** (в приложении *З* диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2).

Конструктивное оформление конической шестерни (пятой ступени вала) принимаем, как показано на рис. 2.6, *д*.

Другие варианты конструктивного оформления конической шестерни приведены на рис. 2.6, *а, в, г.*

ПРИМЕР 2.9

Для цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью (рис. 2.7, а) разработать конструкцию быстроходного вала с двумя цилиндрическими косозубыми шестернями с противоположным наклоном зубьев, выполненными заодно целое с валом (рис. 2.7, в). Концевой участок вала – конический.

Исходные данные:

а) для соединения вала двигателя и концевого конического участка быстроходного вала редуктора применяется упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП);

б) размеры вала двигателя: диаметр d **=38 мм;** длина l**=80 мм**;

в) цилиндрические косозубые шестерни, выполненные за одно целое с быстроходным валом, имеют следующие размеры:

$$d_1 = 48,49\,мм;\ d_{a1} = 52,49\,мм;\ d_{f1} = 43,49\,мм;$$

г) быстроходный вал редуктора установлен по схеме «плавающий вал», обе опоры вала – плавающие; осевая фиксация вала осуществляется зубьями косозубых зубчатых колес, наклоненными в разные стороны; в качестве опор вала использованы радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами серии диаметров 2;

д) вращающий момент на каждой цилиндрической косозубой шестерне $T_{1Б}$=**26,5** $Н \cdot м$;

е) нагружение быстроходного вала соответствует расчетной схеме **3Б** (рис. 1.3).

Решение. Обозначим T_C вращающий момент на детали, закрепляемой на конце быстроходного вала редуктора. Тогда из условия равновесия быстроходного вала

$$T_C=2T_{1Б}=2\cdot 26,5=53\ Н\cdot м.$$

Согласно расчетной схеме **3Б** (рис. 1.3) крутящий момент в сечении ***C*** (посредине конца вала): $M_{KC}=T_C=53\ Н\cdot м.$

Для быстроходного вала первоначально определяют диаметр d_1 конца вала (**первой ступени),** исходя из двух условий:

а) из условия прочности на кручение:

$$d_1 = (7...8)\sqrt[3]{M_{KC}} = (7...8)\sqrt[3]{53} = 26,29...30,05\,мм;$$

б) из условия удобства соединения муфтой концов валов:

$$d_1 = (0,8...1,0)d = (0,8...1)38 = 30,4...38\,мм.$$

По табл. А1.1 приложения А1 принимаем размеры конического конца вала (исполнение 1): диаметр d_1=**32 мм;** длины l_1= **58 мм** и l_2= **36 мм** (исполнение – короткие); наружная резьба на конце вала **М20х1,5**.

Диаметр d_1 можно принимать как по ряду I, так и по ряду II.

Принятый диаметр d_1 не должен быть меньше минимального значения, полученного из условия прочности на кручение (в нашем примере d_{1min}=**26,29 мм**).

Диаметр d_2 **второй ступени** вала при коническом конце вала принимают из условия $d_2 \geq d_1$ (при цилиндрическом конце вала $d_2 \geq 1,2\ d_1$). Так как вторая ступень вала является посадочной для подшипника качения, то диаметр d_2 должен заканчиваться на **0** или **5**.

Принимаем d_2=**35 мм** и по приложению *Е* выбираем роликовый радиальный однорядный подшипник с короткими цилиндрическими роликами серии диаметров 2, который обозначен **12207**. Данный подшипник имеет один борт на наружном кольце и при сборке быстроходного вала с такими подшипниками устанавливают осевой зазор **0,5…0,8 мм** между торцом крышки и наружным кольцом подшипника (рис. 2.7, *в, д*).

Если принять подшипник **2207** без бортов на наружном кольце, то в обязательном порядке это кольцо должно быть поджато к пружинному плоскому упорному внутреннему кольцу 1 (рис. 2.7, *б*).

Внутренние кольца данных подшипников следует закреплять на валу с двух сторон, используя для этой цели наружное пружинное плоское упорное кольцо 2 (рис.2.7,*б*). Неточность изготовления деталей по длине компенсируют иногда установкой между упорным кольцом 2 и торцом внутреннего кольца подшипника специального компенсаторного кольца 3 (рис. 2.7, *б*), толщину которого подбирают при сборке.

Продолжим определение диаметров остальных ступеней быстроходного вала (рис. 2.7, *в*).

Третья ступень вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика для упора внутреннего кольца подшипника, диаметр которого по приложению *И* для подшипника **12207** (а также и для подшипника **2207**) рекомендуется не менее **42 мм** (в приложении *И* диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2).

Принимаем d_3=**42 мм**.

На второй ступени вала между торцом внутреннего кольца подшипника и торцом третьей ступени установлена маслоотражательная шайба с наружным диаметром ступицы $d_H = d_3$=**42 мм**.

Четвертой и **шестой ступенями** вала являются цилиндрические косозубые шестерни с диаметрами окружностей впадин зубьев d_{f1}**=43,49 мм** (см. исходные данные). Так как диаметры соседних с шестернями ступеней одинаковы, т. е. $d_5 = d_7 = d_3$**=42 мм** и меньше d_{f1}**=43,49 мм**, то при нарезании зубьев шестерён обеспечивается свободный вход зуборезного инструмента (без врезания в соседние ступени).

При d_{f1} меньше диаметров соседних ступеней шестерни будут врезными (см. рис. 2.7, *г…е*).

Диаметр **восьмой ступени** $d_8 = d_2$**=35 мм,** так как в опорах вала установлены подшипники одинакового типоразмера.

ПРИМЕР 2.10

Для цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью (рис. 2.7, а) разработать конструкцию промежуточного вала с двумя насадными цилиндрическими колёсами быстроходной ступени и цилиндрической шестерней тихоходной ступени, выполненной за одно целое с валом (рис. 2.7, *ж*).

Примечание. Приведённые ниже исходные данные и решение примера даны в общем виде без подстановки конкретных числовых значений (студенту предлагается выполнить эти расчеты самостоятельно).

Исходные данные:

а) цилиндрическая шестерня тихоходной ступени редуктора, выполненная за одно целое с промежуточным валом, имеет следующие размеры: d_1; d_{a1}; d_{f1};

б) для закрепления цилиндрических зубчатых колес на промежуточном валу используется шпоночное соединение (как показано на рис. 2.7, *ж*) или соединение с натягом;

в) осевое фиксирование промежуточного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2;

г) вращающий момент $T_{2Б}$ на каждом насадном цилиндрическом колесе быстроходной ступени и вращающий момент T_{1T} на цилиндрической шестерне тихоходной ступени (из условия равновесия промежуточного вала): $T_{2Б} = T_{1T}/2$ или

$T_{1T} = 2\,T_{2Б}$;

д) нагружение промежуточного вала соответствует расчетной схеме **3П** (рис. 1.4).

Решение. Согласно расчётной схеме **3П** (рис. 1.4) рассмотрим два сечения: сечение ***C*** – посредине ступицы насадного цилиндрического колеса и сечение ***D*** – посредине цилиндрической шестерни. Крутящие моменты в этих сечениях: $M_{KC} = T_{2Б}$; $M_{KD} = T_{1T}$. Сечение ***C*** – это **вторая** и **четвёртая ступени** вала с диаметрами d_2 и d_4, сечение ***D*** – **третья ступень** вала с условным диаметром d_3.

Из условия прочности на кручение диаметры этих ступеней:

$$d_2 = (6...7)\sqrt[3]{M_{KC}};\ \ d_3 = (6...7)\sqrt[3]{M_{KD}},$$

где d_2 и d_3 - в мм; M_{KC} и M_{KD} - в $Н \cdot м$.

Из полученного диапазона диаметров d_2 принимают значение, соответствующее стандартному по ряду ***Ra 40*** (см. приложение *Л*). В исключительных случаях допускается диаметр d_2 не согласовывать со стандартным значением по ряду ***Ra 40,*** а округлять до целого числа.

При окончательно уточненном диаметре d_2 принимают $d_4 = d_2$.

Для третьей ступени вала желательно соотношение: $d_{f1} \geq d_{3\min}$, где $d_{3\min}$ – наименьшее значение из полученного диапазона диаметра d_3.

Упор торца ступицы насадного цилиндрического колеса осуществляется с одной стороны в торец цилиндрической шестерни, с другой стороны – в торец дистанционного кольца (допускается не применять дистанционное кольцо, а упор торца ступицы колеса осуществлять непосредственно в торец внутреннего кольца радиально-упорного подшипника с коническими роликами, так как у данного подшипника внутреннее кольцо выступает за торец наружного кольца).

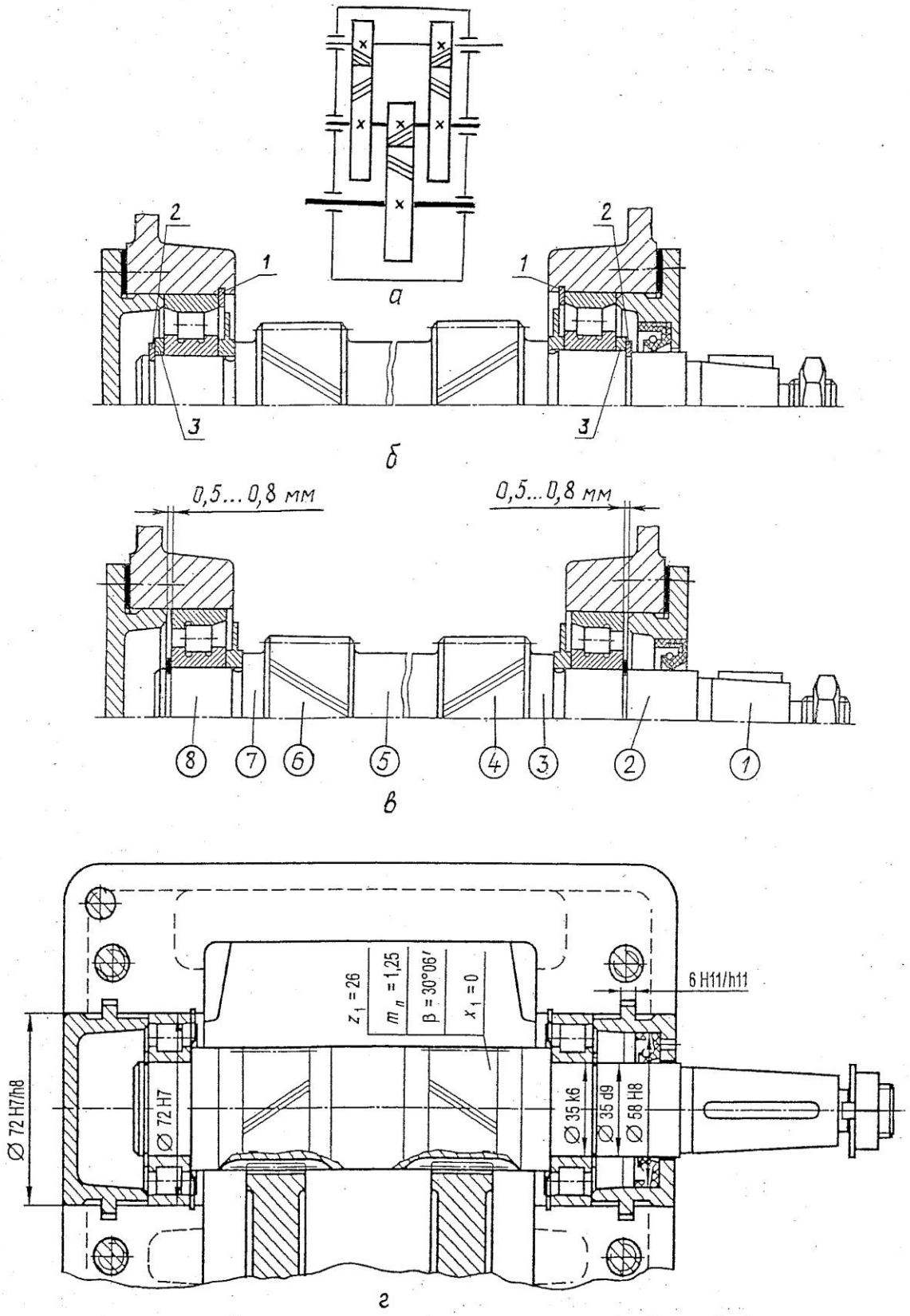


Рисунок 2.7 – Быстроходный (б…е) и промежуточный (ж) валы цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью (а) (к примерам соответственно 2.9 и 2.10)

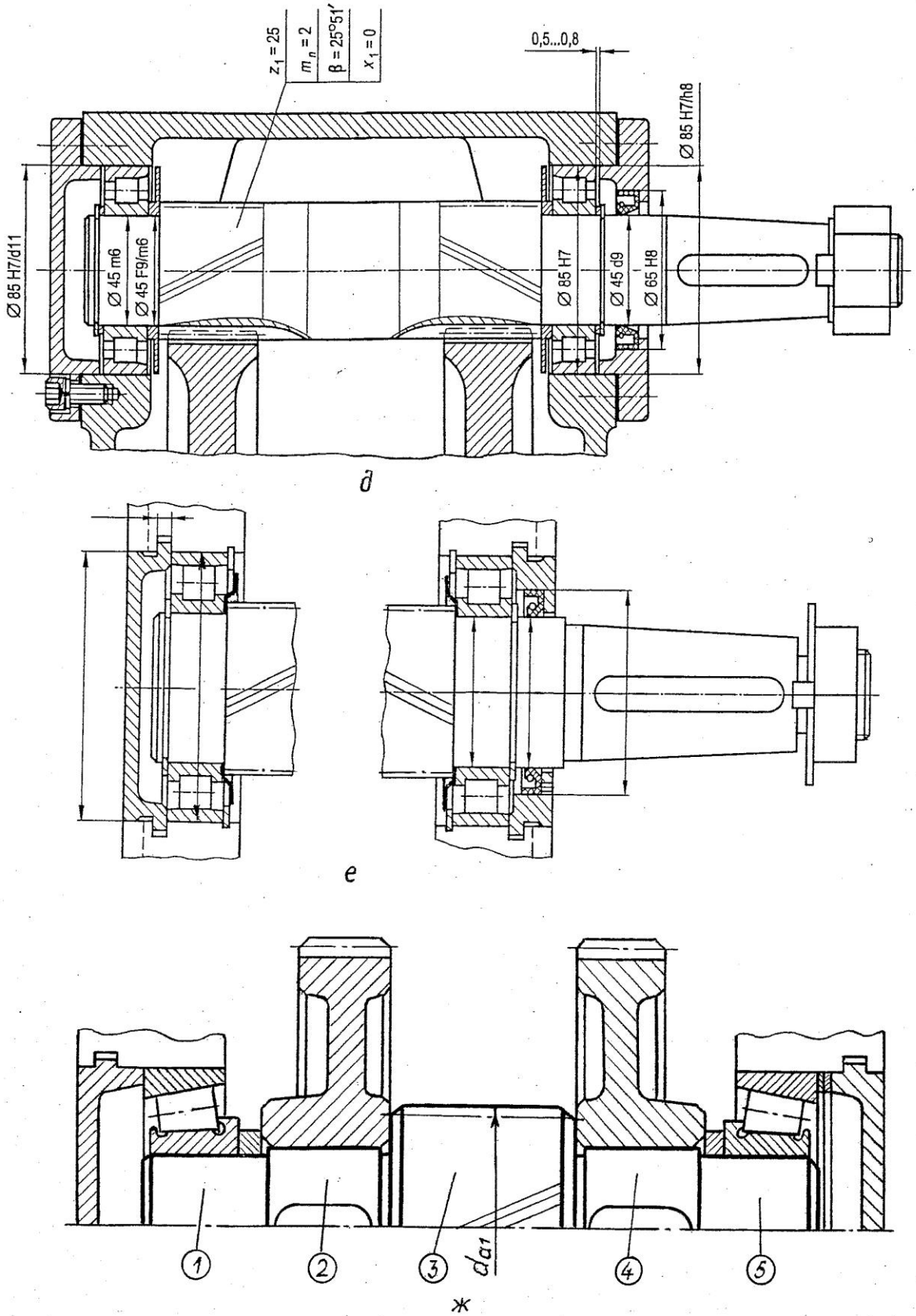


Рисунок 2.7 (окончание)

Необходимый диаметр буртика для упора торца ступицы колеса: $d_{Б.К} = 1{,}2d_2$.

Цилиндрическая шестерня обеспечивает достаточный упор торца ступицы цилиндрического колеса при выполнении условия: $d_1 \geq d_{Б.К}$,где d_1 – делительный диаметр шестерни. При $d_1 < d_{Б.К}$ упор торца ступицы колеса осуществляется в зуб шестерни полной высоты (без фаски), однако в данном случае также должно выполняться условие: $d_{a1} \geq d_{Б.К}$. Если и последнее условие не выполняется, то на третьей ступени с обеих сторон выполняют буртики с диаметром, равным $d_{Б.К}$, а цилиндрическая шестерня в данном случае будет врезной с $d_{a1} < d_{Б.К}$ (выход фрезы при нарезании врезной шестерни будет распространяться на эти буртики, как показано на рис. 2.3, г).

Всё указанное выше относится и ко второму цилиндрическому колесу, закрепляемому на четвёртой ступени.

Диаметр **первой ступени** $d_1 = d_2 - (1...10)мм$. Диаметр d_1 должен заканчиваться на **0** или **5**, так как ступень является посадочной для подшипника. Исходя из d_1 по приложению *Ж* выбирают радиально-упорный роликовый подшипник с коническими роликами серии диаметров 2 и выписывают его обозначения (например, **7212**).

Диаметр **пятой ступени** $d_5 = d_1$, так как в опорах промежуточного вала использованы подшипники одинакового типоразмера.

При использовании дистанционного кольца диаметр $d_{Б.П}$ его наружной поверхности со стороны подшипника принимают равным диметру буртика для упора внутреннего кольца подшипника (см. приложение 3, где диаметр этого буртика обозначен d_2).

Дистанционное кольцо может быть цилиндрическим, как показано на рис. 2.7, *ж*, или Г-образного сечения (в зависимости от соотношения диаметров $d_{Б.К}$ и $d_{Б.П}$, см. рис. 1.1).

ПРИМЕР 2.11

Для цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью (рис. 2.8, *а*) разработать конструкцию промежуточного вала с одним насадным цилиндрическим колесом быстроходной ступени и двумя цилиндрическими косозубыми шестернями тихоходной ступени с противоположным наклоном зубьев (рис. 2.8, *б, в*).

Примечание. Приведенные ниже исходные данные и решение примера даны в общем виде без подстановки конкретных числовых значений (студенту предлагается выполнить эти расчеты самостоятельно).

Исходные данные:

а) цилиндрические шестерни тихоходной ступени с противоположным наклоном зубьев имеют следующие размеры: d_1; d_{a1}; d_{f1};

б) для закрепления на промежуточном валу цилиндрического колеса быстроходной ступени возможно использование как шпоночного соединения, так и соединения с натягом;

в) осевое фиксирование промежуточного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала используются радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2;

г) вращающий момент $T_{2Б}$ на цилиндрическом колесе быстроходной ступени и вращающий момент $T_{1Т}$ на каждой цилиндрической шестерне тихоходной ступени (из условия равновесия промежуточного вала): $T_{1Т} = T_{2Б}/2$; $T_{2Б} = 2\,T_{1Т}$;

д) нагружение промежуточного вала соответствует расчётной схеме **4П** (рис. 1.4).

Решение. Для промежуточного вала данной конструкции согласно расчётной схеме **4П** (рис. 1.4) опасным является сечение ***С*** – посредине ступицы насадного колеса. Крутящий момент в сечении ***С***: $M_{КС} = T_{2Б}$.

Тогда диаметр вала в сечении *С*: $d_C = (6...7)\sqrt[3]{M_{KC}}$,

где d_C - **в мм**; M_{KC} - в $Н \cdot м$.

Исходя из полученного значения d_C, решается вопрос о варианте конструкции промежуточного вала.

Примем за основу вариант конструкции промежуточного вала на рис. 2.8, *б*.

В данном случае насадное колесо закрепляется на **четвёртой ступени** диаметром $d_4 = d_C$. Из указанного диапазона диаметра d_C принимаем стандартное значение по ряду ***Ra 40*** (см. приложение *Л*). В исключительных случаях допускается диаметр d_C не согласовывать со стандартным значением по ряду ***Ra 40,*** а округлять до целого числа.

Тогда диаметр d_5 **пятой ступени:** $d_5 = d_4$ **-(1…10) мм.**

Решаем вопрос о возможном закреплении на пятой ступени насадной цилиндрической шестерни, определяя толщину тела шестерни S_{min}.

При $S_{min} \geq 2m_п$ (здесь $m_п$ – нормальный модуль зубьев шестерни) окончательно принимается вариант конструкции промежуточного вала, показанный на рис. 2.8, *б*. Для закрепления насадной шестерни на пятой ступени используется соединение с натягом или шпоночное соединение. Вторая шестерня выполняется за одно целое с промежуточным валом. Диаметр **шестой ступени** $d_6 = d_5$ **-(1…10)** мм и должен заканчиваться на **0** или **5**, так как шестая ступень является посадочной для подшипника. Исходя из d_6, по приложению *Ж* выбирают радиально-упорный роликовый подшипник с коническими роликами серии диаметров 2 и выписывают его обозначение (например, **7209**).

Диаметр **первой ступени** $d_1 = d_6$. Диаметр **второй ступени** $d_2 = d_{Б.П}$, где $d_{Б.П}$ – диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника, принимаемый по приложению *З* (рекомендуется минимальное значение из указанного диапазона диаметров, которые в приложении *З* обозначены d_2).

Наружные диаметры дистанционного кольца со стороны насадной шестерни и со стороны подшипника принимают на основании рис. 1.1.

При $S_{min} < 2m_п$ принимают вариант конструкции промежуточного вала, показанный на рис. 2.8, *в*. В данной конструкции вала зубья обеих шестерён нарезают непосредственно на валу, получая так называемые врезные шестерни (на рис. 2.8, *в* – это **вторая** и **четвёртая ступени**). Диаметр под насадным колесом d_3 **третьей ступени** вала на рис. 2.8, *в* принимают на **1…2 мм** больше диаметра окружности вершин зубьев шестерён d_{a1}, т. е.: $d_3 = d_{a1} + (1...2)мм$.

Диаметр d_3 округляют до целого числа (допускается не согласовывать со стандартным значением по ряду ***Ra 40*** приложения *Л*). Однако принятый диаметр d_3 не должен быть меньше диаметра d_c в сечении ***С*** вала, рассчитанного выше. Для закрепления насадного колеса на третьей ступени вала используют соединение с натягом. Диаметр **первой ступени** вала $d_1 < d_{f1}$, где d_{f1} – диаметр окружности впадин зубьев шестерён, нарезанных на валу (рис. 2.8, *в*). Диаметр d_1 должен заканчиваться на **0** или **5.** Тогда диаметр **пятой ступени** на рис. 2.8, *в* $d_5 = d_1$.

ПРИМЕР 2.12

Для цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью (рис. 2.8, *а*) разработать конструкцию тихоходного вала с двумя насадными цилиндрическими косозубыми колёсами тихоходной ступени с противоположным наклоном зубьев (рис. 2.8, *г*).

Примечание. Приведенные ниже исходные данные и решение примера даны в общем виде без подстановки конкретных числовых значений (студенту предлагается выполнить эти расчёты самостоятельно).

Исходные данные:

а) для закрепления на тихоходном валу насадных цилиндрических косозубых колёс тихоходной ступени возможно использование как шпоночного соединения, так и соединения с натягом;

б) тихоходный вал редуктора установлен по схеме «плавающий вал», обе опоры вала плавающие; осевая фиксация вала осуществляется зубьями косозубых зубчатых колёс, наклонёнными в разные стороны; в качестве опор вала использованы радиальные роликовые подшипники с короткими цилиндрическими роликами серии диаметров 2;

в) вращающий момент на каждом насадном цилиндрическом косозубом колесе тихоходной ступени T_{2T}**;**

г) нагружение тихоходного вала соответствует расчётной схеме **4Т** (рис. 1.5).

Решение. Из условия равновесия тихоходного вала согласно расчётной схеме **4Т** (рис. 1.5) вращающий момент на детали, закрепляемой на конце тихоходного вала (сечение ***D*** посередине конца вала): $T_D = 2T_{2T}$**.**

Крутящий момент в сечении ***D***: $M_{KD} = T_D$ **.**

Для тихоходного вала первоначально определяют диаметр d_1 конца в сечении ***D*** при M_{KD} (**первая ступень** вала):

$$d_1 = (5...6)\sqrt[3]{M_{KD}},$$

где d_1 – **в мм**; M_{KD} **-** ***Н·м.***

Исходя из d_1**,** принимают размеры конца вала (исполнение – короткие): для конического конца – по табл. А1.1, для цилиндрического конца – по табл. А1.2 приложения А1. Диаметр d_1 принимают как по ряду I, так и по ряду II. Диаметр d_2 второй ступени вала: $d_2 \geq d_1$ – при коническом конце; $d_2 \geq 1{,}2\, d_1$ – при цилиндрическом конце.

Так как **вторая ступень** является посадочной для подшипника, то диаметр d_2 должен заканчиваться на **0** или **5.**

Исходя из d_2**,** по приложению *Е* выбирают роликовый радиальный однорядный подшипник с короткими цилиндрическими роликами серии диаметров 2 и записывают его обозначение (например, **2214).**

Если принять подшипник без бортов на наружном кольце, то оно в обязательном порядке должно быть поджато к пружинному плоскому упорному внутреннему кольцу, как показано на рис. 2.8, *г*.

Подшипник с одним бортом на наружном кольце требует при сборке установки осевого зазора **0,5…0,8 мм** между торцом крышки и наружным кольцом подшипника, как показано на рис. 2.7, *в, д*.

Диаметр d_3 **третьей ступени:** $d_3 = d_2 + (1\ldots10)$ ***мм***.

Диаметр d_3 согласуют со стандартным значением по ряду ***Ra 40*** (см. приложение *Л*).

Диаметр **четвертой ступени** $d_4 = 1{,}2\, d_3$ и округляют до целого числа.

Диаметры остальных ступеней вала: **пятой** $d_5 = d_3$**, шестой** $d_6 = d_2$**.**

На второй и шестой ступенях вала между подшипниками и торцами ступиц колёс установлены дистанционные кольца с наружным диаметром со стороны ступиц колёс

$d_H = d_4$, а со стороны подшипника – $d_H = d_{Б.П}$, где $d_{Б.П}$ – диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника, принимаемый по приложению *И*, где диаметр $d_{Б.П}$ обозначен d_2 (принимается минимальное значение из указанного диапазона). В зависимости от значений принятых наружных диаметров дистанционное кольцо может быть Г – образного сечения или цилиндрическим (см. рис. 1.1).

На рис. 2.8, *д* показана конструкция тихоходного вала, где оба насадные цилиндрические косозубые колеса закреплены на валу с помощью соединения с натягом. В качестве опор здесь приняты подшипники **2214**, внутренние кольца которых упираются в ступени вала диаметром **78 мм,** а диаметры посадочных ступеней под ступицы насадных цилиндрических колёс приняты **82 мм.**

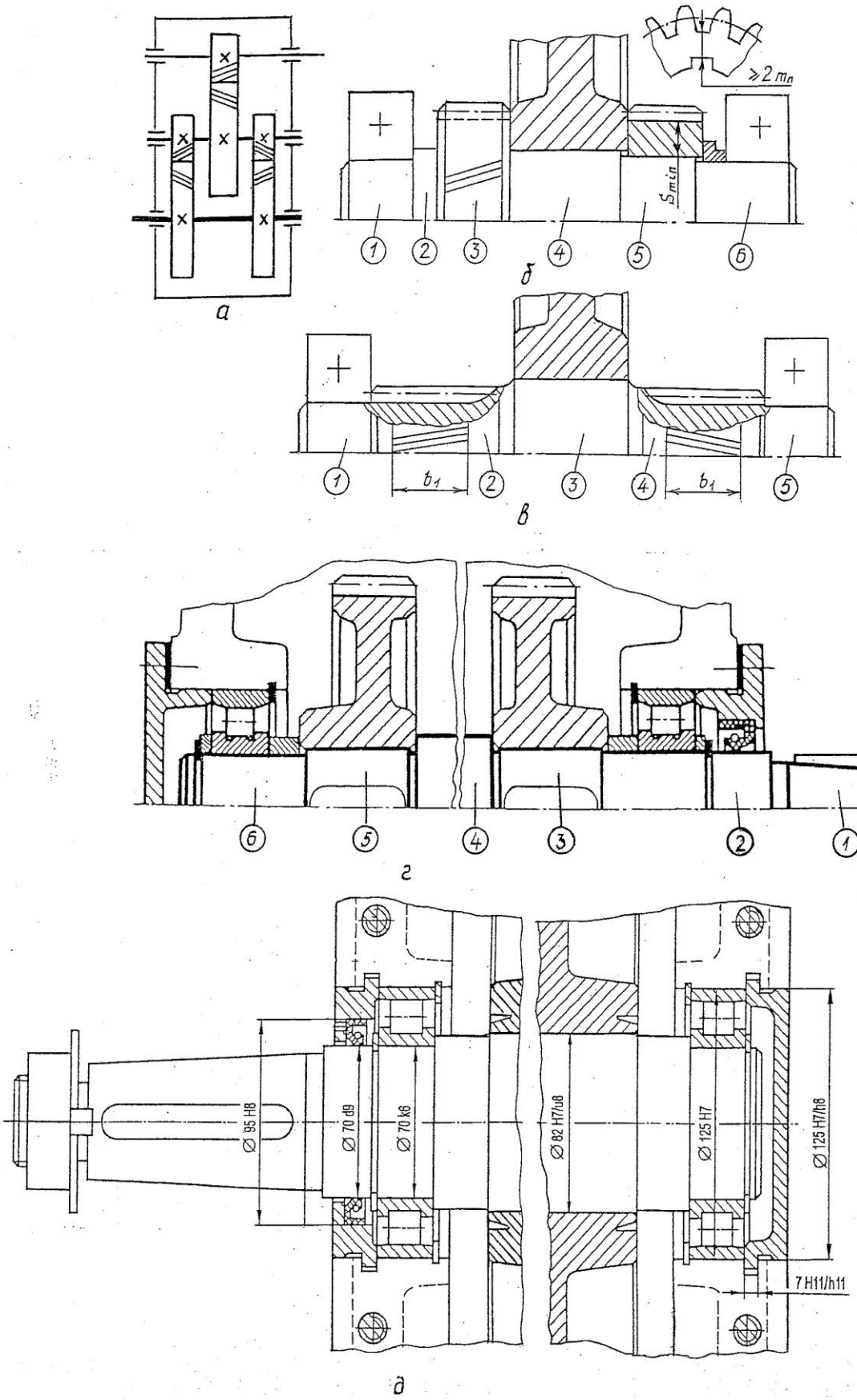


Рисунок 2.8 – Промежуточный (б, в) и тихоходный (г, д) валы цилиндрического двухступенчатого зубчатого редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью (а) (к примерам соответственно 2.11 и 2.12)

ПРИМЕР 2.13

Разработать конструкцию тихоходного вала редуктора с одним насадным цилиндрическим зубчатым колесом и коническим концом (рис. 2.9, *а*).

Исходные данные:

а) для передачи вращающего момента с цилиндрического насадного колеса на вал принято соединение с натягом;

б) осевое фиксирование вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы шариковые радиальные однорядные подшипники серии диаметров 2;

в) вращающий момент на цилиндрическом зубчатом колесе тихоходной ступени T_{2T} = **1500** $Н{\cdot}м$;

г) нагружение тихоходного вала соответствует расчётной схеме **1Т** (рис. 1.5).

Примечание. Диаметры ступеней прототипа конструкции тихоходного вала на рис. 2.9, *а* получены расчётом при вращающем моменте на цилиндрическом колесе тихоходной ступени T_{2T} =**260** $Н{\cdot}м$. В данном примере T_{2T} = **1500** $Н{\cdot}м$ (см. исходные данные), соответственно диаметры этих ступеней вала будут иметь другие значения. Изложенная ниже в решении примера методика разработки тихоходного вала данной конструкции используется студентом при любом значении T_{2T} .

Решение. Из условия равновесия тихоходного вала вращающий момент на детали, закрепляемой на конце тихоходного вала (условно в сечении ***D*** посредине конца вала согласно расчётной схеме **1Т** на рис. 1.5): $T_D = T_{2T}$ = **1500** $Н{\cdot}м$.

Крутящий момент M_{KD} в сечении ***D***: $M_{KD} = T_D$ = **1500** $Н{\cdot}м$.

Для тихоходного вала первоначально из расчёта на кручение определяется диаметр d_1 конца вала **(первой ступени)** в сечении ***D*** при M_{KD}= **1500** $Н{\cdot}м$:

$$d_1 = (5...6)\sqrt[3]{M_{KD}} = (5...6)\sqrt[3]{1500} = 57{,}24...68{,}68\,мм\,.$$

По табл. А1.1 приложения А1 принимаем из полученного диапазона размеров диаметр конического конца вала исполнения 1 (с наружной резьбой на конце) $d_1 = 63\,мм$ с длинами: $l_1 = 105\,мм$, l_2=**70мм** (исполнение – короткие). Диаметр d_1 можно принимать как по ряду I, так и по ряду II.

Диаметр d_2 **второй ступени** вала при его коническом конце принимают из условия: $d_2 \geq d_1$. При этом диаметр d_2 должен заканчиваться на **0** или **5**, так как вторая ступень вала является посадочной для подшипника.

Принимаем d_2=**65 мм** и по приложению *Д* выбираем шариковый радиальный однорядный подшипник серии диаметров 2, который обозначен **213.**

Тогда диаметр **четвертой ступени** $d_4 = d_2$=**65 мм**, так как в опорах вала используются подшипники одинакового типоразмера.

Третья ступень вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика для упора внутренних колец подшипников и при этом является посадочной для ступицы насадного цилиндрического зубчатого колеса тихоходной ступени редуктора.

Диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника **213** по приложению *И* рекомендуется в диапазоне **73…74 мм** (в приложении *И* обозначен d_2).

Тогда диаметр третьей ступени d_3=**73 мм** (минимальное значение из указанного диапазона диаметров).

Так как третья ступень вала является посадочной для ступицы цилиндрического колеса, то желательно, чтобы диаметр d_3 соответствовал стандартному значению диаметров по ряду ***Ra 40*** (см. приложение *Л*). Но ближайшие размеры **71** и **75 мм** по ряду ***Ra 40*** не входят в рекомендуемый диапазон **73…74 мм** диаметров буртика для упора внутреннего кольца под-

шипника, поэтому окончательно принимаем d_3=**73 мм** и не округляем до стандартного значения по ряду ***Ra 40*** ГОСТ 6636-69.

Однако здесь возможно и второе решение данного вопроса. В качестве буртиков для упора внутренних колец подшипников оставить участки третьей ступени с диаметрами **73 мм,** а под ступицей цилиндрического колеса предусмотреть участок третьей ступени диаметром **75 мм** и длиной, равной длине ступицы колеса. На этом коротком участке диаметром **75 мм** и будет закреплено цилиндрическое колесо соединением с натягом.

ПРИМЕР 2.14

Разработать конструкцию тихоходного вала редуктора с одним насадным цилиндрическим колесом тихоходной ступени редуктора и концом вала с прямозубым зубчатым венцом (в виде части зубчатой муфты) (рис. 2.9, *б*).

Исходные данные:

а) для передачи вращающего момента с цилиндрического насадного колеса на вал принято шпоночное соединение;

б) осевое фиксирование вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2;

в) вращающий момент на цилиндрическом зубчатом колесе тихоходной ступени T_{2T} = **1500** ***Н·м;***

г) нагружение тихоходного вала соответствует расчётной схеме **1Т** (рис. 1.5).

Решение. Согласно расчётной схеме **1Т** (рис. 1.5) крутящий момент M_{KC} в сечении ***С*** (посредине ступицы насадного цилиндрического колеса): $M_{KC} = T_{2T}$ = **1500** ***Н·м***.

Для тихоходного вала такой конструкции первоначально определяют из условия прочности на кручение диаметр d_3 **третьей ступени** вала в сечении ***С***:

$$d_3 = (5...6)\sqrt[3]{M_{KC}} = (5...6)\sqrt[3]{1500} = 57{,}24...68{,}68\ мм.$$

Учитывая, что третья ступень вала является посадочной не только для ступицы цилиндрического колеса, но и для подшипников качения, диаметр d_3 должен заканчиваться на **0** или **5**.

Принимаем d_3=**60 мм** и по приложению *Ж* выбираем радиально-упорный роликовый подшипник с коническими роликами серии диаметров 2, который обозначен **7212.**

Вторая ступень вала диаметром d_2 выполняет функцию буртика для упора внутреннего кольца подшипника. По приложению *З* для подшипника **7212** диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника (обозначен d_2) рекомендуется в диапазоне **69…79 мм.**

Так как вторую ступень вала охватывает резиновая армированная манжета, установленная в закладной подшипниковой крышке, то из указанного диапазона d_2 принимаем окончательно d_2=**70 мм,** что соответствует диаметру d для манжеты по приложению Г.

Первой ступенью вала является выходной конец в виде зубчатого венца, выполненный за одно целое с валом и представляющий собой часть зубчатой муфты.

Размеры его принимаем по табл. А1.3 приложения А1: модуль зубьев **m=4 мм;** число зубьев **z=40**; ширина венца ***b*=20 мм**; диаметр отверстия d_0 = **80 мм;** B = **50 мм**;

l = **20 мм;** k = **9 мм;** D_H = **105 мм.** Геометрические размеры зубьев зубчатого венца:

$$d = mz = 4 \cdot 40 = 160\ мм;\ d_a = d + 2m = 160 + 2 \cdot 4 = 168\ мм;$$

$$d_f = d - 2{,}5m = 160 - 2{,}5 \cdot 4 = 150\ мм.$$

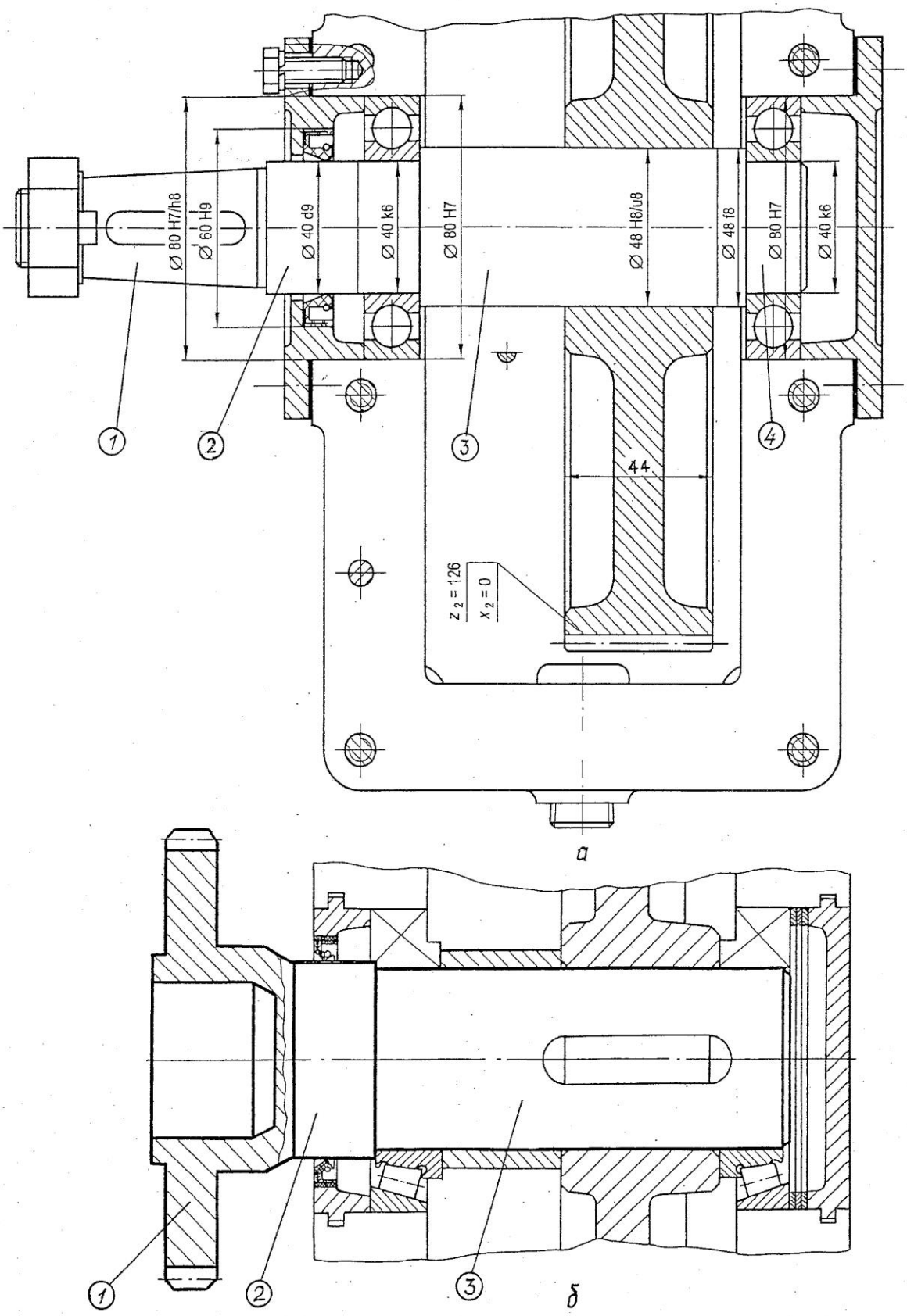


Рисунок 2.9 – Тихоходный вал редуктора с одним насадным цилиндрическим зубчатым колесом тихоходной ступени: с коническим концом (а) и концом в виде части зубчатой муфты (б) (к примерам соответственно 2.13 и 2.14)

ПРИМЕР 2.15

Разработать конструкции тихоходного, промежуточного и быстроходного валов цилиндрического двухступенчатого соосного зубчатого редуктора (рис. 2.10). Осевое фиксирование валов редуктора – по схеме «враспор». В качестве опор валов использованы шариковые радиальные однорядные подшипники серии диаметров 2. Концы тихоходного и быстроходного валов – цилиндрические.

Решение

Тихоходный вал

Нагружение тихоходного вала соответствует расчётной схеме **1Т** (рис. 1.5). При известном вращающем моменте на цилиндрическом колесе тихоходной ступени T_{2T} из условия равновесия тихоходного вала вращающий момент на детали, закрепляемой на конце тихоходного вала (условно в сечении ***D*** посредине конца вала согласно расчётной схеме **1Т** на рис. 1.5): $T_D = T_{2T}$.

Крутящий момент M_{KD} в сечении ***D***: $M_{KD} = T_D$. Для тихоходного вала первоначально из расчёта на кручение определяется диаметр d_1 конца вала **(первой ступени)** в сечении ***D*** при M_{KD}: $d_1 = (5\ldots6)\sqrt[3]{M_{KD}}$, где d_1 **– в мм;** M_{KD} **– в** $H \cdot м$.

По табл. А1.2 приложения А1 принимают из полученного диапазона размеров диаметр d_1 и длину l_1 цилиндрического конца вала (исполнение – короткие). Диаметр d_1 можно принимать как по ряду I , так и по ряду II.

Диаметр d_2 **второй ступени** вала при его цилиндрическом конце: $d_2 \geq 1{,}2\ d_1$. При этом диаметр d_2 должен заканчиваться на **0** или **5,** так как вторая ступень вала является посадочной для подшипника.

Дальнейшая разработка вала (выбор подшипников, исходя из диаметра d_2 и определение диаметра d_3 третьей ступени) проводится по примеру 2.13. Для данного вала, как и в примере 2.13, передача вращающего момента с цилиндрического колеса на вал осуществляется соединением с натягом.

Промежуточный вал

Для закрепления на промежуточном валу цилиндрического колеса быстроходной ступени используется соединение с натягом. Шестерня тихоходной ступени редуктора выполнена с промежуточным валом за одно целое. Нагружение промежуточного вала соответствует расчётной схеме **2П** (рис. 1.4).

Ранее (см. кинематический и силовой расчеты привода) были определены вращающие моменты на насадном цилиндрическом колесе быстроходной ступени $T_{2Б}$ и на цилиндрической шестерне тихоходной ступени T_{1T}. Тогда согласно расчётной схеме **2П** (рис. 1.4) рассмотрим два сечения промежуточного вала: сечение ***C*** – посредине ступицы насадного цилиндрического колеса и сечение ***D*** – посредине цилиндрической шестерни тихоходной ступени. Крутящие моменты M_K в сечениях ***C*** и ***D:***

$M_{KC} = T_{2Б}$; $M_{KD} = T_{1T}$.; $M_{KC} = M_{KD}$.

Для промежуточного вала первоначально определяют диаметр d_2 **второй ступени** под ступицей насадного цилиндрического колеса:

$$d_2 = (6\ldots7)\sqrt[3]{M_{KC}},$$

где d_2 **– в мм;** M_{KC} **– в** $H \cdot м$.

Из полученного диапазона диаметров d_2 принимают значение, соответствующее стандартному по ряду ***Ra 40*** (см. приложение *Л*). На рис. 2.10 принято, например,

$d_2 = 32$**мм**.

Диаметр d_1 **первой ступени:** $d_1 = d_2$**- (1…10) мм**. Так как первая ступень вала является посадочной для подшипника качения, то диаметр d_1 должен заканчиваться на **0** или **5** (на рис.2.10 $d_1 = 30$ **мм**).

Исходя из принятого диаметра d_1, по приложению *Д* выбирают шариковый радиальный однорядный подшипник серии диаметров 2. Выписывают его обозначение (на рис. 2.10 подшипник имеет обозначение **206**).

Третья ступень вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика для упора ступицы насадного цилиндрического колеса. По формуле (1.1): $d_3 = 1{,}2\ d_2$.

Диаметр d_3 округляют до целого числа. Диаметр **четвёртой ступени** $d_4 = d_2$.

Пятой ступенью вала является цилиндрическая шестерня тихоходной ступени.

Если диаметр окружности впадин зубьев шестерни $d_{f1} \geq d_4$, то обеспечивается свободный вход зуборезного инструмента (такой вариант конструкции показан на рис. 2.10). При $d_{f1} < d_4$ шестерня будет врезной, и выход фрезы при нарезании зубьев в этом случае будет распространяться на соседние ступени (четвёртую и шестую), как показано на рис. 2.3, *б…г*.

Диаметр **шестой ступени** $d_6 = d_1$, так как в опорах промежуточного вала использованы подшипники одинакового типоразмера.

На первой ступени вала между подшипником и торцом ступицы насадного цилиндрического колеса установлено дистанционное кольцо. Со стороны подшипника оно выполняет функцию буртика (заплечика) для упора внутреннего кольца подшипника. Диаметр $d_{Б.П}$ этого буртика для шариковых радиальных однорядных подшипников принимают по приложению *И* (диаметр буртика здесь обозначен d_2.; принимается минимальное значение из указанного диапазона).

Со стороны торца ступицы цилиндрического колеса наружный диаметр дистанционного кольца равен d_3.

Если наружные диаметры дистанционного кольца с одной и другой стороны имеют различные значения, то кольцо выполняют Г-образного сечения, как показано на рис. 1.1, *а*. При одинаковых наружных диаметрах дистанционное кольцо имеет цилиндрическую форму, как показано на рис. 2.10.

На шестой ступени вала между подшипником и торцом цилиндрической шестерни установлена маслоотражательная шайба с наружным диаметром ступицы, равным наружному диаметру дистанционного кольца со стороны подшипника на первой ступени вала. Толщина маслоотражательной шайбы принимается конструктивно.

Быстроходный вал

Нагружение быстроходного вала соответствует расчётной схеме **2Б** (рис. 1.3). При известном вращающем моменте $T_{1Б}$ на шестерне быстроходной ступени из условия равновесия быстроходного вала вращающий момент на детали, закрепляемой на конце быстроходного вала (сечение *С* согласно расчётной схеме **2Б** на рис. 1.3): $T_C = T_{1Б}$.

Крутящий момент в сечении *С*: $M_{КС} = T_C$.

Для быстроходного вала первоначально определяют диаметр d_1 конца вала (**первой ступени),** исходя из двух условий:

а) из условия прочности на кручение: $d_1 = (7…8)\ \sqrt[3]{M_{КС}}$, где d_1 – в *мм*; $M_{КС}$ – в *Н·м*;

б) из условия удобства соединения муфтой концов валов: $d_1 = (0{,}8…1{,}0)\ d$,

где d – диаметр вала двигателя (табл. *К1* приложение *К*), мм.

По табл. А1.2 приложения А1 из полученного диапазона размеров принимают диаметр d_1 и длину l_1 цилиндрического конца вала (исполнение – короткие). Диаметр d_1 можно принимать как по ряду I, так и по ряду II.

Принятый диаметр d_1 не должен быть меньше минимального значения, полученного из условия прочности на кручение.

Диаметр d_2 **второй ступени** вала при цилиндрическом конце: $d_2 \geq 1{,}2\ d_1$. Так как вторая ступень вала является посадочной для подшипника качения, то диаметр d_2 должен заканчиваться на **0** или **5**.

Исходя из принятого диаметра d_2, по приложению *Д* выбирают шариковый радиальный однорядный подшипник серии диаметров 2. Выписывают его обозначение (на рис. 2.10 подшипник имеет обозначение **206**).

Диаметр **четвертой ступени** $d_4 = d_2$, так как в опорах быстроходного вала использованы подшипники одинакового типоразмера.

Третьей ступенью вала является цилиндрическая шестерня быстроходной ступени. Если диаметр окружности впадин зубьев шестерни $d_{f1} \geq d_2$ (и d_4), то обеспечивается свободный вход зуборезного инструмента при нарезании зубьев шестерни (такой вариант конструкции показан на рис. 2.10). При $d_{f1} < d_2$ (и d_4) шестерня будет врезной, и выход фрезы при нарезании зубьев в этом случае будет распространяться на вторую и четвёртую ступени, как показано на рис. 2.3, *б…г*.

Между торцами внутренних колец подшипников и шестерни установлены маслоотражательные шайбы с наружным диаметром ступицы, равным диаметру буртика (заплечика) для упора внутреннего кольца подшипника, принимаемому по приложению *И* (диаметр буртика здесь обозначен d_2; принимается минимальное значение диаметра из указанного диапазона). Толщина маслоотражательной шайбы принимается конструктивно.

3. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЁТ ТИХОХОДНОГО ВАЛА РЕДУКТОРА НА СОПРОТИВЛЕНИЕ УСТАЛОСТИ

После разработки конструкции редуктора составляется расчетная схема тихоходного вала с построением эпюр изгибающих и крутящего моментов (рис. 2.11). Изгибающие моменты M_x строят в вертикальной плоскости YOZ, M_y – в горизонтальной плоскости XOZ.

Анализ эпюр позволяет предположительно наметить опасные сечения вала, которые подлежат проверке. На рис. 2.11 такими сечениями являются: сечение А (посередине подшипника опоры А) и сечение С (посредине ступицы насадного цилиндрического зубчатого колеса).

Для опасных сечений определяют запас сопротивления усталости S и сравнивают его с допускаемым $[S]$.

Сопротивление усталости вала будет обеспечено, если во всех опасных сечениях $S \geq [S] = 1{,}5$.

Расчёт тихоходного вала на сопротивление усталости ведут в последовательности, изложенной в решении примеров: [2], с. 196…198; [3], с. 328…329; [4], с. 273-276.

При определении запаса сопротивления усталости S очень важным является правильное установление концентратора напряжений в опасном сечении.

На рис. 2.11 в сечении А внутреннее кольцо подщипника качения установлено на валу с натягом. Поэтому концентратор напряжений в сечении А – посадка с натягом. Цилиндрическое насадное колесо установлено на тихоходном валу с натягом (*Ф* 48 H8/ u8). Поэтому концентратор напряжений в сечении С – посадка с натягом.

На рис. 2.1 ступица насадного цилиндрического колеса соединена с тихоходным валом с помощью призматической шпонки. При этом в шпоночном соединении посадка ступицы колеса на вал производится с натягом (на рис. 2.1 *Ф* 90 H7/s6). Таким образом, в сечении С вала (посредине ступицы цилиндрического колеса) два концентратора напряжений6 первый концентратор – шпоночный паз, выполненный концевой фрезой; второй концентратор – посадка с натягом на вал ступицы колеса. В большинстве работ в качестве расчётного принимают только первый концентратор напряжений – шпоночный паз, второй концентратор напряжений игнорируется. И только в работах [3] и [4] устанавливается влияние на сопротивление усталости каждого их этих двух концентраторов напряжений и в качестве расчётного принимается тот концентратор напряжений, который оказывает наибольшее влияние (как правило, таким во всех случаях является второй концентратор напряжений – посадка с натягом на вал ступицы колеса).

Учитывая такое расхождение в подходах к выбору расчётного концентратора напряжений в шпоночном соединении, допускается, как и в большинстве работ, использование в качестве расчётного концентратора напряжений только шпоночного паза. Второй концентратор напряжений (посадка с натягом на вал ступицы колеса) можно не учитывать.

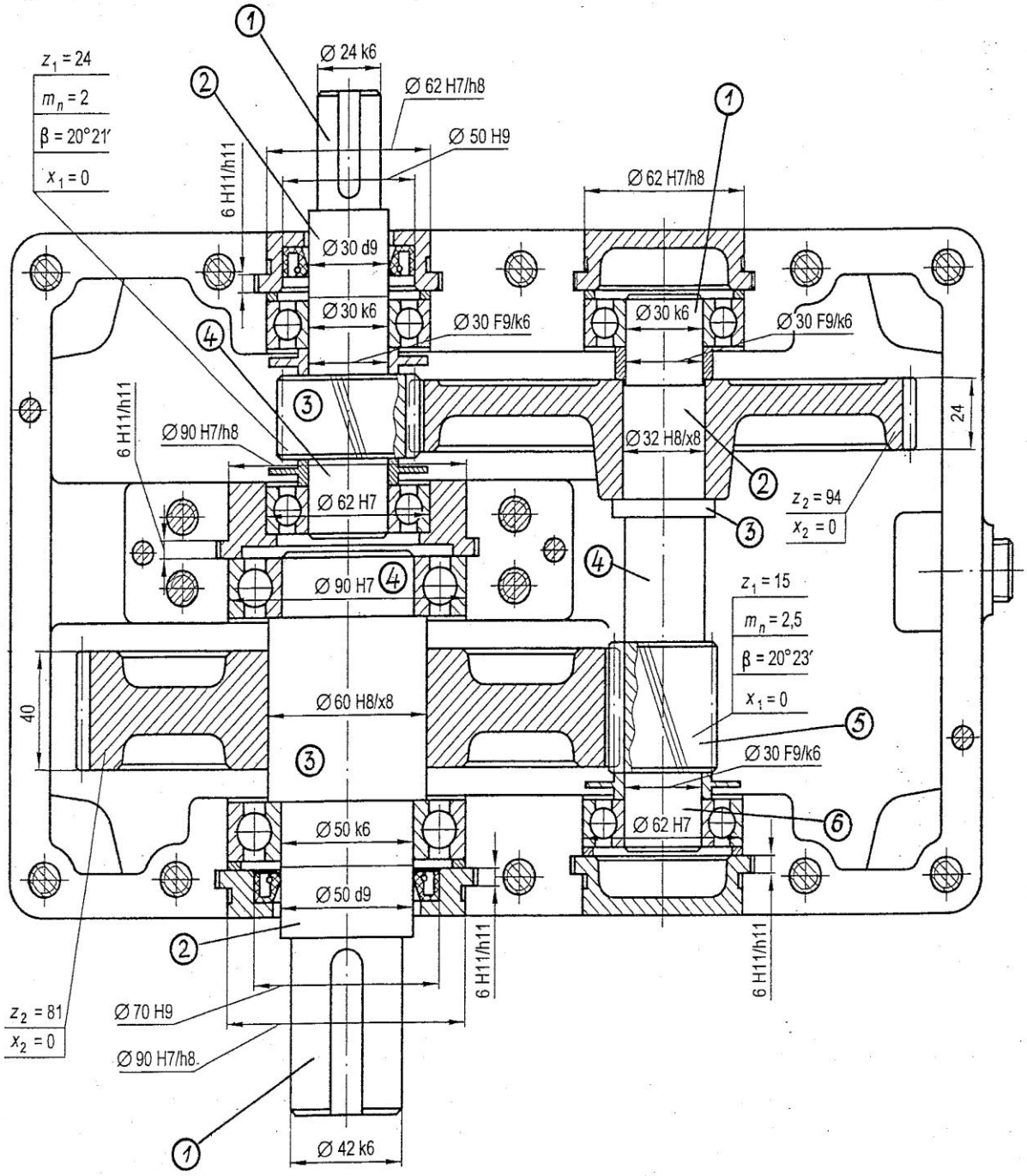


Рисунок 2.10 – Цилиндрический двухступенчатый соосный зубчатый редуктор с цилиндрическими концами тихоходного и быстроходного вала и с шариковыми радиальными однорядными подшипниками, используемыми в качестве опор валов [1] (к примеру 2.15)

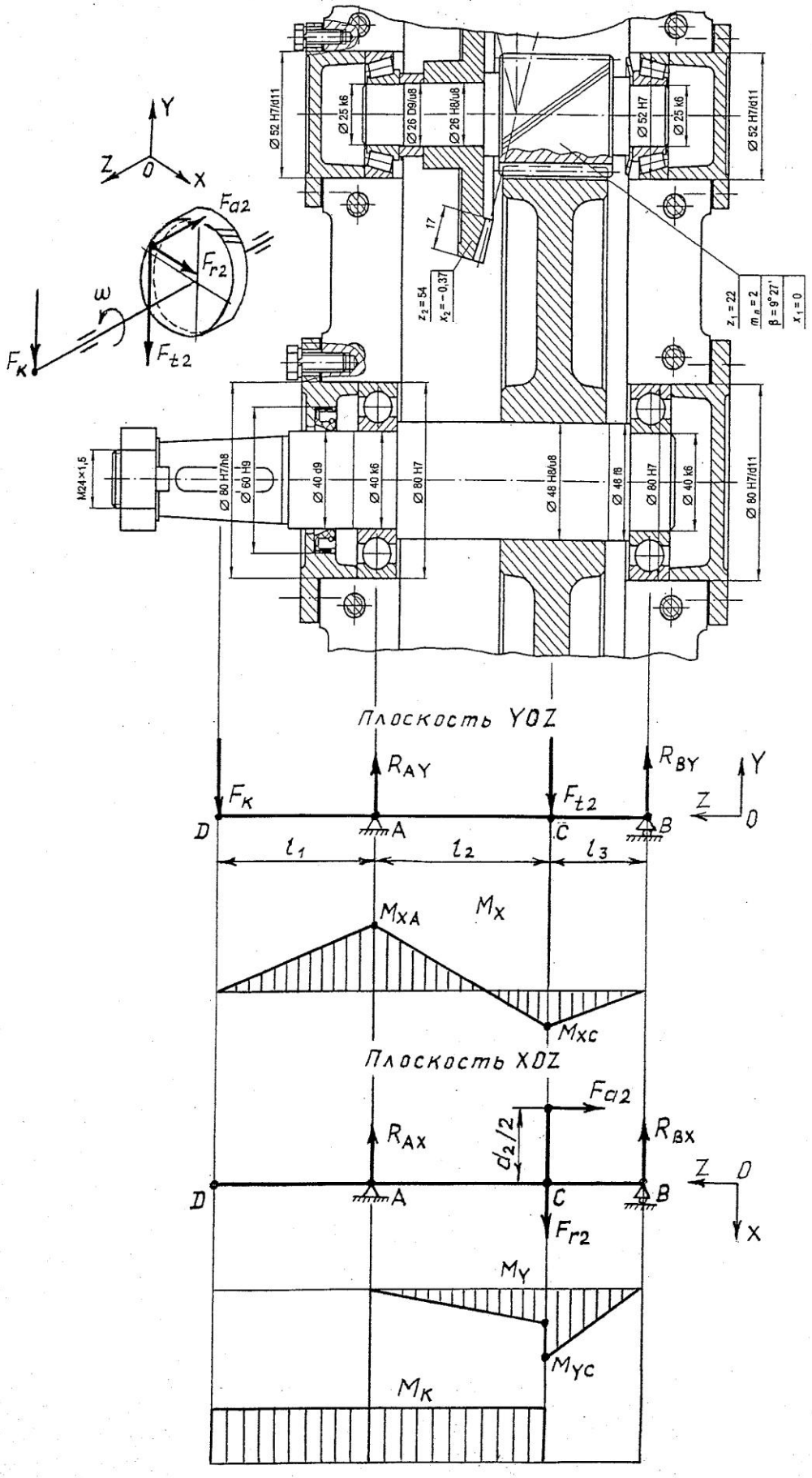


Рисунок 2.11 – Расчётная схема тихоходного вала редуктора

Приложение А. Элементы конструкций валов

А1. Концевые участки валов [1]

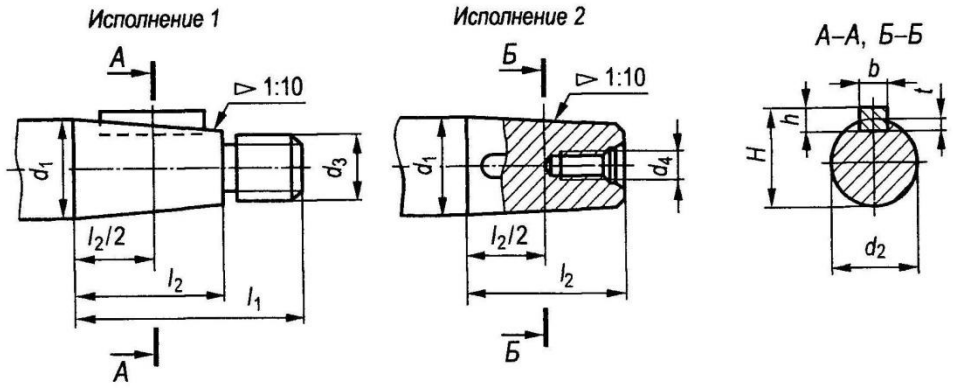


Рисунок А1 – 1. Концы валов конические (ГОСТ 12081–72)

Таблица А1.1 – Концы валов конические с конусностью 1:10 (ГОСТ 12081-72), мм

d_1		l_1		l_2		b	h	t	d_3	d_4	d_1		l_1		l_2		b	h	t	d_3	d_4
I ряд	II ряд	длинные	короткие	длинные	короткие						I ряд	II ряд	длинные	короткие	длинные	короткие					
12; 14	—	30	18	—	—	2	2	1,2	M8X1	M4	63	60; 65	140	105	105	70	16	10	6	M42X3	M20
16	—	40	28	28	16	3	3	1,8	M10X1,25	M4	71	70; 75	140	105	105	70	18	11	7	M48X3	M24
18	19	40	28	28	16	4	4	2,5	M10X1,25	M5	80	85	170	130	130	90	20	12	7,5	M56X4	M30
20; 22	24	50	36	36	22	4	4	2,5	M12X1,25	M6	90	—	170	130	130	90	22	14	9	M64X4	M30
25; 28	—	60	42	42	24	5	5	3	M16X1,5	M8	95	—	170	130	130	90	22	14	9	M64X4	M30
32; 36	30; 35	80	58	58	36	6	6	3,5	M20X1,5	M10	100	—	210	165	165	120	25	14	9	M72X4	M36
—	38	80	58	58	36	6	6	3,5	M24X2	M12	110	—	210	165	165	120	25	14	9	M80X4	M42
40	42	110	82	82	54	10	8	5	M24X2	M12	—	120	210	165	165	120	28	16	10	M90X4	M42
45; 50; 56	48; 55	110	82	82	54	12	8	5	M30X2	M16	125	—	210	165	165	120	28	16	10	M90X4	M48

Примечания: 1. ГОСТ 12081-72 предусматривает диапазон диаметров $d_1 = 3...60$ *мм* , первый ряд диаметров является предпочтительным. 2. Размер центрового отверстия по ГОСТ 14034–74. 3. Форма и длина шпоночного паза стандартом не регламентированы. 4. $H = 0{,}5d_1 - 0{,}025l_2 - t + h$. 5. $d_2 = d_1 - 0{,}05l_2$.

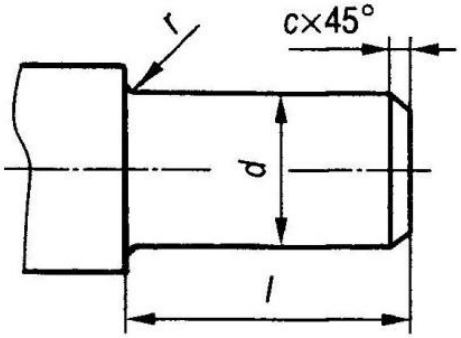


Рисунок А1.2 – Концы валов цилиндрические (ГОСТ 12080-66)

Таблица А1.2. Концы валов цилиндрические (ГОСТ 12080-66), мм

d		*l*		*r*	*c*
I ряд	II ряд	длинные	короткие		
16; 18	19	40	28	1,0	0,6
20; 22	14	50	36	1,6	1,0
25; 28		60	42	1,6	1,0
32; 36	30	80	58	2,0	1,6
40; 45	42; 48	110	82	2,0	1,6
50; 55	52; 56	110	82	2,5	2,0
60; 70	63; 65; 71; 75	140	105	2,5	2,0
80; 90	85; 95	170	136	3,0	2,5
100; 110; 125	120	210	165	3,0	2,5

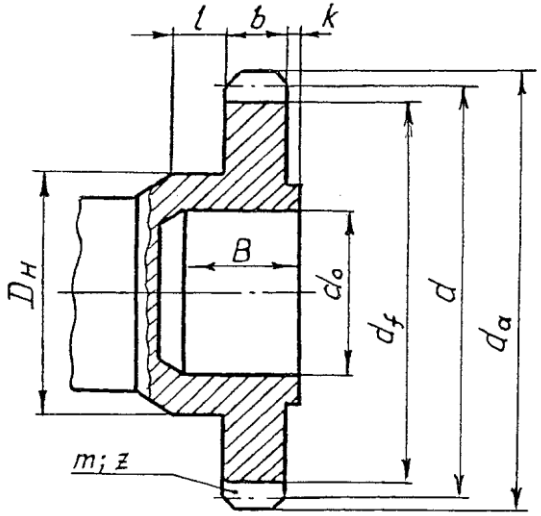


Рисунок А1.3 – Концы тихоходных валов в виде части зубчатой муфты

Таблица А1.3 – Размеры концов тихоходных валов в виде части зубчатой муфты, мм

Вращающий момент Т, *Н·м*	Зацепление			*l*	*k*	*B*	d_o	D_H
	m	*z*	*b*					
≤1000	3	40	15	20	9	38	72	95
Свыше 1000 до 2000	4	40	20	20	9	50	80	105
Свыше 2000 до 4000	5	40	25	20	10	50	80	105

Примечание: *m – модуль зацепления; z – число зубьев*

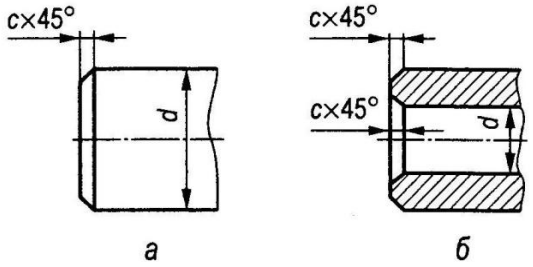
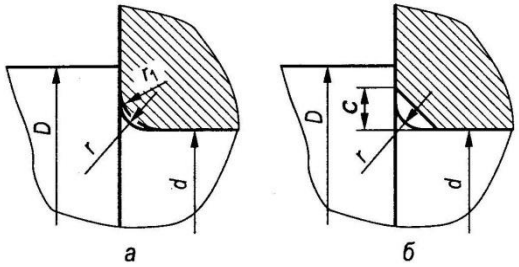


Рисунок А2.1 – Внешняя (а) и внутренняя (б) фаски

Таблица А2.1. Рекомендуемые размеры фасок, мм

d	*c*		*d*	*c*
До 20	0,5–1		Св. 50 до 100	1–3
Св. 20 до 30	0,8–1,5		» 100 » 150	2–4
» 30 » 50	1–2		» 150 » 200	3–5



а – перекрытие галтели вала или оси галтелью сопряженной ступицы;
б – то же фаской сопряженной ступицы

Рисунок А2.2 – Галтели круговые ($D \approx 1{,}2d$ ***или*** $D \approx d + 4r$ ***;*** $c \approx 1{,}1r$ ***)***

Таблица А2.2 – Галтели круговые, мм

d	*r*	r_1		*d*	*r*	r_1
10–18	0,6	1		70–100	3	4
20–28	1,5	2		105–150	4	5
30–36	2	2,5		155–200	5	6
48–68	2,5	3		210–250	6	8

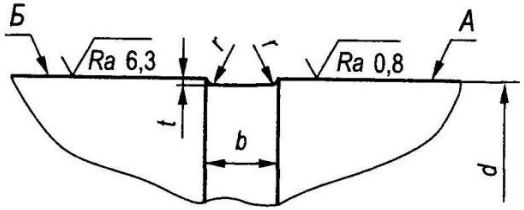


Рисунок А2.3 – Канавки, отделяющие посадочную поверхность А от непосадочной Б ($r \approx t$ ***)***

Таблица А2.3 – Рекомендуемые размеры канавок, мм

d	*b*	*t*
До 10	1–2	0,1
Св. 10 до 50	3	0,1–0,2
» 50» 100	5	0,2–0,3
> 100	8–10	0,3–0,5

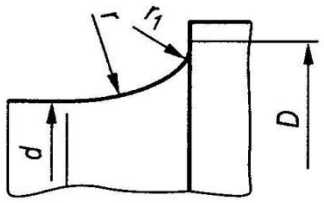


Рисунок А2.4 – Галтели с двумя радиусами кривизны ($r = d$ ***;*** $D = 1{,}3d$ ***;*** $r_1 = 0{,}1d$ ***)***

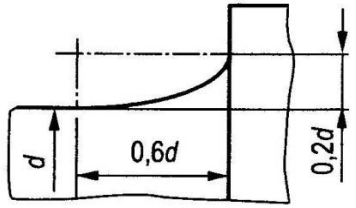


Рисунок А2.5 – Галтели эллиптические

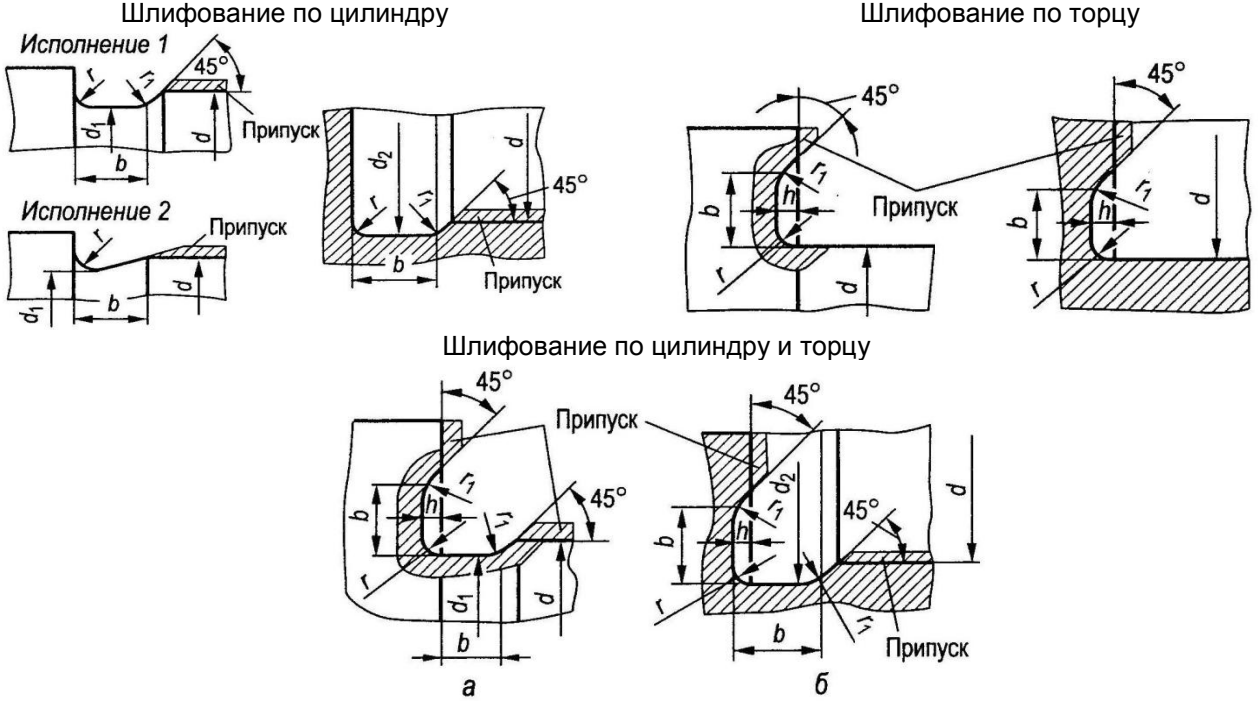


Рисунок А2.6 – Канавки для выхода инструмента при наружном (а) и внутреннем (б) шлифовании

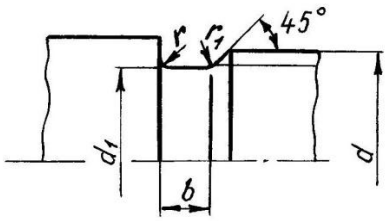


Рисунок А2.7 – Канавка (проточка) для выхода резьбонарезного инструмента

Таблица А2.4 – Канавки для выхода инструмента при шлифовании (ГОСТ 8820–69), мм

d	*b*	d_1	d_2	*h*	*r*	r_1
До 10	1	*d* – 0,3	*d* + 0,3	0,2	0,3	0,2
До 10	1,6	d – 0,3	d + 0,3	0,2	0,5	0,3
До 10	2	d – 0,5	d + 0,5	0,3	0,5	0,3
Св. 10 до 50	3	d – 0,5	d + 0,5	0,3	1	0,5
» 50 » 100	5	d – 1	d + 1	0,5	1,6	0,5
> 100	8	d – 1	d + 1	0,5	2	1
> 100	10	d – 1	d + 1	0,5	3	1

Таблица А2.5 – Канавки (проточки) для выхода резьбонарезного инструмента, мм

Размеры канавки	Шаг резьбы *P*						
	1	1,25	1,5	1,75	2	3	4
b	3 (2)	4 (2,5)	4 (2,5)	4 (2,5)	5 (3)	6 (4)	8 (5)
r	1	1	1	1	1,5	1,6	2
r_1	0,5	0,5	0,5	0,5	0,5	1	1
d_1	*d* – 1,5	*d* – 1,8	*d* – 2,2	*d* – 2,5	*d* – 3	*d* – 4,5	*d* – 6

Примечание. В таблице приведены данные для канавки (проточки) исполнения «нормальная», в скобках – исполнение «узкая»

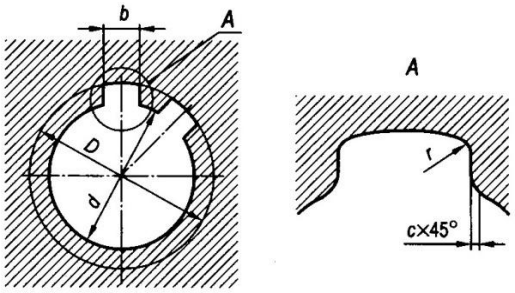


Рисунок Б1 – Шлицевая втулка

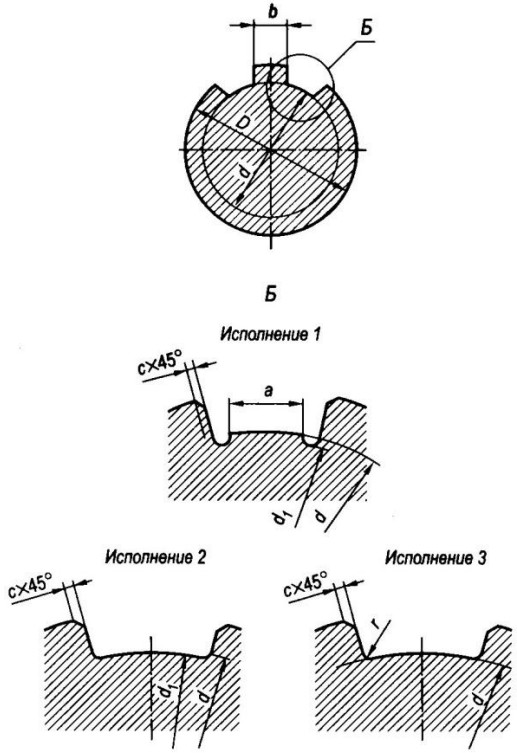


Рисунок Б2 – Шлицевой вал

Таблица Б1 – Конструктивные размеры шлицевых прямобочных соединений (ГОСТ 1139-80), мм

z x d x D	b	d_1	a	c	r , не более
		не менее			
Легкая серия					
6x23x26	6	22,1	3,54	$0,3^{+0,2}$	0,2
6x26x30	6	24,6	3,85	$0,3^{+0,2}$	0,2
6x28x32	7	26,7	4,03	$0,3^{+0,2}$	0,2
8x32x36	6	30,4	2,71	$0,4^{+0,2}$	0,3
8x36x40	7	34,5	3,46	$0,4^{+0,2}$	0,3
8x42x46	8	40,4	5,03	$0,4^{+0,2}$	0,3
8x46x50	9	44,6	5,75	$0,4^{+0,2}$	0,3
8x52x58	10	49,7	4,89	$0,5^{+0,3}$	0,5
8x56x62	10	53,6	6,38	$0,5^{+0,3}$	0,5
8x62x68	12	59,8	7,31	$0,5^{+0,3}$	0,5
10x72x78	12	69,6	5,45	$0,5^{+0,3}$	0,5
10x82x88	12	79,3	8,62	$0,5^{+0,3}$	0,5
10x92x98	14	89,4	10,08	$0,5^{+0,3}$	0,5
10x102x108	16	99,9	11,49	$0,5^{+0,3}$	0,5
10x112x120	18	108,8	10,72	$0,5^{+0,3}$	0,5
Средняя серия					
6x11x14	3	9,9	–	$0,3^{+0,2}$	0,2
6x13x16	3,5	12,0	–	$0,3^{+0,2}$	0,2
6x16x20	4	14,5	–	$0,3^{+0,2}$	0,2
6x18x22	5	16,7	–	$0,3^{+0,2}$	0,2
6x21x25	5	19,5	1,95	$0,3^{+0,2}$	0,2
6x23x28	6	21,3	1,34	$0,3^{+0,2}$	0,2
6x26x32	6	23,4	1,65	$0,4^{+0,2}$	0,3
6x28x34	7	25,9	1,7	$0,4^{+0,2}$	0,3
8x32x38	6	29,4	–	$0,4^{+0,2}$	0,3
8x36x42	7	33,5	1,02	$0,4^{+0,2}$	0,3
8x42x48	8	39,5	2,57	$0,4^{+0,2}$	0,3
8x46x54	9	42,7	–	$0,5^{+0,3}$	0,5
8x52x60	10	48,7	2,44	$0,5^{+0,3}$	0,5
8x56x65	10	52,2	2,5	$0,5^{+0,3}$	0,5
8x62x72	12	57,8	2,4	$0,5^{+0,3}$	0,5
8x72x82	12	67,4	–	$0,5^{+0,3}$	0,5
8x82x92	12	77,1	3,0	$0,5^{+0,3}$	0,5
8x92x102	14	87,3	4,5	$0,5^{+0,3}$	0,5
8x102x112	16	97,7	6,3	$0,5^{+0,3}$	0,5
8x112x125	18	106,3	4,4	$0,5^{+0,3}$	0,5
Тяжелая серия					
10x16x20	2,5	14,1	–	$0,3^{+0,2}$	0,2
10x18x23	3	15,6	–	$0,3^{+0,2}$	0,2
10x21x26	3	18,5	–	$0,3^{+0,2}$	0,2
10x23x29	4	20,3	–	$0,3^{+0,2}$	0,2
10x26x32	4	23,0	–	$0,4^{+0,2}$	0,3
10x28x35	4	24,4	–	$0,4^{+0,2}$	0,3
10x32x40	5	28,0	–	$0,4^{+0,2}$	0,3
10x36x45	5	31,3	–	$0,4^{+0,2}$	0,3
10x42x52	6	36,9	–	$0,4^{+0,2}$	0,3
10x46x56	7	40,9	–	$0,5^{+0,3}$	0,5
16x52x60	5	47,0	–	$0,5^{+0,3}$	0,5
16x56x65	5	50,6	–	$0,5^{+0,3}$	0,5
16x62x72	6	56,1	–	$0,5^{+0,3}$	0,5
16x72x82	7	65,9	–	$0,5^{+0,3}$	0,5
20x82x92	6	75,6	–	$0,5^{+0,3}$	0,5
20x92x102	7	85,5	–	$0,5^{+0,3}$	0,5
20x102x115	8	98,7	–	$0,5^{+0,3}$	0,5
20x112x125	9	104,0	–	$0,5^{+0,3}$	0,5

Приложение В. Гайки круглые шлицевые, шайбы многолапчатые для их стопорения, пазы под язычок стопорной шайбы [1]

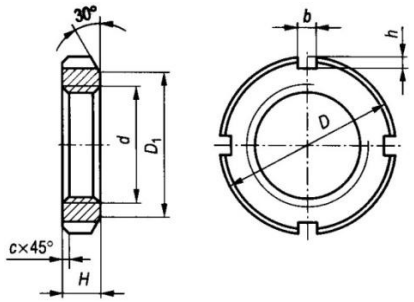


Таблица В1 – Гайки круглые шлицевые класса точности А (ГОСТ 11871–88), мм

Обозначение резьбы	D	D_1	H	b	h	$c \le$
М20х1,5*	34	26	8	6	2	т
М22х1,5	38	29	10	6	2,5	1
М24х1,5*	42	31	10	6	2,5	1
М27х1,5	45	35	10	6	2,5	1
М30х1,5*	48	38	10	6	2,5	1
М33х1,5	52	40	10	8	3	1
М36х1,5*	55	42	10	8	3	1
М39х1,5	60	48	10	8	3	1
М42х1,5*	65	52	10	8	3	1
М45х1,5	70	55	10	8	3	1
М48х1,5*	75	58	12	8	3,5	1
М52х1,5	80	61	12	10	3,5	1
М56х2,0*	85	65	12	10	4	1,6
М60х2,0	90	70	12	10	4	1,6
М64х2,0*	95	75	12	10	4	1,6
М68х2,0	100	80	15	10	4	1,6
М72х2,0*	105	85	15	10	4	1,6
М76х2,0	110	88	15	10	4	1,6
М80х2,0*	115	90	15	10	4	1,6
М85х2,0	120	98	15	10	4	1,6

* – Предпочтительные размеры.

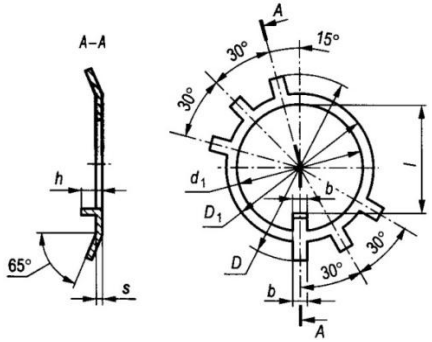


Таблица В2 – Шайбы стопорные многолапчатые нормальные (тип Н) (ГОСТ 11872–89), мм

Обозначение резьбы	d_1	D	D_1	l	b	h	s
М20х1,5	20,5	36	27	17	4,8	4	1,0
М22х1,5	22,5	40	30	19	4,8	4	1,0
М24х1,5	24,5	44	33	21	4,8	4	1,0
М27х1,5	27,5	47	36	24	4,8	5	1,0
М30х1,5	30,5	50	39	27	4,8	5	1,0
М33х1,5	33,5	54	42	30	5,8	5	1,6
М36х1,5	36,5	58	45	33	5,8	5	1,6
М39х1,5	39,5	62	48	36	5,8	5	1,6
М42х1,5	42,5	67	52	39	5,8	5	1,6
М45х1,5	45,5	72	56	42	5,8	5	1,6
М48х1,5	48,5	77	60	45	7,8	5	1,6
М52х1,5	52,5	82	65	49	7,8	6	1,6
М56х2,0	57,0	87	70	53	7,8	6	1,6
М60х2,0	61,0	92	75	57	7,8	6	1,6
М64х2,0	65,0	98	80	61	7,8	6	1,6
М68х2,0	69,0	102	85	65	9,5	7	1,6
М72х2,0	73,0	107	90	69	9,5	7	1,6
М76х2,0	77,0	112	95	73	9,5	7	1,6
М80х20	81,0	117	100	76	9,5	7	1,6
М85х2,0	86,0	122	105	81	9,5	7	1,6

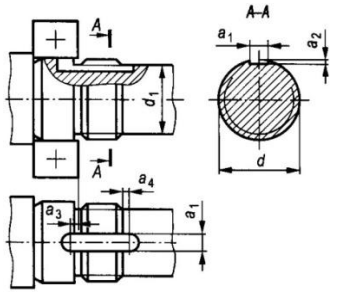


Таблица В3 – Паз под язычок стопорной шайбы, мм

Обозначение резьбы	a_1	a_2	a_3	a_4	d_1
М20х1,5	6	3,5	3,5	1,0	16,5
М22х1,5	6	3,5	3,5	1,0	18,5
М24х1,5	6	3,5	3,5	1,0	20,5
М27х1,5	6	3,5	4,0	1,5	23,5
М30х1,5	6	3,5	4,0	1,5	26,5
М33х1,5	6	3,5	4,0	1,5	29,5
М36х1,5	6	3,5	4,0	1,5	32,5
М39х1,5	6	3,5	4,0	1,5	35,5
М42х1,5	8	3,5	5,0	1,5	38,5
М45х1,5	8	3,5	5,0	1,5	41,5
М48х1,5	8	3,5	5	1,5	44,5
М52х1,5	8	3,5	5	1,5	48,0
М56х2,0	8	3,5	5	1,5	52,0
М60х2,0	8	3,5	6	1,5	56,0
М64х2,0	8	3,5	6	1,5	60,0
М68х2,0	8	3,5	6	1,5	64,0
М72х2,0	10	3,5	6	1,5	68,0
М76х2,0	10	3,5	6	1,5	72,0
М80х2,0	10	4,5	6	2,0	75,0
М85х2,0	10	4,5	6	2,0	80,0

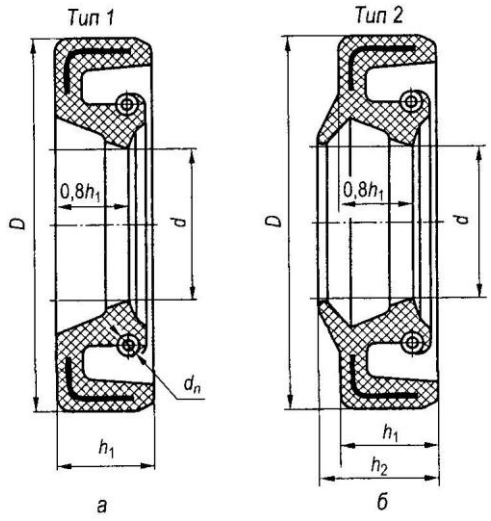
Примеры условного обозначения

1. Гайка диаметром резьбы $d = 64$ мм, с мелким шагом и полем допуска резьбы 7Н, из углеродистой стали марки 35 (материал группы 05), с покрытием химическим оксидным и пропитанным маслом (05):

Гайка М64х2-7Н.05.05 ГОСТ 11871-88

2. Шайба многолапчатая типа Н для гайки круглой шлицевой с резьбой М64х2, из стали марки 08кп (материал группы 01), с покрытием химическим оксидным и пропитанным маслом (05):

Шайба Н.64.01.05 ГОСТ 11872- 89



а – однокромочная; *б* – то же с пыльником

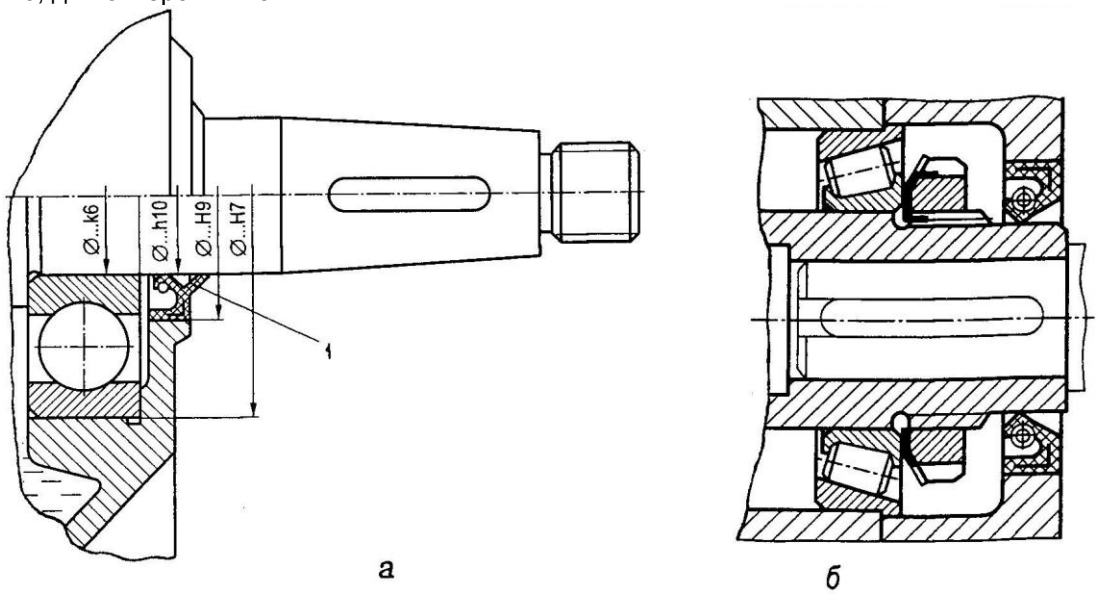
Рисунок Г1 – Резиновые армированные манжеты

Таблица Г1 – Основные размеры манжет, мм

d	D	h_1	h_2	d	D	h_1	h_2
6	22	7	10	58	80	10	14
7	22	7	10	60	85	10	14
8	22	7	10	63	90	10	14
9	22	7	10	65	90	10	14
10	26	7	10	70	95	10	14
11	26	7	10	71	95	10	14
12	28	7	10	75	100	10	14
13	28	7	10	80	105	10	14
14	28	7	10	85	110	12	16
15	30	7	10	90	120	12	16
16	30	7	10	92	120	12	16
17	32	7	10	95	120	12	16
18	35	7	10	100	125	12	16
19	35	7	10	105	130	12	16
20	40	10	14	110	135	12	16
21	40	10	14	115	145	12	16
22	40	10	14	120	150	12	16
24	40	10	14	125	155	12	16
25	42	10	14	130	160	15	20
26	45	10	14	140	170	15	20
28	47	10	14	150	180	15	20
30	52	10	14	160	190	15	20
32	52	10	14	170	200	15	20
35	58	10	14	180	220	15	20
36	58	10	14	190	230	15	20
38	58	10	14	200	240	15	20
40	60	10	14	210	250	15	20
42	62	10	14	220	260	15	20
45	65	10	14	230	270	15	20
48	70	10	14	240	280	15	20
50	70	10	14	250	290	15	20
52	70	10	14	260	300	18	24
55	70	10	14	280	320	18	24
56	80	10	14	300	340	18	24

Требования к установке манжет

1. Избыточное давление рабочей среды 0,06...0,1 МПа.
2. Твердость поверхности стального вала: 30HRC при $v \le 4$ м/с; 50 HRC при $v>4$ м/с; 55 HRC при наличии абразива.
3. Параметры шероховатости для сопряженных с манжетой поверхностей по ГОСТ 2789-73: для вала Ra = 0,32.0,63 мкм при $v \le 5$ м/с, 0,16...0,32 мкм при $v> 5$ м/с и 1,25...2,5 мкм при $v \le 1$ м/с; для отверстия в корпусе Ra = 1,25...2,5 мкм.
4. Поле допуска под контактной кромкой для вала h10, для отверстия H9.

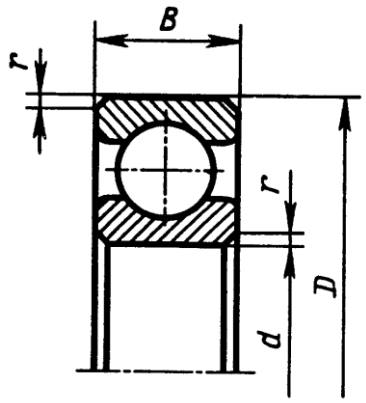


а – манжета однокромочная с пыльником *1*; *б* – манжета однокромочная

Рисунок Г2 – Примеры установки манжет

Приложение Д. Подшипники шариковые радиальные однорядные (ГОСТ 8338-75)

Таблица Д1



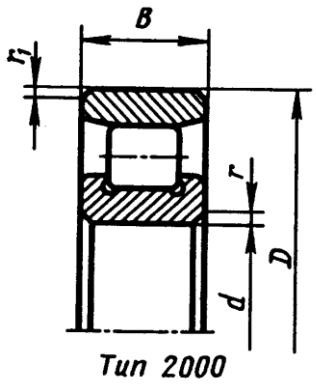
Условное обозначение подшипника	Размеры, мм				Грузоподъемность, кН	
	d	*D*	*B*	*r*	динамическая C_r	статическая C_{or}
Серия диаметров 2						
204	20	47	14	1,5	12,7	6,2
205	25	52	15	1,5	14,0	6,95
206	30	62	16	1,5	19,5	10,0
207	35	72	17	2	25,5	13,7
208	40	80	18	2	32,0	17,8
209	45	85	19	2	33,2	18,6
210	50	90	20	2	35,1	19,8
211	55	100	21	2,5	43,6	25,0
212	60	110	22	2,5	52,0	31,0
213	65	120	23	2,5	56,0	34,0
214	70	125	24	2,5	61,8	37,5
215	75	130	25	2,5	66,3	41,0
216	80	140	26	3	70,2	45,0
217	85	150	28	3	89,5	53,0
218	90	160	30	3	95,6	62,0
219	95	170	32	3,5	108,0	69,5
220	100	180	34	3,5	124,0	79,0
Серия диаметров 3						
304	20	52	15	2	15,9	7,8
305	25	62	17	2	22,5	11,4
306	30	72	19	2	29,1	14,6
307	35	80	21	2,5	33,2	18,0
308	40	90	23	2,5	41,0	22,4
309	45	100	25	2,5	52,7	30,0
310	50	100	27	3	61,8	36,0
311	55	120	29	3	71,5	41,5

Продолжение табл. Д1

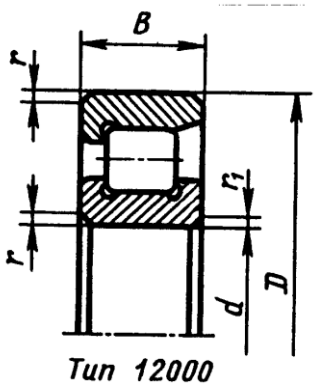
Условное обозначение подшипника	**Размеры, мм**				**Грузоподъемность, кН**	
	d	***D***	***B***	***r***	**динамическая C_r**	**статическая C_{or}**
312	60	130	31	3,5	81,9	48,0
313	65	140	33	3,5	92,3	56,0
314	70	150	35	3,5	104,0	63,0
315	75	160	37	3,5	112,0	72,5
316	80	170	39	3,5	124,0	80,0
317	85	180	41	4	133,0	90,0
318	90	190	43	4	143,0	99,0
319	95	200	45	4	153,0	110,0
320	100	215	47	4	174,0	132,0

Приложение Е Подшипники роликовые радиальные с короткими цилиндрическими роликами (ГОСТ 8328-75)

Таблица Е1



Тип 2000



Тип 12000

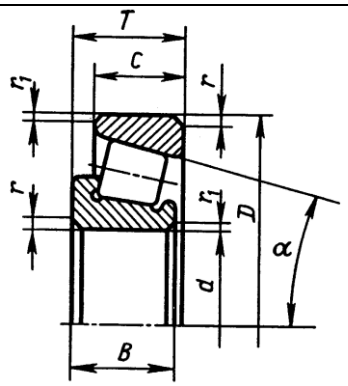
Условное обозначение подшипника		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
2000	12000	*d*	*D*	*B*	*r*	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}
Серия диаметров 2								
2206	12206	30	62	16	1,5	1,0	22,4	12,0
2207	12207	35	72	17	2,0	1,0	31,9	17,6
2208	12208	40	80	18	2,0	2,0	41,8	24,0
2209	12209	45	85	19	2,0	2,0	44,0	25,5
2210	12210	50	90	20	2,0	2,0	45,7	27,5
2211	12211	55	100	21	2,5	2,0	56,1	34,0
2212	12212	60	110	22	2,5	2,5	64,4	43,0
2213	12213	65	120	23	2,5	2,5	76,5	51,0
2214	12214	70	125	24	2,5	2,5	79,2	51,0
2215	12215	75	130	25	2,5	2,5	91,3	63,0
2216	12216	80	140	26	3,0	3,0	106,0	68,0
2217	12217	85	150	28	3,0	3,0	119,0	78,0
2218	12218	90	160	30	3,0	3,0	142,0	105,0
2220	12220	100	180	34	3,5	3,5	183,0	125,0
Серия диаметров 3								
2305	12305	25	62	17	2,0	2,0	28,6	15,0
2306	12306	30	72	19	2,0	2,0	36,9	20,0
2307	12307	35	80	21	2,5	2,0	44,6	27,0
2308	12308	40	90	23	2,5	2,5	56,1	32,5
2309	12309	45	100	25	2,5	2,5	72,1	41,5
2310	12310	50	110	27	3,0	3,0	88,0	52,0
2311	12311	55	120	29	3,0	3,0	102,0	67,0
2312	12312	60	130	31	3,5	3,5	123,0	76,5

Продолжение табл. Е1

Условное обозначение подшипника		Размеры, мм					Грузоподъемность, кН	
2000	12000	*d*	*D*	*B*	*r*	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}
2313	12313	65	140	33	3,5	3,5	138,0	85,0
2314	12314	70	150	35	3,5	3,5	151,0	102,0
2315	12315	75	160	37	3,5	3,5	183,0	125,0
2316	12316	80	170	39	3,5	3,5	190,0	125,0
2317	12317	85	180	41	4,0	4,0	212,0	146,0
2318	12318	90	190	43	4,0	4,0	242,0	160,0
2319	12319	95	200	45	4,0	4,0	264,0	190,0
2320	12320	100	215	47	4,0	4,0	303,0	220,0

Приложение Ж Подшипники роликовые однорядные радиально-упорные с коническими роликами α=11…16˚

Таблица Ж1



ТУ 37.006.162-89

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры	
	d	*D*	*T*	*B*	*c*	*r*	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}	*e*	*Y*
Серия диаметров 2											
7204	20	47	15,25	14	12	1,5	0,5	21,0	13,0	0,37	1,5
7205	25	52	16,25	15	13	1,5	0,5	24,0	17,5	0,37	1,5
7206	30	62	17,25	16	14	1,5	0,5	31,0	22,0	0,37	1,5
7207	35	72	18,25	17	15	2,0	0,8	38,5	26,0	0,37	1,5
7208	40	80	19,75	20	16	2,0	0,8	46,5	32,5	0,37	1,5
7209	45	85	20,75	19	16	2,0	0,8	50,0	33,0	0,37	1,5

Продолжение табл. Ж1

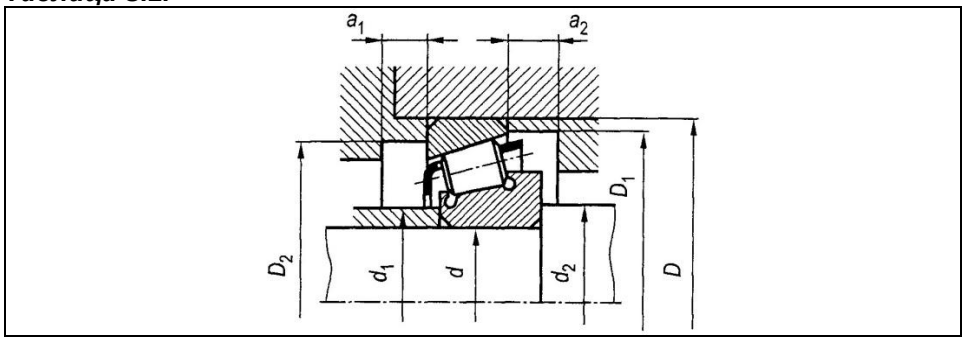
Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры	
	d	*D*	*T*	*B*	*c*	*r*	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}	*e*	*Y*
7210	50	90	21,75	21	17	2,0	0,8	56,0	40,0	0,37	1,5
7211	55	100	22,75	21	18	2,5	0,8	65,0	46,0	0,37	1,5
7212	60	110	23,75	23	19	2,5	0,8	78,0	58,0	0,37	1,5
7214	70	125	26,25	26	21	2,5	0,8	96,0	82,0	0,37	1,5
7215	75	130	27,25	26	22	2,5	0,8	107,0	84,0	0,37	1,5
7216	80	140	28,25	26	22	3,0	1,0	112,0	95,0	0,37	1,5
7217	85	150	30,25	28	24	3,0	1,0	130,0	109,0	0,37	1,5
7218	90	160	32,50	31	26	3,0	1,0	158,0	125,0	0,37	1,5
7219	95	170	34,50	32	27	3,5	1,2	168,0	131,0	0,37	1,5
7220	100	180	37	34	29	3,5	1,2	185,0	146,0	0,37	1,5
Серия диаметров 3											
7304	20	52	16,25	16	13	2,0	0,8	26,0	17,0	0,34	1,8
7305	25	62	18,25	17	15	2,0	0,8	33,0	23,2	0,34	1,8
7306	30	72	20,75	19	17	2,0	0,8	43,0	29,5	0,34	1,8
7307	35	80	22,75	21	18	2,5	0,8	54,0	38,0	0,34	1,8
7308	40	90	25,25	23	20	2,5	0,8	66,0	47,5	0,34	1,8
7309	45	100	27,25	26	22	2,5	0,8	83,0	60,0	0,34	1,8
7310	50	110	29,25	29	23	3,0	1,0	100,0	75,5	0,34	1,8
7311	55	120	31,50	29	25	3,0	1,0	107,0	81,5	0,34	1,8
7312	60	130	33,50	31	27	3,5	1,2	128,0	96,5	034	1,8
7313	65	140	36	33	28	3,5	1,2	146,0	112,0	0,34	1,8
7314	70	150	38	37	30	3,5	1,2	170,0	137,0	0,34	1,8
7315	75	160	40	37	31	3,5	1,2	180,0	148,0	0,34	1,8
7317	85	180	44,50	41	35	4,0	1,5	230,0	195,0	0,34	1,7
7318	90	190	46,50	43	36	4,0	1,5	250,0	201,0	0,34	1,8
ГОСТ 27365-87 (повышенной грузоподъемности)											
Серия диаметров 2											
7204А	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	26,0	16,6	0,35	1,7
7205А	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	29,2	21,0	0,37	1,6
7206А	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	38,0	25,5	0,37	1,6
7207А	35	72	18,5	17	15	2	0,8	48,4	32,5	0,37	1,6
7208А	40	80	20	18	16	2	0,8	58,3	40,0	0,37	1,6
7209А	45	85	21	19	16	2	0,8	62,7	50,0	0,40	1,5
7210А	50	90	22	20	17	2	0,8	74	55,0	0,43	1,4
7211А	55	100	23	21	18	2,5	0,8	84,2	61,0	0,40	1,5
7212А	60	110	24	22	19	2,5	0,8	91,3	70,0	0,40	1,5
7213А	65	120	25	23	20	2,5	0,8	108,0	78,0	0,40	1,5
7214А	70	125	26,5	24	21	2,5	0,8	119,0	89,0	0,43	1,4
7215А	75	130	27,5	25	22	2,5	0,8	130,0	100,0	0,43	1,4
7216А	80	140	28,5	26	22	3	1	140,0	114,0	0,43	1,4

Окончание табл. Ж1

Условное обозначение подшипника	**Размеры, мм**							**Грузоподъемность, кН**		**Расчетные параметры**	
	d	***D***	***T***	***B***	***c***	***r***	r_1	**динамическая C_r**	**статическая C_{or}**	***e***	***Y***
Серия диаметров 3											
7304А	20	52	16,5	15	13	2	0,8	31,9	20,0	0,3	-
7305А	25	62	18,5	17	15	2	0,8	41,8	28,0	0,3	-
7306А	30	72	21	19	16	2	0,8	52,8	39,0	0,31	-
7307А	35	80	23	21	18	2,5	0,8	68,2	50,0	0,31	-
7308А	40	90	25,5	23	20	2,5	0,8	80,9	56,0	0,35	1,7
7309А	45	100	27,5	25	22	2,5	0,8	101,0	72,0	0,35	1,7
7310А	50	110	29,5	27	23	3	1	117,0	90,0	0,35	1,7
7311А	55	120	32	29	25	3	1	134,0	110,0	0,35	1,7
7312А	60	130	34	31	26	3,5	1,2	161,0	120,0	0,35	1,7
7313А	65	140	36,5	33	28	3,5	1,2	183,0	150,0	0,35	1,7
7314А	70	150	38,5	35	30	3,5	1,2	209,0	170,0	0,35	1,7
7315А	75	160	40,5	37	31	3,5	1,2	229,0	185,0	0,35	1,7
7316А	80	170	42,5	39	33	3,5	1,2	255,0	190,0	0,35	1,7

Приложение *З.* Установочные размеры для однорядных роликовых радиально-упорных подшипников с коническими роликами

Таблица З.1.



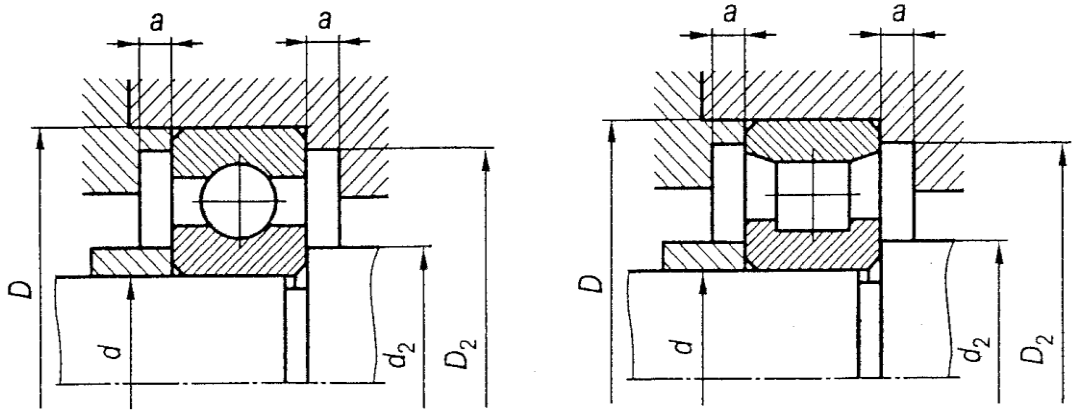
d	D	d_2 ,не менее	d_2 ,не более	d_1не, более	D_2 ,не менее	D_2 ,не более	D_1 , не менее	a_1 ,не менее	a_2 , не менее
Серия диаметров 2, серия ширин 0									
20	47	26	30	26	39	41	43,5	3	3
25	52	31	35	31	44	46	48,5	3	3
30	62	36	41	37	53	55	58,5	3	3
35	72	42	48	43	61	65	68,5	4	3
40	80	47	55	48	68	72	75,5	4	3,5
45	85	52	61	53	73	78	81,5	4	3,5
50	90	57	65	57	79	82	86,5	4	3,5
55	100	64	72	63	87	90	90,5	5	4,5
60	110	69	79	69	96	100	105,5	5	4,5
65	120	74	86	75	105	110	115	6	5
70	125	79	90	80	110	115	120	6	5
75	130	84	96	85	115	120	125	6	5
80	140	90	105	90	124	130	134	6	6
85	150	95	110	96	132	140	142,5	7	6,5
90	160	100	117	102	140	150	152,5	7	6,5
95	170	107	125	110	148	155	163	7	7,5
100	180	112	135	114	155	165	170	7	8
105	190	117	140	122	165	175	181	9	9
110	200	122	145	125	171	185	190	9	9
120	215	132	160	135	187	200	205	11	9,5

Окончание таблицы *З*.1.

d	D	d_2 ,не менее	d_2 ,не более	d_1не, более	D_2 ,не менее	D_2 ,не более	D_1 , не менее	a_1 ,не менее	a_2 , не менее
Серия диаметров 3, серия ширин 0									
20	52	27	33	27	43	45	48,5	3	3
25	62	32	41	33	53	55	58,5	3	3
30	72	37	47	38	61	65	68	3	4,5
35	80	44	53	43	68	71	76	5	4,5
40	90	49	60	50	76	80	86	5	5
45	100	54	68	55	85	90	95	5	5
50	110	60	74	61	94	100	105	5	6
55	120	65	81	67	103	110	114	5	6,5
60	130	72	90	72	112	118	124	5	7,5
65	140	77	96	78	121	128	132	6	8
70	150	82	100	83	129	138	142	6	8
75	160	87	108	91	138	148	152	6	9
80	170	92	118	97	147	158	160	6	9,5
85	180	99	125	102	155	166	167	7	10,5
90	190	104	130	108	163	175	178	7	10,5
95	200	109	138	115	172	185	187	7	11,5
100	215	114	147	121	183	200	202	7	12,5
102	225	120	154	128	193	-	210	12	12,5
110	240	124	165	135	205	220	225	14	12,5
120	260	134	175	145	219	235	240	14	13,5

Приложение И. Установочные размеры для радиальных подшипников качения

Таблица И1



Размеры, мм

d	***D***	***d_2*, не менее**	***d_2*, не более**	***D_2* не более**	***D_2*, не менее**	***a*, не менее**
Серия диаметров 2						
20	47	25	25,5	42	-	2
25	52	30	30,5	47	-	2
30	62	35	36	57	-	2
35	72	42	-	65	-	2
40	80	46,5	47,5	73	-	2
45	85	52	53	78	-	2
50	90	57	-	83	-	2
55	100	63	-	91	-	3
60	110	68	-	101	-	3
65	120	73	74	111	-	3
70	125	78	-	116	-	3
75	130	83	85	121	-	3
80	140	90	92	129	-	3
85	150	95	97	139	-	3
90	160	100	103	149	-	3
95	170	106	109	158	155	3
100	180	111	115	168	162	3
105	190	116	120	178	175	3
110	200	121	125	188	184	3
120	215	131	138	203	197	3
130	230	143	150	216	209	4
140	250	153	160	236	228	4

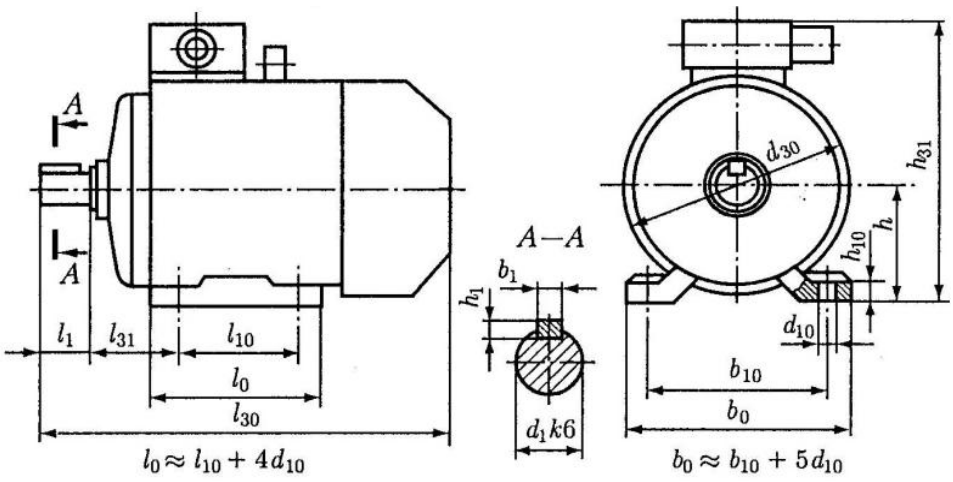
Продолжение табл. И1

d	***D***	***d_2,*** **не менее**	***d_2,*** **не более**	***D_2*** **не более**	***D_2*** **не менее**	***a,*** **не менее**
Серия диаметров 3						
20	52	26,5	-	45	-	2
25	62	31,5	32,5	55	-	2
30	72	36,5	39	65	-	2
35	80	43	44	71	-	2
40	90	48	50,5	81	80	2
45	100	53	56	91	89	2
50	110	60	63	99	98	2
55	120	64,4	67	111	109	3
60	130	71	-	118	116	3
65	140	76	78	128	125	3
70	150	81	85	138	136	3
75	160	86	90	148	144	3
80	170	91	98	158	155	3
85	180	98	103	166	163	3
90	190	103	108	176	172	3
95	200	109	115	186	180	3
100	215	113	122	201	195	3
105	225	118	128	211	205	3
110	240	123	135	226	215	3
120	260	133	145	246	232	4

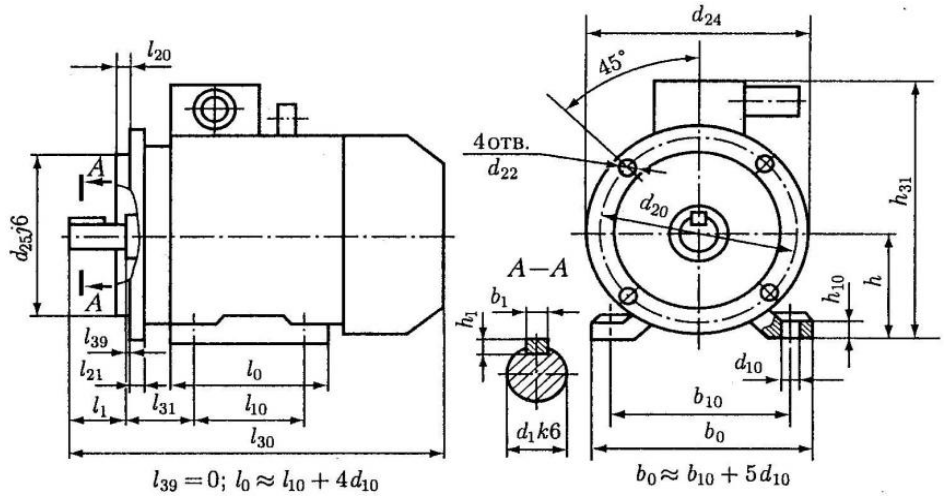
Приложение К. Электродвигатели

К 1. Основные размеры асинхронных двигателей серии АИР, мм

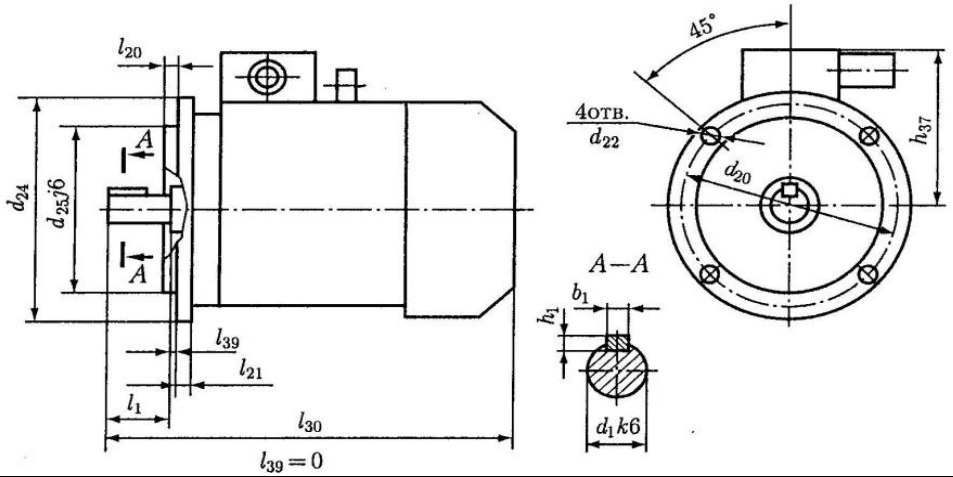
Исполнение IM1081



Исполнение IM2081



Исполнение IM3081



К 1. Основные размеры асинхронных двигателей серии АИР, мм (окончание)

Тип двигателя	Число полюсов	Исполнение																			
		IM1081, IM2081, IM3081					IM1081	IM1081 и IM 2081							IM2081 и IM3081						IM3081
		d_1	l_1	l_{30}	b_1	h_1	d_{30}	l_{10}	l_{31}	d_{10}	b_{10}	h	h_{10}	h_{31}	l_{20}	l_{21}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{25}	h_{37}
71A, B	2, 4, 6, 8	19	40	273	6	6	170	90	45	7	112	71	9	188	3,5	10	165	12	200	130	117
80A		22	50	297			190	100	50	10	125	80	10	205							125
80B				321																	
90L		24		337	8	7	210	125	56		140	90	11	225	4	12	215	15	250	180	135
100S		28	60	360			240	112	63	12	160	100	12	247		14					147
100L				391				140													
112M	2, 4, 6, 8	32	80	435	10	8	246		70		190	112		285		16	265		300	230	173
132S	4, 6,8	38		460			288		89		216	132	13	325	5	18	300	19	350	250	193
132M	2, 4, 6, 8			498				178													
160S	2	42	110	630	12		334		108	15	254	160	18	385		15					225
	4, 6,8	48			14	9															
160M	2	42		660	12	8		210													
	4, 6,8	48			14	9															
180S	2	48		630	14	9	375	203	121		279	180	20	448		18	350		400	300	260
	4	55			16	10															
180M	2	48		680	14	9		241													
	4,6,8	55			16	10															

Примечания: 1. Фланцы исполняют с отверстиями d_{22} гладкими или резьбовыми. Размеры фланца с резьбовыми отверстиями – см. ГОСТ 28330–89.

2. Выступающие концы валов двигателей изготовляют следующих исполнений:

– цилиндрические со шпонкой;
– цилиндрические без шпонки с резьбовым концом;
– цилиндрические со шпонкой с резьбовыми концом;
– конические без шпонки с резьбовым концом;
– конические со шпонкой с резьбовым концом;
– конические со шпонкой и внутренней резьбой.

Приложение Л Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69), мм

Ряд *Ra*40
…5; 5,3; 5,6; 6; 6,3; 6,7; 7,1; 7,5; 8; 8,5; 9; 9,5; 10; 10,5; 11; 11,5; 12; 13; 14; 15; 16; 17; 18; 19; 20; 21; 22; 24; 25; 26; 28; 30; 32; 34; 36; 38; 40; 42; 45; 48; 50; 53; 56; 60; 62; 67; 71; 75; 80; 85; 90; 95; 100; 105; 110; 120; 125; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200; 210; 220; 240; 250; 260; 280; 300; 320; 340; 360; 380; 400; 420; 450; 480; 500; 530; 560; 600; 630; 670; 710; 750; 800; 850; 900; 950

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Атлас конструкций узлов и деталей машин: учеб. пособие / Б.А. Байков [и др.]; под ред О.А. Ряховского, О.П. Леликова. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2009. – 400 с.: ил.
2. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для студ. тех. спец. вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 8-е изд., перераб. и доп. – М.: Издательский центр «Академия», 2004. – 496 с.: ил.
3. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник для машиностроительных специальностей вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – 13-е изд. перераб. – М.: Высш. шк. 2010. – 408 с.: ил.
4. Санюкевич, Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб пособие – 2-е изд. испр. и доп. – Брест: БрГТУ, 2004. – 488 с.: ил.

Учебное издание

Составитель:
Санюкевич Федор Михайлович

Методическое пособие

к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин»
для студентов технических специальностей

«РАЗРАБОТКА КОНСТРУКЦИЙ ВАЛОВ ПЕРЕДАЧ»

Ответственный за выпуск: Санюкевич Ф.М.
Редактор: Боровикова Е.А.
Компьютерная верстка: Митлошук М.А.
Корректор: Никитчик Е.В.

ISBN 978-985-493-393-1

Издательство БрГТУ.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя печатных изданий № 1/235 от 24.03.2014 г.
Подписано в печать 31.03.2017 г. Формат 60x84 $^{1}/_{8}$.
Бумага «Performer». Гарнитура «Times New Roman».
Усл. печ. л. 7,44. Уч. изд. л. 8,0. Заказ № 337. Тираж 40 экз.
Отпечатано на ризографе учреждения образования «Брестский государственный технический университет».
224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«Брестский государственный технический университет»

Кафедра «Машиностроение и эксплуатация автомобилей»

Методическое пособие

к курсовому проектированию по дисциплине
«Детали машин»
для студентов технических специальностей.

Часть 1

Брест 2022

УДК 621.822.6

Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей, часть 1, содержит тематику и состав курсового проекта по деталям машин, требования к оформлению пояснительной записки курсового проекта, методику выбора электродвигателя привода, выполнения кинематического и силового расчета привода, а также расчет тихоходной и быстроходной ступеней редуктора с примерами расчета, необходимыми справочными данными и списком рекомендуемой литературы. Методическое пособие может использоваться при выполнении практических работ и подготовке к экзамену по данной дисциплине. В 3 частях.

Составители: С.В.Монтик, зав. кафедрой МЭА, к.т.н, доцент
А.А.Волощук, ст. преподаватель кафедры МЭА, м.т.н.
Я.А.Акулич, ст. преподаватель кафедры МЭА, м.т.н.
С.В.Савчук, доцент кафедры МЭА, к.т.н.

Рецензенты: зам. главного инженера – главный конструктор ОАО «Брестский электромеханический завод» Полуляшин Р.А.
зав. кафедрой машиноведения БрГТУ, к.т.н., доцент Голуб В.М.

© Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет» 2022

1 ТЕМАТИКА И СОДЕРЖАНИЕ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Курсовой проект по дисциплинам «Детали машин» выполняется после завершения изучения блока общеобразовательных, общетехнических и ряда технологических дисциплин и направлен на приобретение студентами первых инженерных навыков по расчету и конструированию типовых деталей и узлов машин и механизмов, простейших механических приводов.

Тематика курсового проекта включает разработку механического привода на базе нестандартного двухступенчатого редуктора в соответствии с техническим заданием. Курсовой проект по деталям машин состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка курсового проекта включает следующие элементы и разделы.

Титульный лист

Задание на курсовое проектирование.

Реферат

Содержание

Введение

1 Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчет привода

2 Расчет тихоходной ступени редуктора

3 Расчет быстроходной ступени редуктора

4 Конструирование валов редуктора и предварительный выбор подшипников качения

5 Конструирование колес редуктора

6 Определение основных размеров элементов корпуса и крышки редуктора. Компоновка редуктора.

7 Смазывание передач и подшипников редуктора. Выбор смазочного материала

8 Расчет соединений вал-ступица для редуктора

9 Расчет тихоходного вала редуктора на сопротивление усталости

10 Расчет подшипников качения тихоходного вала редуктора на заданный ресурс

11 Выбор компенсирующей упругой муфты

12 Разработка рабочих чертежей тихоходного вала редуктора и колеса тихоходной ступени редуктора

Заключение

Список использованных источников

Приложение, которое включает:

- техническое задание, комплекты сборочных чертежей редуктора-прототипа, корпуса редуктора, крышек;

- спецификацию к сборочному чертежу редуктора.

Графическая часть курсового проекта включает следующие чертежи:

1. Сборочный чертеж редуктора – 2…3 листа формата А1

2. Рабочий чертеж тихоходного вала редуктора – 1 лист формата А3

3. Рабочий чертеж колеса тихоходной ступени редуктора – 1 лист формата А3

Рекомендуется следующая последовательность работы над курсовым проектом. На первой стадии проектирования студент выполняет разделы 1…5. Раздел 6 выполняется параллельно с предварительной разработкой компоновки редуктора. Выполнение компоновки будет также являться проверкой выполненных расчетов и выявлением ошибок. Компоновочный чертеж выполняется в одной проекции – разрез по осям валов при снятой крышке редуктора.

Разделы 1…6 и компоновочный чертеж редуктора, выполненный на их основе, служат базой для выполнения последующих разделов 7…12, т.к. будут известны расстояния между опорами валов, местоположение сил, нагружающих валы и т.п. Выполнение разделов 7…11 позволяет окончательно разработать сборочный чертеж редуктора.

Далее студент выполняет этап 12 – разработка рабочих чертежей тихоходного вала редуктора и колеса тихоходной ступени редуктора.

Завершается выполнение курсового проекта окончательным оформлением графической части и пояснительной записки в соответствии с требованиями ЕСКД.

2 ОФОРМЛЕНИЕ ПОЯСНИТЕЛЬНОЙ ЗАПИСКИ КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Пояснительная записка (ПЗ) выполняется согласно ГОСТ 2.105 - 95 на листах формата А4 с одной стороны листа. Объем курсового проекта составляет 50-60 листов.

Пояснительная записка дипломного проекта должна быть выполнена с применением печатающих и графических устройств вывода ЭВМ шрифтом *Arial Narrow* курсив с высотой не менее 13 пт, одинарный интервал, абзацевый отступ 1,25 см, выравнивание по ширине, без интервалов до и после абзаца, черного цвета. В таблицах при необходимости высота шрифта может быть уменьшена до 11 пт.

При наборе формул в MS Word 2007…Word 2016 и в более поздних версиях редактора возможно использовать встроенный редактор формул и шрифт по умолчанию для областей формул *Cambria Math* с высотой не менее 13 пт.

Подробное содержание пояснительной записки приведено в п. 1.

Пояснительная записка включает:

- титульный лист (приложение Б) – 1 лист,
- задание на курсовое проектирование – 2 лист,
- реферат (приложения Б) – 3 лист, рамка 15 мм по форме 2а по ГОСТ 2.104 (см. рис. В.2),
- содержание 4 лист, рамка 40 мм по форме 2 ГОСТ 2.104 (см. рис. В.1),
- на остальных листах ПЗ – рамка 15 мм по форме 2а по ГОСТ 2.104 (см. рис. В.2)
- введение,
- основная часть (ее содержание указано в п. 1),
- заключение,
- список использованных источников,
- приложение.

ПЗ имеет сквозную нумерацию страниц. Титульный лист и задание включают в общую нумерацию листов ПЗ, но номера на них не проставляются. Слово «Содержание» записывают в виде заголовка посередине ПЗ. Этот лист выполняется с основной надписью по ГОСТ 2.104 форма 2, остальные листы - по форме 2а (приложение В, рис. В.1, В.2).

Наименования содержания включают разделы и подразделы, их нумерация должна соответствовать текстовой. Номера листов в содержании записываются справа по одной

вертикали. В нумерации указывается номер листа, с которого начинается раздел или подраздел.

Опечатки, описки и графические неточности допускается исправлять закрашиванием белой краской и наклеиванием на том же месте исправленного текста.

Расстояние от боковых линий рамки до текста принимают: 5 мм – в начале строк и 3 мм – в конце строки. Расстояние от верхней и нижней строки до верхней и нижней линии рамки – не менее 8 мм. Расстояния между текстом и рамкой, абзацевые отступы приведены на рисунке В.2.

Текст пояснительной записки состоит из разделов, подразделов, пунктов и подпунктов. *Каждый раздел ПЗ необходимо начинать с нового листа.*

Разделы должны иметь порядковые номера в пределах ПЗ, обозначенные арабскими цифрами без точки и записанные с абзацевого отступа. Подразделы должны иметь нумерацию в пределах каждого раздела. Номер подраздела состоит из номеров раздела и подраздела, разделенных точкой. В конце номера подраздела точка не ставится. Нумерация пунктов должна быть в пределах подраздела и номер пункта должен состоять из номеров раздела, подраздела и пункта, разделенных точками, в конце номера пункта точка не ставится, например:

2 Расчет тихоходной ступени редуктора

2.1 Определение средней твердости активной поверхности зубьев в соответствии с заданным вариантом термообработки передачи

В ПЗ должны применяться научно-технические термины, обозначения и определения, установленные соответствующими стандартами, а при их отсутствии - общепринятые в научно-технической литературе.

Пояснения символов и числовых коэффициентов, входящих в формулу, если они не пояснены ранее в тексте, должны быть приведены непосредственно под формулой. Первая строка пояснения должна начинаться со слова "где" без двоеточия после него. Пример:

Определяем общий КПД привода $\eta_{\text{ОБЩ}}$ *от двигателя до выходного конца тихоходного вала, на котором задана потребляемая мощность P, по формуле*

$$\eta_{\text{ОБЩ}} = \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{З.Ц.}}^2, \qquad (2.1)$$

где $\eta_{\text{М}} = 0{,}98$ *– КПД муфты;* $\eta_{\text{З.Ц}} = 0{,}97$ *– КПД зубчатой цилиндрической передачи (закрытой).*

$$\eta_{\text{ОБЩ}} = 0{,}98 \cdot 0{,}97^2 = 0{,}922.$$

Формулы должны нумероваться в пределах раздела. Номер формулы состоит из номера раздела и порядкового номера формулы, разделенных точкой, например, (2.1). Ссылки в тексте на порядковые номера формул дают в скобках, например «.. в формуле (2.1)».

На каждый рисунок и таблицу в тексте ПЗ должна быть ссылка, которая располагается в тексте до рисунка или таблицы.

Иллюстрации (рисунки, графики) следует нумеровать арабскими цифрами сквозной нумерацией в пределах раздела. Номер иллюстрации состоит из номера раздела и порядкового номера иллюстрации, разделенных точкой. Например - Рисунок 1.2. При ссылках на иллюстрации следует писать "... в соответствии с рисунком 1.2".

Иллюстрации должны иметь наименование и пояснительные данные (подрисуночный текст). Слово "Рисунок" и наименование помещают после пояснительных данных и располагают следующим образом: *Рисунок 1.1 – Кинематическая схема привода.*

Таблицы нумеруют в пределах раздела с указанием номеров раздела и таблицы. Если в разделе одна таблица, то она обозначается, например, «*Таблица 2.1 – Технические данные выбранного электродвигателя*», где 2 – номер раздела, 1 – первая таблица в разделе. На все таблицы документа должны быть приведены ссылки в тексте документа, при ссылке следует писать слово "*таблица*" с указанием ее номера: "... в соответствии с таблицей 2.1".

Высота строк таблицы должна быть не менее 8 мм. Допускается помещать таблицу вдоль длинной стороны листа документа. Графу «Номер по порядку» в таблицу включать не допускается. Если все показатели, приведенные в графах таблицы, выражены в одной и той же единице физической величины, то ее обозначение необходимо помещать над таблицей справа, а при делении таблицы на части - над каждой ее частью.

При переносе части таблицы на ту же или другие страницы название помещают только над первой частью таблицы. Слово «Таблица» указывают один раз слева над первой частью таблицы, над другими частями пишут слова «Продолжение таблицы» с указанием номера таблицы. *При подготовке текстовых документов с использованием программных средств надпись «Продолжение таблицы» допускается не указывать*. Если строки или графы таблицы выходят за формат страницы, ее делят на части, помещая одну часть под другой, при этом *в каждой части таблицы повторяют ее заголовок*. При делении таблицы на части допускается ее заголовок заменять соответственно номером граф. При этом нумеруют арабскими цифрами графы первой части таблицы.

В качестве примеров оформления таблиц, формул и рисунков можно использовать данное методическое пособие.

В списке использованных источников приводятся издания, которые были использованы при выполнении проекта. Описание их должно проводиться по ГОСТ 7.1. Список использованных источников составляется в порядке ссылок на них в тексте.

Пример обозначения интернет-источника приведен ниже:

1 Сайт ОАО "ГАРО" [Электронный ресурс]. – Режим доступа: http://www.garo.cc. – Дата доступа: 22.09.2022.

Ссылку на источник приводят, указывая порядковый номер источника в списке, заключенный в квадратных скобках и номер страницы, по форме «... используя рекомендаций [10, с. 12]...». В качестве примера оформления списка использованных источников смотри список использованных источников в данном методическом пособии.

Примеры обозначения пояснительной записки и спецификации

Для заполнения графы “Обозначение” спецификации, а также основных надписей чертежей, пояснительной записки при выполнении учебных проектов (литера ***У***) необходимо использовать следующую **систему обозначений:**

1) спецификация редуктора (основной конструкторский документ): ***ДМ.ТЭА29.00.00.00***

2) пояснительная записка: ***ДМ.ТЭА29.00.00.00 ПЗ***

3) сборочный чертёж редуктора: ***ДМ.ТЭА29.00.00.00 СБ***

4) чертёж детали, обозначение детали в спецификации на сборочный чертеж редуктора (позиция 5 на сборочном чертеже редуктора): ***ДМ.ТЭА29.00.00.05***

5) обозначение в спецификации сборочной единицы, входящей в редуктор (например, крышка люка) с позицией 1 на сборочном чертеже редуктора: ***ДМ.ТЭА29.00.01.00***

3 МЕТОДИКА И ПРИМЕР РАСЧЕТА КУРСОВОГО ПРОЕКТА

Исходные данные на проектирование

Задание: спроектировать привод на базе двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора, выполненного по развернутой схеме (комплект сборочных чертежей редуктора-прототипа прилагается).

Структурная схема привода: двигатель серии АИР исполнения IM1081 – муфта компенсирующая упругая – редуктор (см. рисунок 1.1).

Конструктивные особенности проектируемого редуктора

1 Быстроходная и тихоходная ступени проектируемого редуктора – цилиндрические косозубые зубчатые передачи внешнего зацепления с углом наклона зубьев $\beta = 8 \ldots 22°$

2 Расположение концов быстроходного и тихоходного валов проектируемого редуктора (схема сборки) соответствует прототипу

3 Корпус редуктора с разъемом по осям валов

4 Редуктор нестандартный

Основные исходные данные

1 Потребляемая мощность на выходном конце тихоходного вала редуктора P = 5 кВт

2 Частота вращения тихоходного вала редуктора $n = 42$ мин$^{-1}$

3 Радиальная консольная нагрузка на выходном конце тихоходного вала редуктора (направлена вертикально вниз) $F_k = 250\sqrt{T}$, Н, где T – вращающий момент на выходном конце тихоходного вала редуктора, Н·м.

Дополнительные исходные данные

1 Степень точности зубчатых передач – *8-В*

2 Требуемый ресурс $L_h = 15 \cdot 10^5$ часов

3 Типовой режим нагружения – 0 (постоянный)

4 Коэффициент кратковременной перегрузки $К_п = 1{,}7$

5 Производство среднесерийное

6 Привод нереверсивный

7 Работа в две смены

8 Синхронная частота вращения электродвигателя $n_{синхр}$=1000 мин$^{-1}$

9 Термообработка ступеней редуктора:

Тихоходная ступень – вариант термообработки II: шестерня 1 – улучшение + поверхностная закалка токами высокой частоты (ТВЧ), твердость активных поверхностей зубьев 45…50 $HRC_Э$; колесо 2 – улучшение, твердость активных поверхностей зубьев 269…302 НВ

Быстроходная ступень – вариант термообработки I: шестерня 1 – улучшение, твердость активных поверхностей зубьев 269…302 НВ; колесо 2 – улучшение, твердость активных поверхностей зубьев 235…262 НВ

10 Коэффициент внешней динамической нагрузки $К_А = 1$ (режим работы ведомой машины равномерный)

11 Коэффициент рабочей ширины передачи относительно межосевого расстояния для тихоходной ступени $\psi_{ba} = 0{,}315$, для быстроходной ступени $\psi_{ba} = 0{,}315$.

1 Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчет привода

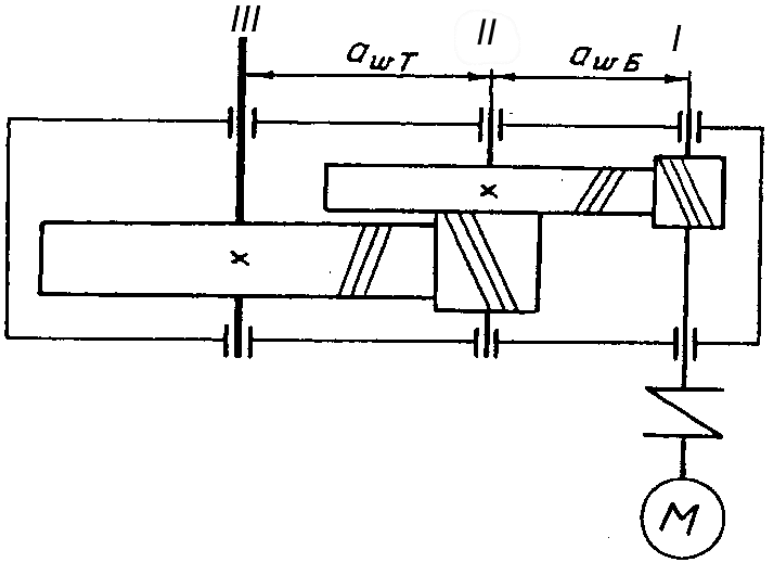
Выполняем выбор электродвигателя, кинематический и силовой расчет привода.

Исходные данные:

1 Потребляемая мощность на выходном конце тихоходного вала редуктора P = 5 кВт

2 Частота вращения тихоходного вала редуктора $n = 42\ мин^{-1}$

3 Кинематическая схема привода (см. рисунок 1.1)



I – быстроходный вал; II – промежуточный вал; III – тихоходный вал

Рисунок 1.1 – Кинематическая схема привода

Выбор электродвигателя

1 Определяем общий КПД привода $\eta_{ОБЩ}$ от двигателя до выходного конца тихоходного вала, на котором задана потребляемая мощность P

$$\eta_{ОБЩ} = \eta_М \cdot \eta_{З.Ц.}^2,$$

где КПД муфты $\eta_М = 0{,}98$; КПД зубчатой цилиндрической передачи (закрытой) $\eta_{З.Ц} = 0{,}97$.

$$\eta_{ОБЩ} = 0{,}98 \cdot 0{,}97^2 = 0{,}922.$$

2 Определяем требуемую мощность двигателя $P_{ТРЕБ}$, кВт, и выбираем электродвигатель

$$P_{треб} = \frac{P}{\eta_{общ}}.$$

$$P_{\text{треб}} = \frac{5}{0{,}922} = 5{,}42 \text{ кВт}.$$

Исходя из $P_{\text{треб}}$, выбираем соответствующий типоразмер электродвигателя серии АИ с синхронной частотой вращения $n_{\text{СИНХР}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ (см. приложение А, таблица А.1) с ближайшей большей номинальной мощностью $P_{\text{ном}}$.

Допускается выбирать двигатель мощностью $P_{\text{ном}} < P_{\text{треб}}$, однако в данном случае величина перегрузки ΔP не должна превышать 8% при постоянной нагрузке (типовой режим нагружения 0) и 12% при переменной нагрузке (типовые режимы нагружения 1…5), т.е.

$$\Delta P = \frac{P_{\text{треб}} - P_{\text{ном}}}{P_{\text{ном}}} \cdot 100\% \leq 8\% \text{ (или } 12\%)$$

Выбираем электродвигатель АИР132*S*6 ТУ 16 – 525.564 – 84 и записываем его характеристики в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Технические данные выбранного электродвигателя

Типоразмер двигателя	Мощность $P_{ном}$, кВт	При номинальной нагрузке		$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{\max}}{T_{ном}}$
		Скольжение $S_{ном}$,%	Частота вращения $n_{ном}$,мин$^{-1}$		
Синхронная частота вращения $n_{синхр}$=1000 мин$^{-1}$					
АИР132*S*6	5,5	4	960	2	2,2

При $P_{\text{ном}} < P_{\text{треб}}$ выполняем расчет перегрузки двигателя и проверяем, выполняется ли необходимое условие.

Кинематический расчет привода

1 Определяем общее передаточное отношение редуктора, точность расчета 2 знака после запятой

$$i_{\text{ред}} = \frac{n_{\text{ном}}}{n}$$

$$i_{\text{ред}} = \frac{960}{42} = 22{,}86.$$

2 Определяем передаточные отношения тихоходной i_T и быстроходной $i_{\text{Б}}$ ступеней редуктора

Для двухступенчатых цилиндрических редукторов по развернутой схеме горизонтальных

$$i_T = 0{,}88 \cdot \sqrt{i_{\text{ред}}}$$

$$i_{\text{Б}} = i_{\text{ред}} / i_T$$

$$i_{T\,(\text{Б})} \leq 6$$

$$i_T = 0{,}88 \cdot \sqrt{22{,}86} = 4{,}21$$

$$i_{\text{Б}} = \frac{22{,}86}{4{,}21} = 5{,}43$$

3 Определяем частоты вращения на валах редуктора. Обозначим римскими цифрами валы редуктора: I – быстроходный вал; II – промежуточный вал; III – тихоходный вал.

Тогда частота вращения этих валов:

$$n_I = n_{\text{ном}}, \text{мин}^{-1};$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_{\text{Б}}}, \text{мин}^{-1};$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_{\text{Т}}}, \text{мин}^{-1}.$$

Если расчет передаточных отношений выполнен верно, должно выполняться условие $n_{III} \approx n$.

$$n_I = 960 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_{II} = \frac{960}{5{,}43} = 177 \text{мин}^{-1};$$

$$n_{III} = \frac{177}{4{,}21} = 42 \text{ мин}^{-1}, \text{что совпадает с } n = 42 \text{ мин}^{-1}.$$

Расчет передаточных отношений выполнен верно.

Силовой расчет привода

Силовой расчет механического привода заключается в определении величин вращающих моментов на деталях передач и расчете в сечениях валов под этими деталями внешнего момента T, скручивающего вал, а также крутящего момента M_k (внутреннего силового фактора). Внешние вращающие моменты на деталях передач определяют из условия равновесия вала (его равномерного вращения). При равномерном вращении вала алгебраическая сумма приложенных к нему вращающих моментов равна нулю.

1 Вал двигателя.

Требуемый вращающий момент на валу двигателя равен

$$T_{\text{треб}} = 9550 \cdot P_{\text{треб}}/n_{\text{ном}}.$$

$$T_{\text{треб}} = 9550 \cdot \frac{5{,}42}{960} = 53{,}92 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

2 Быстроходный вал I редуктора

Передача вращающего момента T_I происходит вдоль оси быстроходного вала I условно от места установки полумуфты на конце вала (сечение *C* посередине ступицы полумуфты) до середины шестерни 1 быстроходной ступени редуктора (сечение *D*). При этом вращающий момент T_I в сечении *C*:

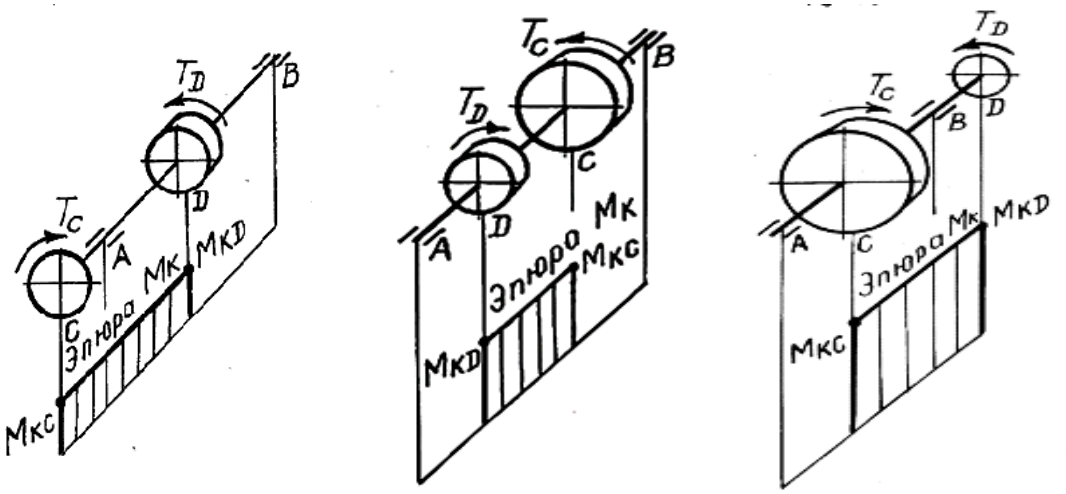
$$T_{IC} = T_{\text{треб}} \cdot \eta_{\text{М}}.$$

Из условия равновесия вала I (т.е. его равномерного вращения) определяем вращающий момент $T_{1Б}$ на шестерне 1 быстроходной ступени редуктора (см. рис. 1.2, а):

$$T_{1Б} = T_{IC}$$

$$T_{1Б} = T_{треб} \cdot \eta_{М}.$$

$$T_{1Б} = 53{,}92 \cdot 0{,}98 = 52{,}84 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$



а) быстроходный вал б) промежуточный вал в) тихоходный вал

Рисунок 1.2 – Расчетные схемы валов двухступенчатого редуктора

3 Промежуточный вал II редуктора

Вращающий момент $T_{2Б}$ на колесе 2 быстроходной ступени редуктора (см. рис. 1.2, б):

$$T_{2Б} = T_{1Б} \cdot i_{Б} \cdot \eta_{З.Ц} \ .$$

$$T_{2Б} = 52{,}84 \cdot 5{,}43 \cdot 0{,}97 = 278{,}31 \text{ Н} \cdot \text{м} \ .$$

Из условия равновесия промежуточного вала редуктора вращающий момент $T_{1Т}$ на шестерне тихоходной ступени:

$$T_{1Т} = T_{2Б}$$

$$T_{1Т} = T_{2Б} = 278{,}31 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

3 Тихоходный вал III редуктора

Вращающий момент $T_{2Т}$ на колесе тихоходной ступени (см. рис. 1.2, в):

$$T_{2Т} = T_{1Т} \cdot i_{Т} \cdot \eta_{З.Ц}.$$

$$T_{2Т} = 278{,}31 \cdot 4{,}21 \cdot 0{,}97 = 1136{,}53 \text{ Н} \cdot \text{м} \ .$$

Из условия равновесия тихоходного вала определим вращающий момент T_D на детали, закрепляемой на выходном конце тихоходного вала (середина концевого участка вала) (сечение D):

$$T_D = T_{2Т} \ .$$

$$T_D = T_{2Т} = 1136{,}53 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

4 Проверка

Для проверки правильности выполненных расчетов определим расчетную потребляемую мощность $P_{\text{расч}}$ на выходном конце тихоходного вала редуктора:

$$P_{\text{расч}} = \frac{T_D \cdot n}{9550}, \text{кВт}$$

Если расчеты выполнены верно, то $P_{\text{расч}} \approx P$.

$$P_{\text{расч}} = \frac{1136{,}53 \cdot 42}{9550} = 5{,}00 \text{ кВт}, \text{что соответсвует Р} = 5 \text{ кВт}.$$

Силовой расчет выполнен верно.

Результаты расчета сводим в таблицу 1.2

Таблица 1.2 – Результаты кинематического и силового расчета

Электродвигатель АИР132*S*6	$P_{\text{ном}} = 5{,}5$ кВт	$n_{\text{ном}} = 960$ мин$^{-1}$
$i_{\text{ред}} = 22{,}86$	$i_T = 4{,}21$	$i_{\text{Б}} = 5{,}43$
$n_I = 960$ мин$^{-1}$	$n_{II} = 177$мин$^{-1}$	$n_{III} = 42$ мин$^{-1}$
$T_{1\text{Б}} = 52{,}84$ Н · м	$T_{1\text{Т}} = T_{2\text{Б}} = 278{,}31$ Н · м	$T_{2\text{Т}} = 1136{,}53$ Н · м

2 Расчет тихоходной ступени редуктора

Выполняем расчет тихоходной ступени редуктора.

Исходные данные (принимаются из задания на курсовое проектирование и раздела 1)

1) характеристика передачи: ступень тихоходная косозубая цилиндрическая цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора

2) передаточное отношение передачи (здесь индекс *Т* – тихоходная ступень);

$$i = i_{\text{Т}} = 4{,}21 ;$$

3) передаточное число передачи

$$u = i = 4{,}21;$$

4) вращающий момент на колесе передачи

$$T_2 = T_{2\text{Т}} = 1136{,}53 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1136{,}53 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

5) частота вращения шестерни передачи

$$n_1 = n_{II} = 177 \text{ мин}^{-1};$$

6) частота вращения колеса передачи

$$n_2 = n_{III} = n = 42 \text{ мин}^{-1} ;$$

7) Степень точности зубчатых передач – *8-В*

8) Требуемый ресурс $L_h = 15 \cdot 10^5$ часов

9) Типовой режим нагружения – 0 (постоянный)

10) Коэффициент кратковременной перегрузки $\text{К}_{\text{п}} = 1{,}7$

11) Коэффициент внешней динамической нагрузки $К_А = 1$

12) передача нереверсивная

13) Термообработка тихоходной ступени – вариант термообработки II:

14) Коэффициент рабочей ширины передачи

относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = 0{,}315$

Расчет

1 Определение средней твердости активной поверхности зубьев в соответствии с заданным вариантом термообработки передачи

Для варианта термообработки (т.о.) II:

шестерня 1 – улучшение + поверхностная закалка токами высокой частоты (ТВЧ), твердость активных поверхностей зубьев 45…50 $HRC_Э$;

колесо 2 – улучшение, твердость активных поверхностей зубьев 269…302 НВ

Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.

Средняя твердость Н активной поверхности зуба:

$$H_{ПОВ1} = \frac{45 + 50}{2} = 47{,}5 \ \ HRCэ \ ;$$

$$H_{ПОВ2} = \frac{269 + 302}{2} = 285{,}5 \ \ HB \ .$$

2 Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_Н]$ при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев

2.1 Определение предела контактной выносливости σ_{Hlim}, коэффициентов безопасности S_H, базового число циклов нагружения N_{Hlim}

Предел контактной выносливости активной поверхностей зубьев σ_{Hlim} для варианта т.о. II [1]:

$$\sigma_{Hlim1} = 17(H_{ПОВ1})_{HRC_Э} + 200 = 17 \cdot 47{,}5 + 200 = 1007{,}5 \ {Н}/{мм^2} \ ;$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2(H_{ПОВ2})_{HB} + 70 = 2 \cdot 285{,}5 + 70 = 641 \ {Н}/{мм^2} \ .$$

Коэффициенты безопасности S_H для шестерни $S_{H1} = 1{,}2$; для колеса $S_{H2} = 1{,}1$.

Базовое число циклов нагружения N_{Hlim} для варианта т.о. II [1]:

$N_{Hlim1} = 30(H_{ПОВ1})_{HB}^{2.4} = 30 \cdot 455^{2{,}4} = 71{,}84 \cdot 10^6$ *циклов нагружения;*

$N_{Hlim2} = 30(H_{ПОВ2})_{HB}^{2.4} = 30 \cdot 285{,}5^{2{,}4} = 23{,}47 \cdot 10^6$ *циклов нагружения.*

Если для шестерни или колеса получилось $N_{Hlim} > 120 \cdot 10^6$, то следует принять. $N_{Hlim} = 120 \cdot 10^6$.

2.2 Эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} для шестерни и колеса,

Коэффициент приведения $\mu_Н$ по табл. А.2 для типового режима нагружения – 0 (постоянный) равен μ_H =1.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} для шестерни и колеса при числе зацеплений за один оборот зуба шестерни $c_1 = 1$ и зуба колеса $c_2 = 1$:

$N_{HE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 177 \cdot 15000 \cdot 1 = 159{,}3 \cdot 10^6$ циклов нагружения.

$N_{HE2} = 60c_2n_2L_h\mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 42 \cdot 15000 \cdot 1 = 37{,}8 \cdot 10^6$ циклов нагружения.

2.3 Коэффициенты долговечности Z_N

Коэффициент долговечности Z_N определяют отдельно для шестерни и колеса, сопоставляя эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} с базовым числом циклов нагружения N_{Hlim}.

Если в результате расчета для шестерни мы получили $N_{HE1} \geq N_{Hlim1}$, то коэффициент долговечности $Z_{N1} = 1$.

Если для шестерни получено $N_{HE1} < N_{Hlim1}$, то коэффициент долговечности рассчитывают по формуле:

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim1}}{N_{HE1}}} \leq Z_{Nmax}$$

Аналогичным образом поступают и для колеса.

$Z_{Nmax} = 2{,}6$ при $S_{H2} = 1{,}1$ и $Z_{Nmax} = 1{,}8$ при $S_{H1} = 1{,}2$.

Если в результате расчета получили $Z_{N1(2)} > Z_{Nmax}$, то следует принять

$$Z_{N1(2)} = Z_{Nmax}$$

Определяем коэффициентов долговечности для шестерни Z_{N1} и Z_{N2}:

$N_{HE1} = 159{,}3 \cdot 10^6 > N_{Hlim1} = 71{,}84 \cdot 10^6$, поэтому $Z_{N1} = 1$.

$N_{HE2} = 37{,}80 \cdot 10^6 > N_{Hlim2} = 23{,}47 \cdot 10^6$, поэтому $Z_{N2} = 1$.

2.4 Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ $(H/\text{мм}^2)$ при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев определяют отдельно для шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2):

$$[\sigma_H]_{1(2)} = \frac{\sigma_{Hlim1(2)}}{S_{H1(2)}} \cdot Z_{N1(2)}.$$

где $\sigma_{Hlim1(2)}$ – предел контактной выносливости активной поверхности зубьев шестерни (колеса), $H/\text{мм}^2$; $S_{H1(2)}$ – коэффициент безопасности; $Z_{N1(2)}$ – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи при расчете на сопротивление контактной усталости.

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} \cdot z_{N1} = \frac{1007{,}5}{1{,}2} \cdot 1 = 839{,}7 \ {}^{H}/_{\text{мм}^2} \ ;$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} \cdot z_{N2} = \frac{641}{1{,}1} \cdot 1 = 582{,}7 \ {}^{H}/_{\text{мм}^2} \ .$$

2.5 Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для передачи в сборе

Для косозубых цилиндрических зубчатых передач допускаемые напряжения для передачи $[\sigma_\text{H}]$ определяется

$$[\sigma_\text{H}] = 0{,}45 \cdot ([\sigma_\text{H}]_1 + [\sigma_\text{H}]_2),$$

при выполнении условий $[\sigma_{\text{H}}]_{\min} \le [\sigma_{\text{H}}] \le 1.25 \cdot [\sigma_{\text{H}}]_{\min}$, где $[\sigma_{\text{H}}]_{\min}$ - меньшее из двух: $[\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2$.

Если при расчёте получилось $[\sigma_{\text{H}}] < [\sigma_{\text{H}}]_{\min}$,то следует принять $[\sigma_{\text{H}}] = [\sigma_{\text{H}}]_{\min}$.

Если получилось $[\sigma_{\text{H}}] > 1.25 \cdot [\sigma_{\text{H}}]_{\min}$, то следует принять $[\sigma_{\text{H}}] = 1.25 \cdot [\sigma_{\text{H}}]_{\min}$.

Рассчитываем допускаемые контактные напряжения для передачи в сборе

$$[\sigma_{\text{H}}] = 0{,}45 \cdot (839{,}7 + 582{,}7) = 640{,}0 \ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}.$$

Проверяем выполнение условия

$$[\sigma_{\text{H}}]_{\min} = 582{,}7 \ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2} \le [\sigma_{\text{H}}] = 640{,}0 \ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2} \le 1.25 \cdot [\sigma_{\text{H}}]_{\min} = 728{,}4 \ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$$

3 Определяем межосевое расстояние передачи

В соответствии с исходными данными коэффициент рабочей ширины передачи относительно межосевого расстояния:

$$\psi_{ba} = b_w/a_w = 0{,}315.$$

Определяем коэффициент рабочей ширины передачи относительно делительного диаметра шестерни (предварительно):

$$\psi_{bd} = b_w/d_1 = 0{,}5\psi_{ba}(i+1) = 0{,}5 \cdot 0{,}315 \cdot (4{,}21 + 1) = 0{,}821.$$

Определяем коэффициент концентрации нагрузки $\text{К}_{\text{H}\boldsymbol{\beta}}$ при расчете по контактным напряжениям согласно рис. А.1 для кривой 5 (см. кинематическую схему привода) при H_1 >350 НВ и $H_2 \le$ 350 НВ (вид термообработки II) при $\psi_{bd} = 0{,}821$. Более точно $\text{К}_{\text{H}\beta}$ можно определить по выражению, которое аппроксимирует кривую 5:

$$\text{К}_{\text{H}\beta} = 0{,}034 \cdot {\psi_{bd}}^2 + 0{,}0281 \cdot \psi_{bd} + 1{,}0037 =$$

$$= 0{,}034 \cdot 0{,}821^2 + 0{,}0281 \cdot 0{,}821 + 1{,}0037 = 1{,}05.$$

Коэффициент концентрации нагрузки $\text{К}_{\text{H}\beta} = 1{,}05$.

Определяем межосевое расстояние

Коэффициент внешней динамической нагрузки $\text{К}_{\text{A}} = 1{,}0$.

При приведенном модуле упругости для стали $E_{\text{пр}} = 2{,}1 \cdot 10^5 \ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$ и вращающем моменте на колесе ступени $T_2 = \ 1136{,}53 \cdot 10^3$ Н · мм межосевое расстояние рассчитываемой косозубой цилиндрической передачи при $u = 4{,}21$ определяется:

$$a'_W = 0{,}75 \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} T_2 K_{H\beta} K_A}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}}, \text{мм}.$$

$$a'_W = 0{,}75 \cdot (4{,}21+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 1136{,}53 \cdot 10^3 \cdot 1{,}05 \cdot 1}{0{,}315 \cdot 4{,}21^2 \cdot 640{,}0^2}} = 186{,}99 \text{ мм}.$$

По ряду $Ra40$ ГОСТ 6636–69 (табл.А.4) принимаем ближайшее стандартное значение межосевого расстояния. Если расчетная величина a'_W превышает стандартное значение

более, чем на 3…4 мм, рекомендуется по ряду $Ra40$ выбирать ближайшее большее стандартное значение a_w [2].

Принятое межосевое расстояние $a_w = 190$ мм.

4 Модуль передачи, угол наклона зубьев, числа зубьев шестерни и колеса

Определяем m_n для косозубой передачи для твердостей активных поверхностей зубьев H_1 >350 НВ и H_2 ≤350 НВ (т.о. II) [1]:

$$m_n = (0{,}0125 \dots 0{,}025) \cdot a_w = (0{,}0125 \dots 0{,}025) \cdot 190 = 2{,}375 \dots 4{,}75 \text{ мм} .$$

Среднее значение рассчитанного модуля $m_n = 3{,}56$ мм.

По табл. А.3 для полученного диапазона модулей принимаем стандартное значение модуля (1 ряд предпочтительно) $m_n = 4$ мм.

Принятая величина m_n не должна быть меньше 1 мм для силовых передач. Если получилось $m_n < 1$ мм , то следует принять $m_n = 1$ мм.

При проектировании косозубой передачи предварительно задаются углом наклона зуба β', принимая для косозубой передачи $\beta' \approx 16^\circ$.

Тогда число зубьев шестерни

$$z_1 = 2 \cdot a_w cos(\beta')/[(u+1) \cdot m_n] = 2 \cdot 190 \cdot cos(16^\circ)/[(4{,}21+1) \cdot 4] = 17{,}53$$

Принимаем $z_1 = 18$.

Число зубьев колеса: $z_2 = z_1 \cdot u = 18 \cdot 4.21 = 75.78$.

Принимаем $z_2 = 76$.

Уточняем окончательно значение угла наклона зуба β:

$$\beta = arccos\left[\frac{(z_1+z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a_W}\right] = arccos\left[\frac{(18+76) \cdot 4}{2 \cdot 190}\right] = 8{,}32049^\circ \quad .$$

Точность определения угла - 5 знаков после запятой.

Угол наклона зуба β на делительном цилиндре составляет в нераздвоенной косозубой передаче $\beta = 8 \dots 22^\circ$.

С целью исключения подрезания зубьев косозубой шестерни должно выполняться условие:

$$z_1 \geq z_{1min} = 17cos^3\beta.$$

Проверка выполняется

$$z_1 = 18 \geq z_{1min} = 17cos^3(8{,}32049^\circ) = 16{,}47.$$

Фактическое передаточное число рассчитываемой передачи:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{76}{18} = 4{,}22.$$

Отклонение Δu передаточного числа u_ϕ и u :

$$\Delta u = \left|\frac{u_\phi - u}{u}\right| \cdot 100\% = \left|\frac{4{,}22 - 4{,}21}{4{,}21}\right| \cdot 100\% = 0{,}24\% \leq [\Delta u] = 4\%$$

Если условие не выполняется нужно изменить число зубьев.

5 Основные размеры шестерни и колеса

Диаметры делительные (точность расчетов - два знака после запятой):

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{cos(\beta)} = \frac{4 \cdot 18}{cos(8{,}32049°)} = 72{,}77 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{cos(\beta)} = \frac{4 \cdot 76}{cos(8{,}32049°)} = 307{,}23 \text{ мм}.$$

Диаметры начальные (так как передача без смещения):

$$d_{w1} = d_1 = 72{,}77\text{мм};$$

$$d_{w2} = d_2 = 307{,}23 \text{ мм}.$$

Проверка:

$$a_W = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{72{,}77 + 307{,}23}{2} = 190{,}00 \text{ мм}.$$

При коэффициентах высоты головки зуба $h_a^* = 1$ и радиального зазора $c^* = 0{,}25$ высоты головки h_a и ножки h_f зуба (для передачи без смещения):

$$h_{a1} = h_a^* \cdot m_n = 1 \cdot 4 = 4 \text{ мм};$$

$$h_{a2} = h_a^* \cdot m_n = 1 \cdot 4 = 4 \text{ мм};$$

$$h_{f1} = (h_a^* + c^*) \cdot m_n = (1 + 0{,}25) \cdot 4 = 5 \text{ мм};$$

$$h_{f2} = (h_a^* + c^*) \cdot m_n = (1 + 0{,}25) \cdot 4 = 5 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} = 72{,}77 + 2 \cdot 4 = 80{,}77 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{a2} = 307{,}23 + 2 \cdot 4 = 315{,}23 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{f1} = 72{,}77 - 2 \cdot 5 = 62{,}77 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_{f2} = 307{,}23 - 2 \cdot 5 = 297{,}23 \text{ мм}.$$

Рабочая ширина передачи (округляется до целого числа):

$$b_w = \psi_{ba} \cdot a_w = 0{,}821 \cdot 190 = 59{,}85 \approx 60 \text{ мм}.$$

Ширина венца колеса:

$$b_2 = b_w = 60 \text{ мм}.$$

Ширина венца шестерни:

$$b_1 = b_2 + (5 \ldots 10)\text{мм} = 60 + 10 = 70 \text{ мм}.$$

Окончательно коэффициент ψ_{bd}:

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1} = \frac{70}{72{,}77} = 0{,}825.$$

Коэффициент ψ_{bd} не должен превышать $\psi_{bdmax} = 1{,}25$. Условие выполняется.

6 Выбор марки стали для изготовления зубчатых колес

Для варианта т.о. II марки стали одинаковы для шестерни и колеса. При выборе конкретной стали по табл. А.5 диаметр заготовки шестерни $D_{\text{заг}}$ не должен превышать предельного значения $D_{\text{пред}}$, а для колеса толщины заготовки диска $\text{C}_{\text{заг}}$ и обода $S_{\text{заг}}$ предельного значения $S_{\text{пред}}$ (см. рис.2.1).

По табл. А.5 принимаем стали:

1. Для шестерни: сталь 40Х, термообработка: улучшение+ закалка ТВЧ, твердость зубьев на активной поверхности: 45…50 $\text{HRC}_{\text{Э}}$, размеры $D_{\text{пред}} = 125$ мм, $S_{\text{пред}} = 80$ мм. Проверка условия

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 \text{ мм } = 80{,}77 + 6 = 86{,}77 \text{ мм} \leq D_{\text{пред}} = 125\text{мм}.$$

2. Для колеса: сталь 40Х, термообработка: улучшение, твердость зубьев на активной поверхности: 269…302 НВ, размеры $D_{\text{пред}} = 125$ мм, $S_{\text{пред}} = 80$ мм.

Проверка условий

$$\text{C}_{\text{заг}} = 0{,}5 \cdot b_2 = 0{,}5 \cdot 60 = 30 \text{ мм} \leq S_{\text{пред}} = 80 \text{ мм}$$

$$S_{\text{заг}} = 8 \cdot m_n = 8 \cdot 4 = 40 \text{ мм } \leq S_{\text{пред}} = 80 \text{ мм}\,.$$

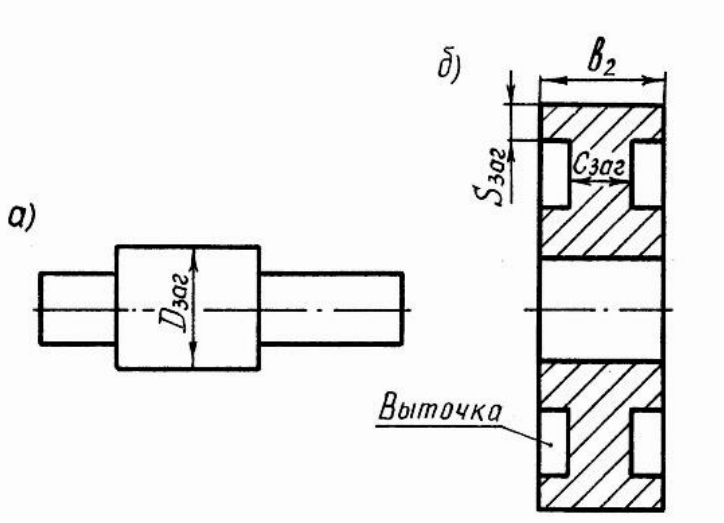


Рисунок 2.1 - Заготовки цилиндрических зубчатых колес: а – заготовка шестерни; б – заготовка колеса; $D_{\text{заг}}$ – диаметр заготовки шестерни; $\text{C}_{\text{заг}}$ – толщина заготовки диска колеса

7 Степень точности передачи

Окружная скорость шестерни и колеса в полюсе зацепления:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{w2} \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3{,}14 \cdot 307{,}23 \cdot 42}{60 \cdot 10^3} = 0{,}68\,^{\text{м}}/_{\text{с}}\,.$$

Степень точности рекомендуется принимать в зависимости от окружной скорости v [1].

Принимаем 8-ю степень точности по ГОСТ 1643–81 согласно заданию на курсовое проектирование.

8 Определение сил, действующих в зацеплении цилиндрической передачи

Окружная сила F_t (момент подставляется в Н мм, диаметры в мм):

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_{W2}} = \frac{2 \cdot 1136{,}53 \cdot 10^3}{307{,}23} = 7399 \text{ Н} .$$

При этом для шестерни и колеса: $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 7399$ Н .

Радиальная сила F_r для шестерни и колеса:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_t \cdot tg20°}{cos(\beta)} = \frac{7399 \cdot tg20°}{\cos(8{,}32049°)} = 2722 \text{ Н}$$

Осевая сила для шестерни и колеса:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot tg\beta = 7399 \cdot tg(8{,}32049°) = 1082 \text{ Н} .$$

9 Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев

Коэффициент торцового перекрытия (точность ε_α 2 знака после запятой):

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right] cos(\beta).$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2 \cdot \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{76}\right)\right] \cos(8{,}32049°) = 1{,}64 .$$

Определяем коэффициент $К_{HV}$, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузки передачи при расчете по контактным напряжениям, по табл. А.6.

При $v = 0{,}68$ м/с $К_{HV} = 1$.

Уточняем значение коэффициента $K_{H\beta}$ исходя из фактического значения $\psi_{bd} = 0{,}825$, который переделялся в п. 5:

$$К_{H\beta} = 0{,}034 \cdot 0{,}825^{\,2} + 0{,}0281 \cdot 0{,}825 + 1{,}0037 = 1{,}05.$$

Находим коэффициент $K_{H\alpha}$ в зависимости от окружной скорости и степени точности передачи по табл.А.7: для окружной скорости v до 5 м/с $K_{H\alpha} = 1{,}07$.

Коэффициент уменьшения контактных напряжений для косозубой передачи в сравнении с прямозубой

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} cos^2(\beta)}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1{,}07 \cdot cos^2(8{,}32049°)}{1{,}64}} = 0{,}80.$$

Тогда расчетные контактные напряжения σ_H в полюсе зацепления:

$$\sigma_H = Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{E_{пр} F_t K_{H\beta} K_{HV} K_A}{b_W d_{W1}} \cdot \frac{u_ф + 1}{u_ф}}, \ Н/_{мм^2}$$

$$\sigma_H = 0{,}80 \cdot \sqrt{\frac{2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 7399 \cdot 1{,}05 \cdot 1 \cdot 1}{60 \cdot 72{,}77} \cdot \frac{4{,}22 + 1}{4{,}22}} = 543{,}9 \ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$$

Т.к. выполняется условие

$$\sigma_{\text{Н}} = 543{,}9 \ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2} < [\sigma_{\text{Н}}] = 640{,}0 \ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2} \ ,$$

сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев обеспечивается.

10 Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при расчете на сопротивлении усталости зубьев при изгибе

Предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба σ_{Flim} определяем по табл. А.8 для заданного варианта термообработки.

Для шестерни

$$\sigma_{Flim1} = 650 \ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2} \ .$$

Для колеса:

$$\sigma_{Flim2} = 1{,}75 \cdot \text{Н}_{\text{НВ}} = \ 1{,}75 \cdot 285{,}5 = 499{,}6 \ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2} \ .$$

Коэффициент безопасности S_F по табл. А.8: для шестерни $S_{F1} = 1{,}7$; для колеса $S_{F2} = 1{,}7$.

Определяем коэффициент приведения μ_F по табл. А.2 в зависимости от типового режима нагружения и твердости активной поверхности зубьев отдельно для шестерни 1 и колеса 2:

$$\mu_{F1} = 1 \text{ для } q_F = 9 \ (\text{так как } \text{Н}_1 > 350 \ \text{НВ}) \ ;$$

$$\mu_{F2} = 1 \text{ для } q_F = 6 \ (\text{ так как } \text{Н}_2 \leq 350 \ \text{НВ}) \ .$$

Эквивалентное число циклов нагружения N_{FE} при расчете по напряжениям изгиба для шестерни и колеса при числе зацеплений за один оборот зуба шестерни $\text{с}_1 = 1$ и зуба колеса $\text{с}_2 = 1$:

$N_{FE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 177 \cdot 15000 \cdot 1 = 159{,}3 \cdot 10^6$ циклов нагружения*;*

$N_{FE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_{F2} = 60 \cdot 1 \cdot 42 \cdot 15000 \cdot 1 = 37{,}8 \cdot 10^6$ циклов нагружения*.*

Базовое число циклов нагружения N_{Flim} для всех видов термообработки

$N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$. Тогда $N_{Flim1} = N_{Flim2} = N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$.

Коэффициент долговечности Y_N определяют отдельно для шестерни и колеса, сопоставляя эквивалентное число циклов нагружения N_{FE} с базовым числом циклов нагружения N_{Flim}.

Если в результате расчета для шестерни мы получили $N_{FE1} \geq N_{Flim1}$, то коэффициент долговечности $Z_{F1} = 1$.

Если для шестерни получено $N_{FE1} < N_{Flim1}$, то коэффициент долговечности рассчитывают по формуле:

$$Y_{N1} = \sqrt[q_F]{\frac{N_{Flim1}}{N_{FE1}}} \leq Y_{Nmax}$$

Аналогичным образом поступают и для колеса.

$q_F = 6;\ Y_{Nmax} = 4$ – при твёрдости активной поверхности зубьев рассматриваемого зубчатого колеса (шестерни или колеса) H≤350HB;

$q_F = 9;\ Y_{Nmax} = 2{,}5$ – при твердости активной поверхности зубьев рассматриваемого зубчатого колеса (шестерни или колеса) H>350HB.

Если в результате расчета получили $Y_{N1(2)} > Y_{Nmax}$, то следует принять

$$Y_{N1(2)} = Y_{Nmax}.$$

Определяем коэффициентов долговечности для шестерни Y_{N1} и Y_{N2}:

$N_{FE1} = 159{,}3 \cdot 10^6 > N_{Flim1} = 4 \cdot 10^6$, поэтому $Y_{N1} = 1.$

$N_{FE2} = 37{,}80 \cdot 10^6 > N_{Flim2} = 4 \cdot 10^6$, поэтому $Y_{N2} = 1.$

Коэффициент Y_A , учитывающий двухстороннее приложение нагрузки, принимаем равным $Y_A = 1$, так как передача нереверсивная .

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ определяем:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{Flim1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_A = \frac{650}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 = 382{,}4\ \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}\ ;$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{Flim2}}{S_{F2}} Y_{N2} Y_A = \frac{499{,}6}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 = 293{,}9\ \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}\ .$$

11 Проверочный расчет передачи на сопротивление усталости при изгибе

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}$ при расчете по напряжениям изгиба согласно рис. А.1 для кривой 5 (см. кинематическую схему привода) при H_1 >350 HB и H_2 ≤ 350 HB (вид термообработки II) при $\psi_{bd} = 0{,}825$. Более точно $К_{F\beta}$ можно определить по выражению, которое аппроксимирует кривую 5:

$$K_{F\beta} = 0{,}1179 \cdot {\psi_{bd}}^2 + 0{,}0404 \cdot \psi_{bd} + 1 =$$

$$= 0{,}1179 \cdot 0{,}825^{\,2} + 0{,}0404 \cdot 0{,}825 + 1 = 1{,}11.$$

Коэффициент K_{FV}, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по напряжениям изгиба, по табл. А.6. При $v = 0{,}68$ м/с $К_{FV} = 1$.

Коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии у основания зуба в косозубой передаче и неравномерного распределения нагрузки:

$$Y_\beta = 1 - \left(\frac{\beta^\circ}{140^\circ}\right) = 1 - \left(\frac{8{,}32049^\circ}{140^\circ}\right) = 0{,}94.$$

Коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев при расчете на изгиб $K_{F\alpha}$ определяем по табл. А.7.

Для окружной скорости v до 5 м/с $K_{F\alpha} = 1{,}22$.

Коэффициент уменьшения напряжения изгиба в косозубой передаче в сравнении с прямозубой:

$$Y_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} Y_{\beta}}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1{,}22 \cdot 0{,}94}{1{,}64} = 0{,}70\ .$$

Определяем эквивалентное количество зубьев шестерни и колеса (расчетное значение округляется до целых):

$$z_{V1} = \frac{z_1}{cos^3(\beta)} = \frac{18}{cos^3(8{,}32049°)} = 18{,}58 \approx 19\ ;$$

$$z_{V2} = \frac{z_2}{cos^3(\beta)} = \frac{76}{cos^3(8{,}32049°)} = 78{,}45 \approx 78\ .$$

Определяем коэффициента формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} , в зависимости от числа зубьев z_V при коэффициенте смещения исходного контура x ($x = 0$) по формуле

$$Y_{FS} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{z_V} - 29{,}7\frac{x}{z_V} + 0{,}092x^2$$

Тогда для шестерни

$$Y_{FS1} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{19} = 4{,}16.$$

Для колеса

$$Y_{FS2} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{78} = 3{,}64\ .$$

Расчетные напряжения при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV} K_A}{b_1 m_n} Y_{FS1} Y_{F\beta},\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2},$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV} K_A}{b_2 m_n} Y_{FS2} Y_{F\beta},\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}.$$

$$\sigma_{F1} = \frac{7399 \cdot 1{,}11 \cdot 1 \cdot 1}{70 \cdot 4} \cdot 4{,}16 \cdot 0{,}70 = 85{,}4\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{7399 \cdot 1{,}11 \cdot 1 \cdot 1}{60 \cdot 4} \cdot 3{,}64 \cdot 0{,}70 = 87{,}4\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$$

Сопротивление усталости зубьев при изгибе обеспечивается при выполнении условия: $\sigma_F \leq [\sigma_F]$.

Для шестерни

$$\sigma_{F1} = 85{,}4\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2} \leq [\sigma_{F1}] = 382{,}4\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$$

Для колеса

$$\sigma_{F2} = 87{,}4\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2} \leq [\sigma_{F2}] = 293{,}9\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$$

12 Проверочный расчет передачи на контактную прочность активных поверхностей в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке)

Предельные допускаемые контрактные напряжение при проверке на пиковую нагрузку определяем по формулам, приведенных в таблице А.8 в зависимости от термообработки.

Для т.о. II:

для шестерни (т.о. улучшение + закалка ТВЧ):

$$[\sigma_{\text{Н}max}]_1 = 40\text{Н}_{HRC_{\text{ЭПОВ1}}} = 40 \cdot 47{,}5 = 1900\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$$

для колеса (т.о. улучшение):

$$[\sigma_{\text{Н}max}]_2 = 2{,}8\sigma_{\text{Т}} = 2{,}8 \cdot 750 = 2100\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}\ .$$

Для зубчатой пары величина $[\sigma_{\text{Н}max}]$ при проверке контактной прочности передачи принимается как меньшее значение из двух: $[\sigma_{\text{Н}max}]_1, [\sigma_{\text{Н}max}]_2$.

Минимальная величина $[\sigma_{\text{Н}max}]_{min} = 1900\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$.

Максимальные контактные напряжения при действии пиковой нагрузки ($\text{К}_{\text{П}} = 1{,}7$ по заданию):

$$\sigma_{\text{Н}max} = \sigma_H\sqrt{\text{К}_{\text{П}}} = 543{,}9 \cdot \sqrt{1{,}7} = 709\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}\ .$$

Контактная прочность зубьев цилиндрической передачи при действии пиковой нагрузки обеспечивается, если выполняется условие:

$$\sigma_{\text{Н}max} \le [\sigma_{\text{Н}max}]_{min}.$$

Прочность обеспечивается, т.к.

$$\sigma_{\text{Н}max} = 709\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2} \le [\sigma_{\text{Н}max}]_{min} = 1900\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}\ .$$

13 Проверочный расчёт на изгибную прочность зубьев шестерни и колеса в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке)

Предельные допускаемые напряжения изгиба при проверке на пиковую нагрузку определяются по табл. А.8 отдельно для шестерни и колеса в зависимости от вида термообработки и модуля передачи:

для шестерни (т.о. улучшение + закалка ТВЧ, модуль $m_n \ge 3$мм):

$$[\sigma_{Fmax}]_1 = 1260\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$$

для колеса (т.о. улучшение):

$$[\sigma_{Fmax}]_2 = 2{,}74\ \text{Н}_{\text{НВ}} = 2{,}74 \cdot 285{,}5 = 782\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}\ .$$

Расчетные максимальные напряжения при изгибе σ_{Fmax} в опасном сечении зуба шестерни и колеса при пиковой нагрузке ($\text{К}_{\text{П}} = 1{,}7$ по заданию)::

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1}\text{К}_{\text{П}} = 85{,}4 \cdot 1{,}7 = 145\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}\ ;$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2}\text{К}_{\text{П}} = 87{,}4 \cdot 1{,}7 = 148\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}\ .$$

Изгибная прочность зубьев шестерни и колеса в момент действия пиковой нагрузки обеспечивается, если выполняются условия:

$$\sigma_{Fmax1(2)} \leq [\sigma_{Fmax}]_{1(2)}.$$

Прочность обеспечивается, т.к.

$$\sigma_{Fmax1} = 145\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2} \leq [\sigma_{Fmax}]_1 = 1260\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}\ ;$$

$$\sigma_{Fmax2} = 148\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2} \leq [\sigma_{Fmax}]_2 = 782\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}\ .$$

Результаты расчета сводим в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 - Результаты расчета тихоходной ступени редуктора

$[\sigma_{\text{Н}}] = 640{,}0\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$	Расчетное $a_W^{'} = 186{,}99$ мм	$a_{\text{w}} = 190$ мм
Расчетный $m_n = 3{,}56$ мм	$m_n = 4$ мм	$z_1 = 18$
$z_2 = 76$	$\beta = 8{,}32049°$	$u_{\text{ф}} = 4{,}22$
$d_1 = 72{,}77$мм	$d_2 = 307{,}23$ мм	$b_1 = 70$ мм
$b_2 = b_w = 60$ мм	Для шестерни: сталь 40Х	Для колеса: сталь 40Х
$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 7399$ Н	$F_{r1} = F_{r2} = 2722$ Н	$F_{\text{a1}} = F_{\text{a2}} = 1082$ Н
$\sigma_{\text{Н}} = 543{,}9\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$	$[\sigma_{F1}] = 382{,}4\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$	$[\sigma_{F2}] = 293{,}9\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$
$\sigma_{F1} = 85{,}4\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$	$\sigma_{F2} = 87{,}4\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$	$\sigma_{\text{Н}max} = 709\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$
$[\sigma_{\text{Н}max}]_{min} = 1900\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$	$\sigma_{Fmax1} = 145\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$	$\sigma_{Fmax2} = 148\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$
$[\sigma_{Fmax}]_1 = 1260\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$	$[\sigma_{Fmax}]_2 = 782\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$.	

3 Расчет быстроходной ступени редуктора

Выполняем расчет быстроходной ступени редуктора.

Исходные данные (принимаются из задания на курсовое проектирование и раздела 1)

1) характеристика передачи: ступень быстроходная косозубая цилиндрическая цилиндрического двухступенчатого горизонтального редуктора

2) передаточное отношение передачи (здесь индекс *Б* – тихоходная ступень);

$$i = i_{\text{Б}} = 5{,}43;$$

3) передаточное число передачи

$$u = i = 5{,}43;$$

4) вращающий момент на колесе передачи

$$T_2 = T_{2\text{Б}} = 278{,}31\ \text{Н} \cdot \text{м} = 278{,}31 \cdot 10^3\ \text{Н} \cdot \text{мм};$$

5) частота вращения шестерни передачи

$$n_1 = n_I = 960\ \text{мин}^{-1};$$

6) частота вращения колеса передачи

$$n_2 = n_{II} = 177 \text{ мин}^{-1};$$

7) Степень точности зубчатых передач – *8-В*

8) Требуемый ресурс $L_h = 15 \cdot 10^5$ часов

9) Типовой режим нагружения – 0 (постоянный)

10) Коэффициент кратковременной перегрузки $К_п = 1{,}7$

11) Коэффициент внешней динамической нагрузки $К_А = 1$

12) передача нереверсивная

13) Термообработка быстроходной ступени – вариант термообработки I:

14) Коэффициент рабочей ширины передачи
относительно межосевого расстояния $\psi_{ba} = 0{,}315$

Расчет

1 Определение средней твердости активной поверхности зубьев в соответствии с заданным вариантом термообработки передачи

Для варианта термообработки (т.о.) I:
шестерня 1 – улучшение, твердость активных поверхностей зубьев 269…302 НВ;
колесо 2 – улучшение, твердость активных поверхностей зубьев 235…262 НВ
Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 45, 40Х; 40ХН; 35ХМ и др.
Средняя твердость Н активной поверхности зуба:

$$H_{ПОВ1} = \frac{269 + 302}{2} = 285{,}5 \ HB \ .$$

$$H_{ПОВ2} = \frac{235 + 262}{2} = 248{,}5 \ HB \ .$$

2 Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_Н]$ при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев

2.1 Определение предела контактной выносливости σ_{Hlim}, коэффициентов безопасности S_H, базового число циклов нагружения N_{Hlim}

Предел контактной выносливости активной поверхностей зубьев σ_{Hlim} для варианта т.о. I [1]:

$$\sigma_{Hlim1} = 2(H_{ПОВ2})_{HB} + 70 = 2 \cdot 285{,}5 + 70 = 641 \ {Н}/{мм^2} \ .$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2(H_{ПОВ2})_{HB} + 70 = 2 \cdot 248{,}5 + 70 = 567 \ {Н}/{мм^2} \ .$$

Коэффициенты безопасности S_H для шестерни $S_{H1} = 1{,}1$; для колеса $S_{H2} = 1{,}1$.

Базовое число циклов нагружения N_{Hlim} для варианта т.о. II [1]:

$N_{Hlim1} = 30(H_{ПОВ2})_{HB}^{2.4} = 30 \cdot 285{,}5^{2{,}4} = 23{,}47 \cdot 10^6$ циклов нагружения.

$N_{Hlim2} = 30(H_{ПОВ2})_{HB}^{2.4} = 30 \cdot 248{,}5^{2{,}4} = 16{,}82 \cdot 10^6$ циклов нагружения.

Если для шестерни или колеса получилось $N_{Hlim} > 120 \cdot 10^6$, то следует принять. $N_{Hlim} = 120 \cdot 10^6$.

2.2 Эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} для шестерни и колеса,

Коэффициент приведения μ_{H} по табл. А.2 для типового режима нагружения – 0 (постоянный) равен μ_H =1.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} для шестерни и колеса при числе зацеплений за один оборот зуба шестерни $c_1 = 1$ и зуба колеса $c_2 = 1$:

$N_{HE1} = 60c_1n_1L_h\mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 960 \cdot 15000 \cdot 1 = 864{,}0 \cdot 10^6$ циклов нагружения.

$N_{HE2} = 60c_2n_2L_h\mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 177 \cdot 15000 \cdot 1 = 159{,}3 \cdot 10^6$ циклов нагружения.

2.3 Коэффициенты долговечности Z_N

Коэффициент долговечности Z_N определяют отдельно для шестерни и колеса, сопоставляя эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} с базовым числом циклов нагружения N_{Hlim}.

Если в результате расчета для шестерни мы получили $N_{HE1} \geq N_{Hlim1}$, то коэффициент долговечности $Z_{N1} = 1$.

Если для шестерни получено $N_{HE1} < N_{Hlim1}$, то коэффициент долговечности рассчитывают по формуле:

$$Z_{N1} = \sqrt[6]{\frac{N_{Hlim1}}{N_{HE1}}} \leq Z_{Nmax}$$

Аналогичным образом поступают и для колеса. $Z_{Nmax} = 2{,}6$ при $S_{H2} = 1{,}1$

Если в результате расчета получили $Z_{N1(2)} > Z_{Nmax}$, то следует принять

$$Z_{N1(2)} = Z_{Nmax}$$

Определяем коэффициентов долговечности для шестерни Z_{N1} и Z_{N2}:

$N_{HE1} = 864{,}0 \cdot 10^6 > N_{Hlim1} = 23{,}47 \cdot 10^6$, поэтому $Z_{N1} = 1$.

$N_{HE2} = 159{,}3 \cdot 10^6 > N_{Hlim2} = 16{,}82 \cdot 10^6$, поэтому $Z_{N2} = 1$.

2.4 Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ $(H/\text{мм}^2)$ при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев определяют отдельно для шестерни (индекс 1) и колеса (индекс 2):

$$[\sigma_H]_{1(2)} = \frac{\sigma_{Hlim1(2)}}{S_{H1(2)}} \cdot Z_{N1(2)}.$$

где $\sigma_{Hlim1(2)}$ – предел контактной выносливости активной поверхности зубьев шестерни (колеса), $H/\text{мм}^2$; $S_{H1(2)}$ – коэффициент безопасности; $Z_{N1(2)}$ – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи при расчете на сопротивление контактной усталости.

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} \cdot z_{N1} = \frac{641}{1{,}1} \cdot 1 = 582{,}7 \ \ {}^{H}/_{\text{мм}^2} \ ;$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} \cdot z_{N2} = \frac{567}{1{,}1} \cdot 1 = 515{,}5 \ {}^{H}/_{\text{мм}^2} \ .$$

2.5 Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для передачи в сборе

Для косозубых цилиндрических зубчатых передач допускаемые напряжения для передачи $[\sigma_{\text{H}}]$ определяется

$$[\sigma_{\text{H}}] = 0{,}45 \cdot ([\sigma_{\text{H}}]_1 + [\sigma_{\text{H}}]_2),$$

при выполнении условий $[\sigma_{\text{H}}]_{\min} \le [\sigma_{\text{H}}] \le 1.25 \cdot [\sigma_{\text{H}}]_{\min}$, где $[\sigma_{\text{H}}]_{\min}$ - меньшее из двух: $[\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2$.

Если при расчёте получилось $[\sigma_{\text{H}}] < [\sigma_{\text{H}}]_{\min}$,то следует принять $[\sigma_{\text{H}}] = [\sigma_{\text{H}}]_{\min}$.

Если получилось $[\sigma_{\text{H}}] > 1.25 \cdot [\sigma_{\text{H}}]_{\min}$, то следует принять $[\sigma_{\text{H}}] = 1.25 \cdot [\sigma_{\text{H}}]_{\min}$.

Рассчитываем допускаемые контактные напряжения для передачи в сборе

$$[\sigma_{\text{H}}] = 0{,}45 \cdot (582{,}7 + 515{,}5) = 494{,}2 \ {}^{\text{H}}/_{\text{мм}^2}.$$

Условие не выполняется

$$[\sigma_{\text{H}}]_{\min} = 515{,}5 \ {}^{\text{H}}/_{\text{мм}^2} > [\sigma_{\text{H}}] = 494{,}2 \ {}^{\text{H}}/_{\text{мм}^2},$$

Т.к. при расчёте получилось $[\sigma_{\text{H}}] < [\sigma_{\text{H}}]_{\min}$,то принимаем

$$[\sigma_{\text{H}}] = [\sigma_{\text{H}}]_{\min} = 515{,}5 \ {}^{\text{H}}/_{\text{мм}^2}$$

3 Определяем межосевое расстояние передачи

В соответствии с исходными данными коэффициент рабочей ширины передачи относительно межосевого расстояния:

$$\psi_{ba} = b_w/a_w = 0{,}315.$$

Определяем коэффициент рабочей ширины передачи относительно делительного диаметра шестерни (предварительно):

$$\psi_{bd} = b_w/d_1 = 0{,}5\psi_{ba}(i+1) = 0{,}5 \cdot 0{,}315 \cdot (5{,}43 + 1) = 1{,}01.$$

Определяем коэффициент концентрации нагрузки $\text{К}_{\text{H}\beta}$ при расчете по контактным напряжениям согласно рис. А.1 для кривой 3 (см. кинематическую схему привода) при $H_1 \le 350$ НВ и $H_2 \le 350$ НВ (вид термообработки I) при $\psi_{bd} = 1{,}01$. Более точно $\text{К}_{\text{H}\beta}$ можно определить по выражению, которое аппроксимирует кривую 3:

$$\text{К}_{\text{H}\beta} = 0{,}0422 \cdot {\psi_{bd}}^2 + 0{,}1129 \cdot \psi_{bd} + 1{,}003 =$$

$$= 0{,}0422 \cdot 1{,}01^2 + 0{,}1129 \cdot 1{,}01 + 1{,}003 = 1{,}16.$$

Коэффициент концентрации нагрузки $\text{К}_{\text{H}\boldsymbol{\beta}} = 1{,}16$.

Определяем межосевое расстояние

Коэффициент внешней динамической нагрузки $\text{К}_{\text{A}} = 1{,}0$.

При приведенном модуле упругости для стали $E_{\text{пр}} = 2{,}1 \cdot 10^5\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$ и вращающем моменте на колесе ступени $T_2 = 278{,}31 \cdot 10^3\ \text{Н} \cdot \text{мм}$ межосевое расстояние рассчитываемой косозубой цилиндрической передачи при $u = 5{,}43$ определяется:

$$a'_W = 0{,}75 \cdot (u+1) \cdot \sqrt[3]{\frac{E_{\text{пр}} T_2 K_{H\beta} K_A}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}}, \text{мм}.$$

$$a'_W = 0{,}75 \cdot (5{,}43\ +1) \cdot \sqrt[3]{\frac{2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 278{,}31 \cdot 10^3 \cdot 1{,}16 \cdot 1}{0{,}315 \cdot 5{,}43^{\,2} \cdot 515{,}5^2}} = 145{,}51 \text{ мм}.$$

По ряду $Ra40$ ГОСТ 6636–69 (табл.А.4) принимаем ближайшее стандартное значение межосевого расстояния. Если расчетная величина a'_W превышает стандартное значение более, чем на 3…4 мм, рекомендуется по ряду $Ra40$ выбирать ближайшее большее стандартное значение a_{w} [2].

Принятое межосевое расстояние $a_{\text{w}} = 150$ мм.

4 Модуль передачи, угол наклона зубьев, числа зубьев шестерни и колеса

Определяем m_n для косозубой передачи для твердостей активных поверхностей зубьев $H_1 \leq 350$ НВ и $H_2 \leq 350$ НВ (т.о. I) [1]:

$$m_n = (0{,}01 \ldots 0{,}02) \cdot a_w = (0{,}01 \ldots 0{,}02) \cdot 150 = 1{,}5 \ldots 3 \text{ мм}\ .$$

Среднее значение рассчитанного модуля $m_n = 2{,}25$ мм.

По табл. А.3 для полученного диапазона модулей принимаем стандартное значение модуля (1 ряд предпочтительно) $m_n = 2{,}5$ мм.

При проектировании косозубой передачи предварительно задаются углом наклона зуба β', принимая для косозубой передачи $\beta' \approx 16^{\circ}$.

Тогда число зубьев шестерни

$$z_1 = 2 \cdot a_w cos(\beta')/[(u+1) \cdot m_n] = 2 \cdot 150 \cdot cos(16^{\circ})/[(5{,}43+1) \cdot 2{,}5] = 17{,}94$$

Принимаем $z_1 = 18$.

Число зубьев колеса: $z_2 = z_1 \cdot u = 18 \cdot 5{,}43 = 97{,}74$.

Принимаем $z_2 = 98$.

Уточняем окончательно значение угла наклона зуба β:

$$\beta = arccos\left[\frac{(z_1+z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a_W}\right] = arccos\left[\frac{(18+98) \cdot 2{,}5}{2 \cdot 150}\right] = 14{,}83502^{\circ}\quad .$$

Точность определения угла - 5 знаков после запятой.

Угол наклона зуба β на делительном цилиндре составляет в нераздвоенной косозубой передаче $\beta = 8 \ldots 22^{\circ}$.

С целью исключения подрезания зубьев косозубой шестерни должно выполняться условие:

$$z_1 \geq z_{1min} = 17cos^3\beta.$$

Проверка выполняется

$$z_1 = 18 \geq z_{1min} = 17cos^3(14{,}83502°) = 15{,}36.$$

Фактическое передаточное число рассчитываемой передачи:

$$u_ф = \frac{z_2}{z_1} = \frac{98}{18} = 5{,}44.$$

Отклонение Δu передаточного числа $u_ф$ и u :

$$\Delta u = \left|\frac{u_ф - u}{u}\right| \cdot 100\% = \left|\frac{5{,}44 - 5{,}43}{5{,}43}\right| \cdot 100\% = 0{,}18\% \leq [\Delta u] = 4\%$$

Если условие не выполняется нужно изменить число зубьев.

5 Основные размеры шестерни и колеса

Диаметры делительные (точность расчетов - два знака после запятой):

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{cos(\beta)} = \frac{2{,}5 \cdot 18}{cos(14{,}83502°)} = 46{,}55 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{cos(\beta)} = \frac{2{,}5 \cdot 98}{cos(14{,}83502°)} = 253{,}45 \text{ мм}.$$

Диаметры начальные (так как передача без смещения):

$$d_{w1} = d_1 = 46{,}55 \text{ мм;}$$

$$d_{w2} = d_2 = 253{,}45 \text{ мм}.$$

Проверка:

$$a_W = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{46{,}55 + 253{,}45}{2} = 150{,}00 \text{ мм}.$$

При коэффициентах высоты головки зуба $h_a^* = 1$ и радиального зазора $c^* = 0{,}25$ высоты головки h_a и ножки h_f зуба (для передачи без смещения):

$$h_{a1} = h_a^* \cdot m_n = 1 \cdot 2{,}5 = 2{,}5 \text{ мм};$$

$$h_{a2} = h_a^* \cdot m_n = 1 \cdot 2{,}5 = 2{,}5 \text{ мм};$$

$$h_{f1} = (h_a^* + c^*) \cdot m_n = (1 + 0{,}25) \cdot 2{,}5 = 3{,}125 \text{ мм};$$

$$h_{f2} = (h_a^* + c^*) \cdot m_n = (1 + 0{,}25) \cdot 2{,}5 = 3{,}125 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_{a1} = 46{,}55 + 2 \cdot 2{,}5 = 51{,}55 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_{a2} = 253{,}45 + 2 \cdot 2{,}5 = 258{,}45 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_{f1} = 46{,}55 - 2 \cdot 3{,}125 = 40{,}30 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_{f2} = 253{,}45 - 2 \cdot 3{,}125 = 247{,}20 \text{ мм}.$$

Рабочая ширина передачи (округляется до целого числа):

$$b_w = \psi_{ba} \cdot a_w = 1{,}01 \cdot 150 = 47{,}25 \approx 47 \text{ мм}.$$

Ширина венца колеса:

$$b_2 = b_w = 47 \text{ мм}.$$

Ширина венца шестерни:

$$b_1 = b_2 + (5 \ldots 10)\text{мм} = 47 + 10 = 57 \text{ мм}.$$

Окончательно коэффициент ψ_{bd}:

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1} = \frac{47}{46{,}55} = 1{,}01 .$$

Коэффициент ψ_{bd} не должен превышать $\psi_{bdmax} = 1{,}25$. Условие выполняется.

6 Выбор марки стали для изготовления зубчатых колес

Для варианта т.о. I марки стали одинаковы для шестерни и колеса. При выборе конкретной стали по табл. А.5 диаметр заготовки шестерни $D_{\text{заг}}$ не должен превышать предельного значения $D_{\text{пред}}$, а для колеса толщины заготовки диска $\text{С}_{\text{заг}}$ и обода $S_{\text{заг}}$ предельного значения $S_{\text{пред}}$ (см. рис. 2.1).

По табл. А.5 принимаем стали:

1. Для шестерни: сталь 45, термообработка: улучшение, твердость зубьев на активной поверхности: 269…302 НВ, размеры $D_{\text{пред}} = 80$ мм, $S_{\text{пред}} = 50$ мм. Проверка условия

$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 \text{ мм } = 51{,}55 + 6 = 57{,}55 \text{ мм} \le D_{\text{пред}} = 80 \text{ мм}.$$

2. Для колеса: сталь 45, термообработка: улучшение, твердость зубьев на активной поверхности: 232…262 НВ, размеры $D_{\text{пред}} = 125$ мм, $S_{\text{пред}} = 80$ мм.

Проверка условий

$$\text{С}_{\text{заг}} = 0{,}5 \cdot b_2 = 0{,}5 \cdot 47 = 23{,}5 \text{ мм} \le S_{\text{пред}} = 80 \text{ мм}$$

$$S_{\text{заг}} = 8 \cdot m_n = 8 \cdot 2{,}5 = 20 \text{ мм } \le S_{\text{пред}} = 80 \text{ мм}.$$

7 Степень точности передачи

Окружная скорость шестерни и колеса в полюсе зацепления:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{w2} \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3{,}14 \cdot 253{,}45 \cdot 177}{60 \cdot 10^3} = 2{,}35 \,^{\text{м}}/_{\text{с}} .$$

Степень точности рекомендуется принимать в зависимости от окружной скорости v [1].

Принимаем 8-ю степень точности по ГОСТ 1643–81 согласно заданию на курсовое проектирование.

8 Определение сил, действующих в зацеплении цилиндрической передачи

Окружная сила F_t (момент подставляется в Н мм, диаметры в мм):

$$F_t = \frac{2 \cdot T_2}{d_{W2}} = \frac{2 \cdot 278{,}31 \cdot 10^3}{253{,}45} = 2196 \text{ Н} .$$

При этом для шестерни и колеса: $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2196$ Н .

Радиальная сила F_r для шестерни и колеса:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_t \cdot tg20°}{cos(\beta)} = \frac{2196 \cdot tg20°}{\cos(14{,}83502°)} = 827 \text{ Н}$$

Осевая сила для шестерни и колеса:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot tg\beta = 2196 \cdot tg(14{,}83502°) = 582 \text{ Н} \ .$$

9 Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев

Коэффициент торцового перекрытия (точность ε_α 2 знака после запятой):

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right] cos(\beta).$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1{,}88 - 3{,}2 \cdot \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{98}\right)\right] \cos(14{,}83502°) = 1{,}61 \ .$$

Определяем коэффициент $К_{HV}$, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузки передачи при расчете по контактным напряжениям, по табл. А.6. Для промежуточных значений v значения $К_{HV}$ определяются методом интерполяции. Для скорости v в интервале 1…5 м/с значение $К_{HV}$ можно определить по формуле

$$К_{HV} = 0{,}02 \cdot v + 1$$

При $v = 2{,}35$ м/с $К_{HV} = 0{,}02 \cdot 2{,}35 + 1 = 1{,}05.$

Уточняем значение коэффициента $K_{H\beta}$ исходя из фактического значения $\psi_{bd} = 1{,}01$, который переделялся в п. 5:

$$К_{H\beta} = 0{,}0422 \cdot 1{,}01^2 + 0{,}1129 \cdot 1{,}01 + 1{,}003 = 1{,}16.$$

Находим коэффициент $K_{H\alpha}$ в зависимости от окружной скорости и степени точности передачи по табл.А.7. Для окружной скорости v до 5 м/с $K_{H\alpha} = 1.07$.

Коэффициент уменьшения контактных напряжений для косозубой передачи в сравнении с прямозубой

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} cos^2(\beta)}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1{,}07 \cdot cos^2(14{,}83502°)}{1{,}61}} = 0{,}79.$$

Тогда расчетные контактные напряжения σ_H в полюсе зацепления:

$$\sigma_H = Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{E_{пр} F_t K_{H\beta} K_{HV} K_A}{b_W d_{W1}} \cdot \frac{u_ф + 1}{u_ф}}, \ {Н}/{мм^2}$$

$$\sigma_H = 0{,}79 \cdot \sqrt{\frac{2{,}1 \cdot 10^5 \cdot 2196 \cdot 1{,}16 \cdot 1{,}05 \cdot 1}{47 \cdot 46{,}55} \cdot \frac{5{,}44 + 1}{5{,}44}} = 435{,}5 \ {Н}/{мм^2}$$

Т.к. выполняется условие

$$\sigma_{\text{Н}} = 435{,}5\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2} < [\sigma_{\text{Н}}] = 515{,}5\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}\ ,$$

сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев обеспечивается.

10 Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ при расчете на сопротивлении усталости зубьев при изгибе

Предел выносливости зубьев по напряжениям изгиба σ_{Flim} определяем по табл. А.8 для заданного варианта термообработки.

Для шестерни

$$\sigma_{Flim1} = 1{,}75 \cdot \text{Н}_{\text{НВ}} = \ 1{,}75 \cdot 285{,}5 = 499{,}6\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}\ .$$

Для колеса:

$$\sigma_{Flim2} = 1{,}75 \cdot \text{Н}_{\text{НВ}} = \ 1{,}75 \cdot 248{,}5 = 434{,}9\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}\ .$$

Коэффициент безопасности S_F по табл. А.8: для шестерни $S_{F1} = 1{,}7$; для колеса $S_{F2} = 1{,}7$.

Определяем коэффициент приведения μ_F по табл. А.2 в зависимости от типового режима нагружения и твердости активной поверхности зубьев отдельно для шестерни 1 и колеса 2:

$$\mu_{F1} = 1 \text{ для } q_F = 6 \ (\text{так как } \text{Н}_1 \leq 350 \text{ НВ})\ ;$$

$$\mu_{F2} = 1 \text{ для } q_F = 6 \ (\text{так как } \text{Н}_2 \leq 350 \text{ НВ})\ .$$

Эквивалентное число циклов нагружения N_{FE} при расчете по напряжениям изгиба для шестерни и колеса при числе зацеплений за один оборот зуба шестерни $\text{с}_1 = 1$ и зуба колеса $\text{с}_2 = 1$:

$N_{FE1} = 60 c_1 n_1 L_h \mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 960 \cdot 15000 \cdot 1 = 864{,}0 \cdot 10^6$ циклов нагружения*;*

$N_{FE2} = 60 c_2 n_2 L_h \mu_{F2} = 60 \cdot 1 \cdot 177 \cdot 15000 \cdot 1 = 159{,}3 \cdot 10^6$ циклов нагружения*.*

Базовое число циклов нагружения N_{Flim} для всех видов термообработки

$N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$. Тогда $N_{Flim1} = N_{Flim2} = N_{Flim} = 4 \cdot 10^6$.

Коэффициент долговечности Y_N определяют отдельно для шестерни и колеса, сопоставляя эквивалентное число циклов нагружения N_{FE} с базовым числом циклов нагружения N_{Flim}.

Если в результате расчета для шестерни мы получили $N_{FE1} \geq N_{Flim1}$, то коэффициент долговечности $Z_{F1} = 1$.

Если для шестерни получено $N_{FE1} < N_{Flim1}$, то коэффициент долговечности рассчитывают по формуле:

$$Y_{N1} = \sqrt[q_F]{\frac{N_{Flim1}}{N_{FE1}}} \leq Y_{Nmax}$$

Аналогичным образом поступают и для колеса.

$q_F = 6$; $Y_{Nmax} = 4$ – при твёрдости активной поверхности зубьев рассматриваемого зубчатого колеса (шестерни или колеса) H≤350HB.

Если в результате расчета получили $Y_{N1(2)} > Y_{Nmax}$, то следует принять

$$Y_{N1(2)} = Y_{Nmax}$$

Определяем коэффициентов долговечности для шестерни Y_{N1} и Y_{N2}:

$N_{FE1} = 864{,}0 \cdot 10^6 > N_{Flim1} = 4 \cdot 10^6$, поэтому $Y_{N1} = 1$.

$N_{FE2} = 159{,}3 \cdot 10^6 > N_{Flim2} = 4 \cdot 10^6$, поэтому $Y_{N2} = 1$.

Коэффициент Y_A , учитывающий двухстороннее приложение нагрузки, принимаем равным $Y_A = 1$, так как передача нереверсивная .

Допускаемые напряжения изгиба $[\sigma_F]$ определяем:

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{Flim1}}{S_{F1}} Y_{N1} Y_A = \frac{499{,}6}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 = 293{,}9 \ \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \ ;$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{Flim2}}{S_{F2}} Y_{N2} Y_A = \frac{434{,}9}{1{,}7} \cdot 1 \cdot 1 = 255{,}8 \ \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \ .$$

11 Проверочный расчет передачи на сопротивление усталости при изгибе

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{F\beta}$ при расчете по напряжениям изгиба согласно рис. А.1 для кривой 3 (см. кинематическую схему привода) при H_1 ≤350 НВ и H_2 ≤ 350 НВ (вид термообработки II) при $\psi_{bd} = 1{,}01$. Более точно $К_{F\beta}$ можно определить по выражению, которое аппроксимирует кривую 3:

$$K_{F\beta} = 0{,}1097 \cdot {\psi_{bd}}^2 + 0{,}2059 \cdot \psi_{bd} + 1 =$$

$$= 0{,}1097 \cdot 1{,}01^{\,2} + 0{,}2059 \cdot 1{,}01 + 1 = 1{,}32.$$

Коэффициент K_{FV}, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по напряжениям изгиба, по табл. А.6. Для промежуточных значений v значения $К_{FV}$ определяются методом интерполяции. Для скорости v в интервале 1…5 м/с значение $К_{FV}$ можно определить по формуле

$$К_{FV} = 0{,}0375 \cdot v + 1{,}0025$$

При $v = 2{,}35$ м/с $К_{FV} = 0{,}0375 \cdot 2{,}35 + 1{,}0025 = 1{,}091$.

Коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии у основания зуба в косозубой передаче и неравномерного распределения нагрузки:

$$Y_\beta = 1 - \left(\frac{\beta^\circ}{140°}\right) = 1 - \left(\frac{14{,}83502°}{140°}\right) = 0{,}89.$$

Коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев при расчете на изгиб $K_{F\alpha}$ определяем по табл. А.7.

Для окружной скорости v до 5 м/с $K_{F\alpha} = 1{,}22$.

Коэффициент уменьшения напряжения изгиба в косозубой передаче в сравнении с прямозубой:

$$Y_{F\beta} = \frac{K_{F\alpha} Y_\beta}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1{,}22 \cdot 0{,}89}{1{,}61} = 0{,}67\,.$$

Определяем эквивалентное количество зубьев шестерни и колеса (расчетное значение округляется до целых):

$$z_{V1} = \frac{z_1}{cos^3(\beta)} = \frac{18}{cos^3(14{,}83502°)} = 19{,}93 \approx 20\ ;$$

$$z_{V2} = \frac{z_2}{cos^3(\beta)} = \frac{98}{cos^3(14{,}83502°)} = 108{,}49 \approx 108\ .$$

Определяем коэффициента формы зуба и концентрации напряжений Y_{FS} в зависимости от числа зубьев z_V при коэффициенте смещения исходного контура x $(x = 0)$ по формуле

$$Y_{FS} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{z_V} - 29{,}7\frac{x}{z_V} + 0{,}092x^2$$

Тогда для шестерни

$$Y_{FS1} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{20} = 4{,}13$$

Для колеса

$$Y_{FS2} = 3{,}47 + \frac{13{,}2}{108} = 3{,}59\,.$$

Расчетные напряжения при изгибе в опасном сечении зуба шестерни и колеса:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV} K_A}{b_1 m_n} Y_{FS1} Y_{F\beta},\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2},$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV} K_A}{b_2 m_n} Y_{FS2} Y_{F\beta},\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}.$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2196 \cdot 1{,}32 \cdot 1{,}091 \cdot 1}{57 \cdot 2{,}5} \cdot 4{,}13 \cdot 0{,}67 = 61{,}4\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2196 \cdot 1{,}32 \cdot 1{,}091 \cdot 1}{47 \cdot 2{,}5} \cdot 3{,}59 \cdot 0{,}67 = 64{,}7\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$$

Сопротивление усталости зубьев при изгибе обеспечивается при выполнении условия: $\sigma_F \leq [\sigma_F]$.

Для шестерни

$$\sigma_{F1} = 61{,}4\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2} \leq [\sigma_{F1}] = 293{,}9\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$$

Для колеса

$$\sigma_{F2} = 64{,}7\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2} \leq [\sigma_{F2}] = 255{,}8\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$$

12 Проверочный расчет передачи на контактную прочность активных поверхностей в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке)

Предельные допускаемые контрактные напряжение при проверке на пиковую нагрузку определяем по формулам, приведенных в таблице А.8 в зависимости от термообработки.

Для т.о. I:

для шестерни (т.о. улучшение):

$$[\sigma_{\mathrm{H}max}]_1 = 2{,}8\sigma_{\mathrm{T}} = 2{,}8 \cdot 650 = 1820\ {}^{\mathrm{Н}}/_{\mathrm{мм}^2}.$$

для колеса (т.о. улучшение):

$$[\sigma_{\mathrm{H}max}]_2 = 2{,}8\sigma_{\mathrm{T}} = 2{,}8 \cdot 540 = 1512\ {}^{\mathrm{Н}}/_{\mathrm{мм}^2}.$$

Для зубчатой пары величина $[\sigma_{\mathrm{H}max}]$ при проверке контактной прочности передачи принимается как меньшее значение из двух: $[\sigma_{\mathrm{H}max}]_1, [\sigma_{\mathrm{H}max}]_2$.

Минимальная величина $[\sigma_{\mathrm{H}max}]_{min} = 1512\ {}^{\mathrm{Н}}/_{\mathrm{мм}^2}$.

Максимальные контактные напряжения при действии пиковой нагрузки ($\mathrm{К}_{\mathrm{П}} = 1{,}7$ по заданию):

$$\sigma_{\mathrm{H}max} = \sigma_H\sqrt{\mathrm{К}_{\mathrm{П}}} = 435{,}5 \cdot \sqrt{1{,}7} = 568\ {}^{\mathrm{Н}}/_{\mathrm{мм}^2}.$$

Контактная прочность зубьев цилиндрической передачи при действии пиковой нагрузки обеспечивается, если выполняется условие:

$$\sigma_{\mathrm{H}max} \le [\sigma_{\mathrm{H}max}]_{min}.$$

Прочность обеспечивается, т.к.

$$\sigma_{\mathrm{H}max} = 568\ {}^{\mathrm{Н}}/_{\mathrm{мм}^2} \le [\sigma_{\mathrm{H}max}]_{min} = 1512\ {}^{\mathrm{Н}}/_{\mathrm{мм}^2}.$$

13 Проверочный расчёт на изгибную прочность зубьев шестерни и колеса в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке)

Предельные допускаемые напряжения изгиба при проверке на пиковую нагрузку определяются по табл. А.8 отдельно для шестерни и колеса в зависимости от вида термообработки и модуля передачи:

для шестерни (т.о. улучшение):

$$[\sigma_{Fmax}]_1 = 2{,}74\ \mathrm{Н}_{\mathrm{НВ}} = 2{,}74 \cdot 285{,}5 = 782\ {}^{\mathrm{Н}}/_{\mathrm{мм}^2}.$$

для колеса (т.о. улучшение):

$$[\sigma_{Fmax}]_2 = 2{,}74\ \mathrm{Н}_{\mathrm{НВ}} = 2{,}74 \cdot 248{,}5 = 681\ {}^{\mathrm{Н}}/_{\mathrm{мм}^2}.$$

Расчетные максимальные напряжения при изгибе σ_{Fmax} в опасном сечении зуба шестерни и колеса при пиковой нагрузке ($\mathrm{К}_{\mathrm{П}} = 1{,}7$ по заданию)::

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1}\mathrm{К}_{\mathrm{П}} = 61{,}4 \cdot 1{,}7 = 104\ {}^{\mathrm{Н}}/_{\mathrm{мм}^2}$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2}\mathrm{К}_{\mathrm{П}} = 64{,}7 \cdot 1{,}7 = 110\ {}^{\mathrm{Н}}/_{\mathrm{мм}^2}.$$

Изгибная прочность зубьев шестерни и колеса в момент действия пиковой нагрузки обеспечивается, если выполняются условия:

$$\sigma_{Fmax1(2)} \leq [\sigma_{Fmax}]_{1(2)}.$$

Прочность обеспечивается, т.к.

$$\sigma_{Fmax1} = 104\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2} \leq [\sigma_{Fmax}]_1 = 782\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}\ ;$$

$$\sigma_{Fmax2} = 110\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2} \leq [\sigma_{Fmax}]_2 = 681\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}\ .$$

Результаты расчета сводим в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 - Результаты расчета быстроходной ступени редуктора

$[\sigma_{\text{Н}}] = 515{,}5\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$	Расчетное $a_W^{'} = 145{,}51$ мм	$a_{\text{w}} = 150$ мм
Расчетный $m_n = 2{,}25$ мм	$m_n = 2{,}5$ мм	$z_1 = 18$
$z_2 = 98$	$\beta = 14{,}83502°$	$u_{\text{ф}} = 5{,}44$
$d_1 = 46{,}55$ мм	$d_2 = 253{,}45$ мм	$b_1 = 57$ мм
$b_2 = b_w = 47$ мм	Для шестерни: сталь 45	Для колеса: сталь 45
$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2196$ Н	$F_{r1} = F_{r2} = 827$ Н	$F_{\text{a1}} = F_{\text{a2}} = 582$ Н
$\sigma_{\text{Н}} = 435{,}5\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$	$[\sigma_{F1}] = 293{,}9\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$	$[\sigma_{F2}] = 255{,}8\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$
$\sigma_{F1} = 61{,}4\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$	$\sigma_{F2} = 64{,}7\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$	$\sigma_{\text{Н}max} = 568\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$
$[\sigma_{\text{Н}max}]_{min} = 1512\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$	$\sigma_{Fmax1} = 104\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$	$\sigma_{Fmax2} = 110\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$
$[\sigma_{Fmax}]_1 = 782\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$	$[\sigma_{Fmax}]_2 = 681\ {}^{\text{Н}}/_{\text{мм}^2}$.	

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Санюкевич, Ф.М. Детали машин: метод. пособие. – Брест: БрГТУ, 2008.– 120с.

2 Санюкевич, Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие. 2-е изд. исправл. и доп. – Брест: БрГТУ, 2004.– 488с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(справочное)

Таблица А.1 – Технические данные асинхронных двигателей серии АИР [1]

Типоразмер двигателя	Мощность $P_{ном}$, кВт	При номинальной нагрузке		$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{\max}}{T_{ном}}$
		Скольжение $S_{ном}$,%	Частота вращения $n_{ном}$,мин$^{-1}$		
Синхронная частота вращения $n_{синхр}$=1000 мин$^{-1}$					
АИР80*A*6	0,75	8	920	2	2,2
АИР80*B*6	1,1	8	920	2	2,2
АИР90*L*6	1,5	7,5	925	2	2,2
АИР100*L*6	2,2	5,5	945	2	2,2
АИР112*MA*6	3	5	950	2	2,2
АИР112*MB*6	4	5	950	2	2,2
АИР132*S*6	5,5	4	960	2	2,2
АИР132*M*6	7,5	4	960	2	2,2
АИР160*S*6	11	3	970	2	2,7
АИР160*M*6	15	3	970	2	2,7
АИР180*M*6	18,5	2	980	1,8	2,4
Примечание - Пример обозначения двигателя: Двигатель АИР100*L*4 ТУ 16 – 525.564 – 84					

Таблица А.2 – Коэффициенты μ_H и μ_F

Номер типа режима нагружения	Типовые режимы нагружения	μ_H	Значение μ_F при	
			$q_F = 6$	$q_F = 9$
0	Постоянный	1	1	1
1	Тяжелый	0,500	0,300	0,200
2	Средний равновероятный	0,250	0,143	0,100
3	Средний нормальный	0,180	0,065	0,063
4	Легкий	0,125	0,038	0,016
5	Особо легкий	0,063	0,013	0,004
Примечание. q_F – показатель степени уравнения кривой усталости для напряжений изгиба: $q_F = 6$ – для зубчатых колес с твердостью активной поверхности зубьев H ≤ 350HB; $q_F = 9$ – для зубчатых колес с твердостью активной поверхности зубьев H > 350HB				

Таблица А.3 – Стандартные значения модулей зубчатых колес

Ряд	Модуль, мм
1	… 1,0; 1,25; 1,5; 2,0; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; …
2	… 1,125; 1,375; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9; 11; …
Примечание. Следует предпочитать 1-й ряд	

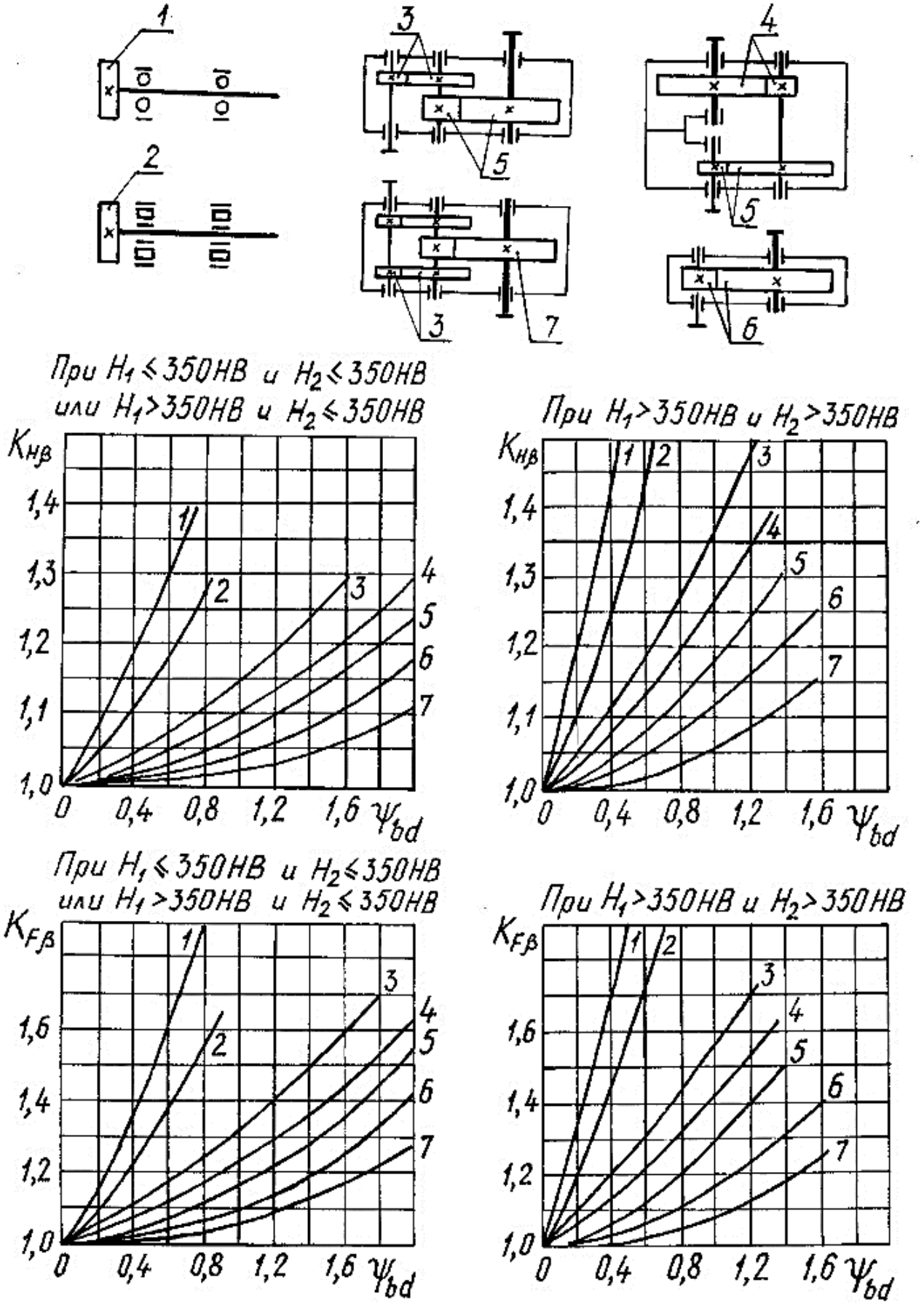


Рисунок А.1 - Приближенные значения коэффициентов концентрации нагрузки $К_{H\beta}$ и $К_{F\beta}$ (номер кривой на графике соответствует номеру ступени редуктора)[1]

Таблица А.4 – Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636–69), мм

Ряд $Ra40$									
…	5;	5,3;	5,6;	6;	6,3;	6,7;	7,1;	7,5;	8;
8,5;	9;	9,5;	10;	10,5;	11;	11,5;	12;	13;	14;
15;	16;	17;	18;	19;	20;	21;	22;	24;	25;
26;	28;	30;	32;	34;	36;	38;	40;	42;	45;
48;	50;	53;	56;	60;	62;	67;	71;	75;	80;
85;	90;	95;	100;	105;	110;	120;	125;	130;	140;
150;	160;	170;	180;	190;	200;	210;	220;	240;	250;
260;	280;	300;	320;	340;	360;	380;	400;	420;	450

Таблица А.5 – Характеристика сталей, применяемых для зубчатых колес [1]

Марка стали	Термическая обработка	Твердость зубьев		Размеры, мм		Предел текучести σ_T, $\text{Н}/\text{мм}^2$
		в сердцевине	на активной поверхности	$D_{\text{пред}}$	$S_{\text{пред}}$	
45	Улучшение	235…262 НВ	235…262 НВ	125	80	540
45	Улучшение	269…302 НВ	269…302 НВ	80	50	650
40Х	Улучшение	235…262 НВ	235…262 НВ	200	125	640
40Х	Улучшение	269…302 НВ	269…302 НВ	125	80	750
40Х	Улучшение+ закалка ТВЧ	269…302 НВ	45…50 $\text{HRC}_\text{Э}$	125	80	750
35ХМ	Улучшение	235…262 НВ	235…262 НВ	315	200	670
35ХМ	Улучшение	269…302 НВ	269…302 НВ	200	125	790
35ХМ	Улучшение+ закалка ТВЧ	269…302 НВ	48…53$\text{HRC}_\text{Э}$	200	125	790
40ХН	Улучшение	235…262 НВ	235…262 НВ	315	200	630
40ХН	Улучшение	269…302 НВ	269…302 НВ	200	125	750
40ХН	Улучшение+ закалка ТВЧ	269…302 НВ	48…53$\text{HRC}_\text{Э}$	200	125	750

Примечания:
1. $D_{\text{пред}}$ и $S_{\text{пред}}$ – максимально допустимые по условиям термообработки диаметр шестерни и толщина стенок колеса соответственно.
2. В обозначениях сталей первые две цифры – содержание углерода в сотых долях процента; буквы – легирующие элементы: Г – марганец, М – молибден, Н – никель, С – кремний, Т – титан, Х – хром, Ю – алюминий; цифры после буквы – процент содержания этого элемента, если он превышает 1%

Таблица А.6 – Коэффициенты К_{HV} и К_{FV}, учитывающие внутреннюю динамическую нагрузку косозубой цилиндрической зубчатой передачи [1]

Степень точности по ГОСТ 1643–81	К_{HV}					К_{FV}				
	v, м/с									
	1	5	10	15	20	1	5	10	15	20
8	1,02	1,10	1,19	1,29	1,38	1,04	1,19	1,38	1,58	1,77

Примечания: значения для $\begin{cases} \text{H}_1 \le 350\text{НВ}, \text{H}_2 \le 350\text{НВ}; \\ \text{H}_1 \ge 45\text{HRC}_\text{Э}, \text{H}_2 \le 350\text{НВ}. \end{cases}$, При $v < 1$ м/с $\text{К}_{HV} = 1$ и $\text{К}_{FV} = 1$.

Таблица А.7 – Значения коэффициентов $К_{Н\alpha}$ и $К_{F\alpha}$
для косозубых цилиндрических передач [1]

Окружная скорость v, м/с	Степень точности	$К_{Н\alpha}$	$К_{F\alpha}$
до 5	8	1,07	1,22
свыше 5 до 10	8	1,10	1,10

Таблица А.8 – Величины σ_{Hlim}, S_H, σ_{Flim}, S_F, $[\sigma_{Hmax}]$, $[\sigma_{Fmax}]$

Термообработка	Марки сталей	σ_{Hlim}, $Н/мм^2$	S_H	σ_{Flim}, $Н/мм^2$	S_F	$[\sigma_{Hmax}]$, $Н/мм^2$	$[\sigma_{Fmax}]$, $Н/мм^2$
Улучшение	45, 40Х, 35ХМ, 40ХН	$2Н_{НВ}$ + 70	1,1	$1{,}75Н_{НВ}$	1,7	2,8 σ_T	$2{,}74Н_{НВ}$
Улучшение+ +закалка ТВЧ (модуль $m_n \geq 3$мм)	40Х, 35ХМ, 40ХН	$17Н_{HRCэПОВ}$ +200	1,2	650	1,7	$40Н_{HRCэПОВ}$	1260
Улучшение+ +закалка ТВЧ (модуль $m_n < 3$мм)				550			1430
Примечание: $Н_{НВ}$ – средняя твердость активной поверхности зуба в единицах НВ; $Н_{HRCэПОВ}$ – средняя твердость активной поверхности зуба в единицах $HRC_Э$; σ_T - предел текучести, $Н/мм^2$ (табл. А.5)							

Приложение Б

(справочное)

Пример оформления реферата

РЕФЕРАТ

Редуктор цилиндрический двухступенчатый. Пояснительная записка к курсовому проекту по дисциплине «Детали машин»: 1-37 01 06 / Иванов И.И., гр. ТЭА-29. – Брест: 2022. – 65 с.: 10 ил., 5 табл., 6 источников.

РЕДУКТОР ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ ГОРИЗОНТАЛЬНЫЙ.

Содержит выбор двигателя для привода, кинематический и силовой расчет привода, расчет тихоходной и быстроходной ступеней редуктора, конструирование валов и зубчатых колес, выбор подшипников качения, определение основных размеров элементов корпуса и крышки редуктора, выбор метода смазывания передач и подшипников, а также выбор смазочного материала, расчет соединений вал-ступица, расчет тихоходного вала на сопротивление усталости, расчет подшипников качения тихоходного вала на заданный ресурс, выбор компенсирующей упругой муфты, разработку рабочих чертежей тихоходного вала редуктора и колеса тихоходной ступени редуктора.

Студент подтверждает, что приведенный в курсовом проекте расчетно-аналитический материал правильно и объективно отражает состояние разрабатываемого объекта, все заимствованные из литературных источников теоретические и методологические положения сопровождаются ссылками на их авторов.

Пример оформления титульного листа пояснительной записки

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет»

Кафедра «Машиностроение и эксплуатация автомобилей»

Допущен к защите
«___»_____
_____

РЕДУКТОР ЦИЛИНДРИЧЕСКИЙ ДВУХСТУПЕНЧАТЫЙ

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА
ДМ.ТЭА29.00.00.00 ПЗ

Выполнил студент гр. ТЭА-29 *И. И. Иванов*

Руководитель проекта *С. В. Монтик*

Брест 2022

Приложение В
(справочное)

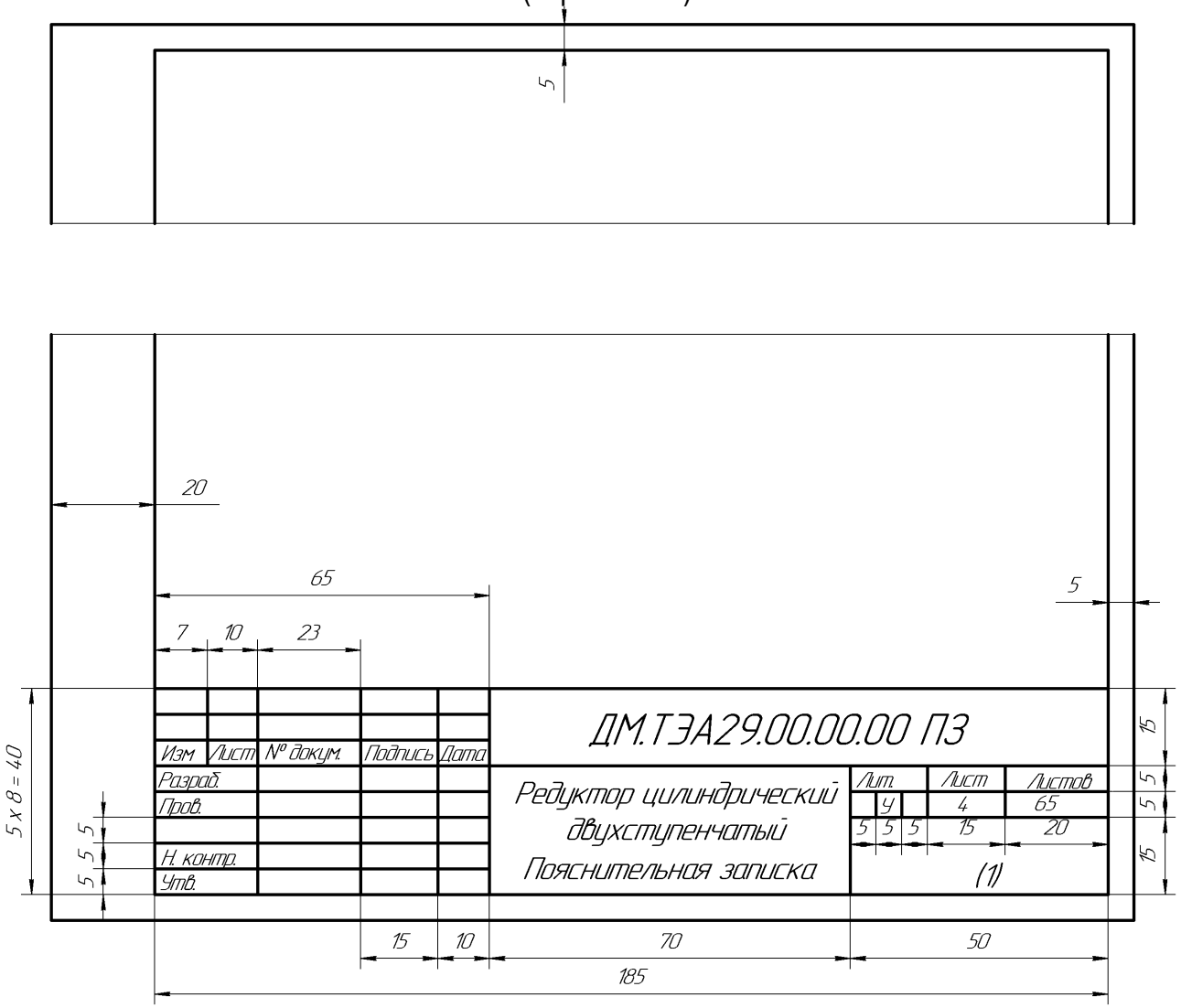


Рисунок В.1 – Основная надпись к листу с содержанием пояснительной записки (форма 2 по ГОСТ 2.104-2006):

Примечания:

1 В графе 1 – место выполнения: **БрГТУ Кафедра МЭА**
2 В графе «Разраб. » - указывается фамилия и инициалы студента
3 В графе «Пров. », «Н. контр.» - указывается фамилия и инициалы руководителя курсового проекта
4 В графе «Лит» - указывают литеру, присвоенную данному документу: **У** (учебный проект).

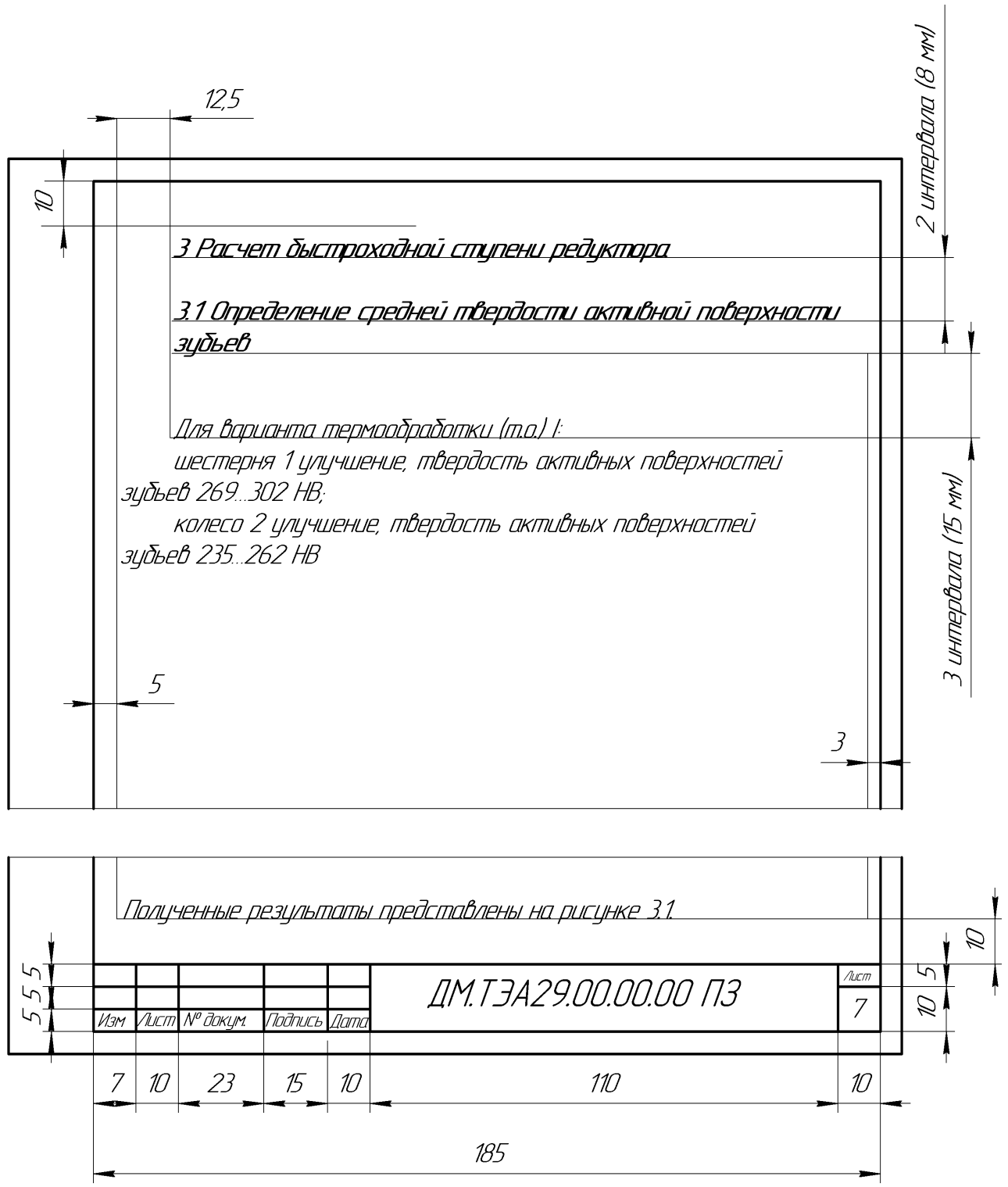


Рисунок В.2 – Основная надпись к листам пояснительной записки (форма 2а по ГОСТ 2.104-2006) (для листа с рефератом и других листов ПЗ) с расположением полей и интервалов в тексте пояснительной записки

Учебное издание

Составители: С.В. Монтик, зав. кафедрой МЭА, к.т.н, доцент
А.А. Волощук, ст. преподаватель кафедры МЭА, м.т.н.
Я.А. Акулич, ст. преподаватель кафедры МЭА, м.т.н.
С.В. Савчук, доцент кафедры МЭА, к.т.н.

Методическое пособие
к курсовому проектированию по дисциплине
«Детали машин»
для студентов технических специальностей.

Часть 1

Ответственный за выпуск Монтик С.В.
Редактор.

Подписано к печати .2022 г. Формат 60x84/16 Бумага писчая N 1. Усл. п.л. ____. Уч. изд. л. . Заказ N . Тираж 20 экз. Отпечатано на ризографе Учреждения образования «Брестский государственный технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«Брестский государственный технический университет»

Кафедра «Машиностроение и эксплуатация автомобилей»

Методическое пособие

к курсовому проектированию по дисциплине
«Детали машин»
для студентов технических специальностей.

Часть 2

Брест 2023

УДК 621.822.6

Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей, часть 2, содержит пример конструирования валов редуктора и предварительный выбор подшипников качения для двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора, выбор упругой втулочно-пальцевой муфты, а также необходимые справочные данные и список рекомендуемой литературы. Методическое пособие может использоваться при выполнении практических работ и подготовке к экзамену по данной дисциплине. В 3 частях.

Составители: С.В.Монтик, зав. кафедрой МЭА, к.т.н, доцент
А.А.Волощук, ст. преподаватель кафедры МЭА, м.т.н., исследователь
Я.А.Акулич, ст. преподаватель кафедры МЭА, м.т.н.

Рецензенты: директор ООО «ДжиЭсДжи Групп», м.т.н. Головченко Ю.А.
зав. кафедрой машиноведения БрГТУ, к.т.н., доцент Голуб В.М.

© Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет» 2023

4 КОНСТРУИРОВАНИЕ ВАЛОВ РЕДУКТОРА И ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ КАЧЕНИЯ

Общие рекомендации по разработке конструкции валов

Разработку конструкций валов и предварительный выбор подшипников качения, используемых в качестве опор этих валов, проводят после расчета передач редуктора.

Двухступенчатые редукторы имеют три вала: быстроходный, промежуточный и тихоходный. Быстроходный и тихоходный валы двухступенчатого редуктора имеют выступающие из корпуса концы валов или концевые участки. Промежуточный вал концевых участков, выступающих из корпуса редуктора, не имеет.

Концы быстроходных валов могут выполняться коническими или цилиндрическими, тихоходных валов – коническими, цилиндрическими или в виде части зубчатой муфты (с зубчатым венцом на конце вала, выполненным за одно целое с тихоходным валом).

Для передачи моментов с зубчатых колес на валы используют шпоночное и шлицевое соединения, а также соединение с натягом.

Определение диаметров ступеней валов является предварительной стадией разработки их конструкций. Длины ступеней валов могут быть определены только после разработки конструкции редуктора. Исключение составляют длины концов быстроходного и тихоходного валов редуктора, которые определяют на данной стадии проектирования.

При проектном расчете вала предварительно определяют диаметр d одного из его участков, исходя из условия прочности только на кручение при пониженных допускаемых напряжениях $[\tau]$, с той целью, чтобы компенсировать влияние напряжений изгиба, которые на данной стадии расчета еще не известны [2]:

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_К \cdot 10^3}{0{,}2[\tau]}}, \qquad (4.1)$$

где d – в мм; $M_К$ – в Н · м; $[\tau]$ – в $Н/мм^2$. Данную формулу можно упростить, приняв для соответствующего вала рекомендованные значения $[\tau]$.

Крутящий момент $M_К$ в рассматриваемом сечении вала принимают на основании расчетной схемы нагружения соответствующего вала (см. рис.4.4). Как правило, крутящий момент $M_К$ равен вращающему моменту T на детали, установленной на той ступени вала, диаметр d которой предварительно определяется по формуле (4.1).

Формулу (4.1) можно упростить [2], приняв для соответствующего вала рекомендуемые значения $[\tau]$:

а) быстроходный вал при $[\tau] = 15\ldots10\ Н/мм^2$:

$$d = (7\ldots8) \cdot \sqrt[3]{M_К}$$

б) промежуточный вал при $[\tau] = 23\ldots15\ Н/мм^2$:

$$d = (6\ldots7) \cdot \sqrt[3]{M_К}$$

в) тихоходный вал при $[\tau] = 40\ldots23\ Н/мм^2$:

$$d = (5\ldots6) \cdot \sqrt[3]{M_К}.$$

В формулах d – в мм; $M_К$ – в Н · м.

Наибольшее распространение получили валы ступенчатой конструкции, обеспечивающие удобство сборки и осевого фиксирования закрепляемых деталей.

При осевом фиксировании насадного колеса упором в буртик вала (рис. 4.1), диаметр этого буртика обозначают $d_{\text{Б.К.}}$ или D и принимают [2]:

$$d_{\text{Б.К.}}(D) \approx 1{,}2d \qquad (4.2)$$

где d – диаметр посадочной ступени вала под ступицей насадного колеса.

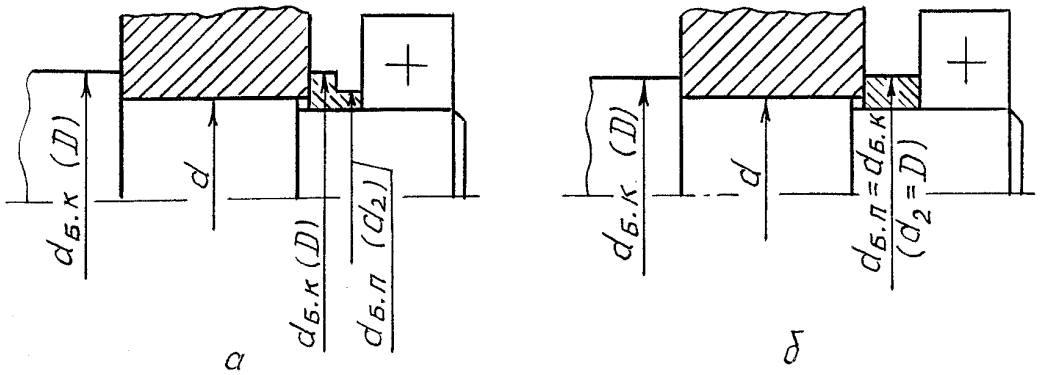


Рисунок 4.1 – К определению размеров дистанционного кольца [2]

Широко используется установка между внутренним кольцом подшипника и ступицей насадного колеса дистанционного кольца (рис. 4.1). Наружные размеры этого кольца определяют из условия контакта его торцов со ступицей колеса и с внутренним кольцом подшипника.

Со стороны торца ступицы насадного колеса дистанционное кольцо выполняет функцию буртика для упора ступицы колеса, и его наружный диаметр будет равен $d_{\text{Б.К.}}$.

Со стороны торца внутреннего кольца подшипника дистанционное кольцо выполняет функцию буртика для упора внутреннего кольца подшипника. Этот буртик иначе называют заплечиком и его наружный диаметр обозначают $d_{\text{Б.П.}}$ или d_2. Диаметр d_2 относится к установочным размерам подшипников и указывается в некотором рекомендуемом диапазоне.

Если $d_{\text{Б.К.}} > d_{\text{Б.П.}}$, то дистанционное кольцо имеет *Г*-образное сечение (рис. 4.1, а). При $d_{\text{Б.К.}} = d_{\text{Б.П.}}$ дистанционное кольцо может выполняться цилиндрической формы (рис. 4.1, б). Последний вариант конструкции дистанционного кольца возможен и тогда, когда размер $d_{\text{Б.К.}}$ входит в рекомендуемый диапазон значений диаметра $d_{\text{Б.П.}}$ (или d_2).

Если вблизи подшипника расположена шестерня с диаметром вершин зубьев d_{a1} меньше наружного диаметра подшипника, то его защищают маслоотражательной шайбой 1 (см. рис. 4.2) от чрезмерного залива маслом, выдавливаемым вместе с продуктами изнашивания из зубчатого зацепления. Если шайба изготовлена из тонкого листового материала, то для ее точного центрирования устанавливают дополнительно кольцо 2 (рис. 4.2), ширина которого должна быть больше ширины канавки перед заплечиком вала. Ступица точеной маслоотражательной шайбы также выполняется шириной больше ширины канавки.

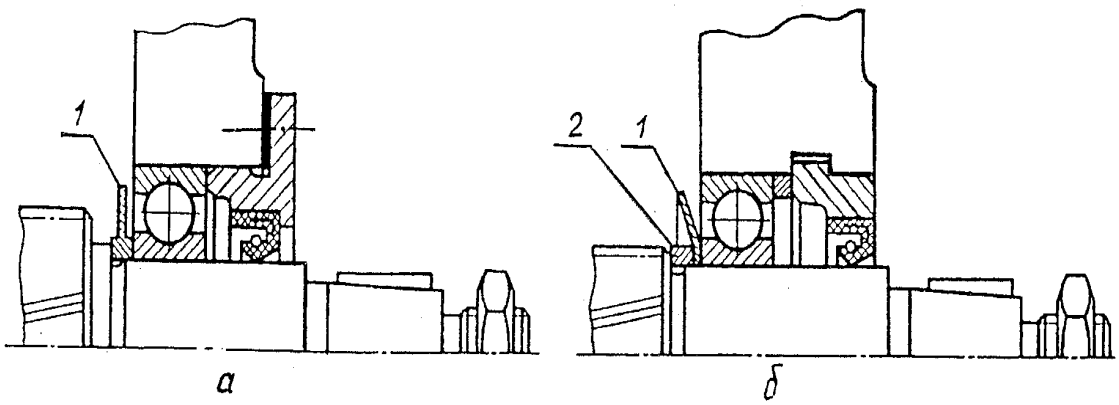


Рисунок 4.2 – Маслоотражательные шайбы

В приведенном ниже примере расчета используются данные из пособия [1].

Пример выполнения раздела курсового проекта
4 Конструирование валов редуктора и предварительный выбор подшипников качения

4.1 Разработка конструкции тихоходного вала редуктора

Задание:

Разработать конструкцию тихоходного вала редуктора (см. сборочный чертеж редуктора-прототипа, рис. 4.3), на котором закреплено одно насадное цилиндрическое зубчатое колесо тихоходной ступени.

Исходные данные:

а) соединение цилиндрического зубчатого колеса с валом выполнено призматической шпонкой;

б) концевой участок вала – цилиндрический;

в) осевое фиксирование вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2;

г) вращающий момент на цилиндрическом зубчатом колесе $T_{2\text{Т}} = 1136{,}53$ Н · м.(принимается по результатам расчета в разделах 1-3 курсового проекта)

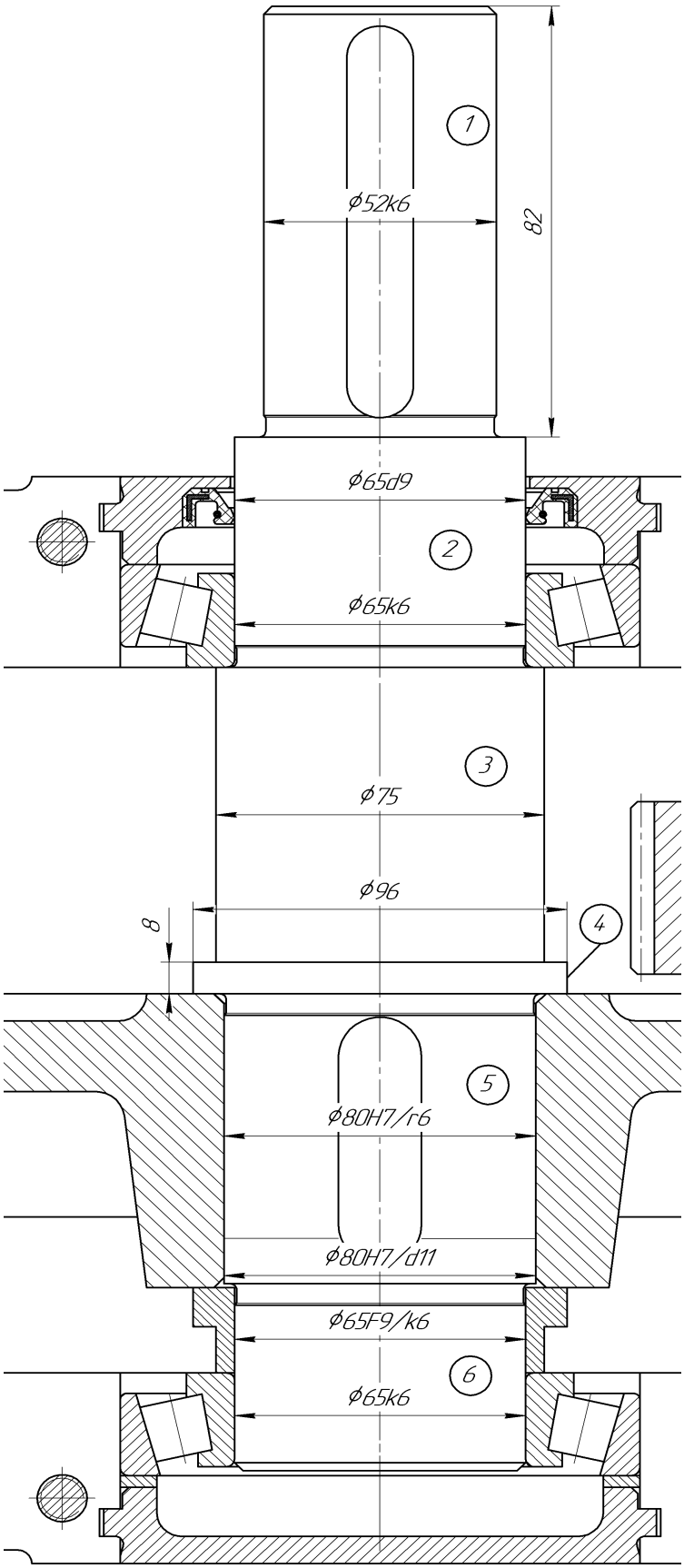
Решение. При нагружении тихоходного вала с одним насадным цилиндрическим зубчатым колесом кручение испытывает участок вала условно между сечениями C (посредине ступицы насадного цилиндрического колеса) и D (посредине ступицы детали, закрепляемой на концевом участке тихоходного вала, т. е. посредине длины этого концевого участка) (см. схему на рис. 4.4, в).

Обозначим T_D вращающий момент на детали, закрепляемой на конце тихоходного вала (сечение *D*). Тогда из условия равновесия тихоходного вала имеем:

$$T_D = T_C = T_{2\text{Т}} = 1136{,}53 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

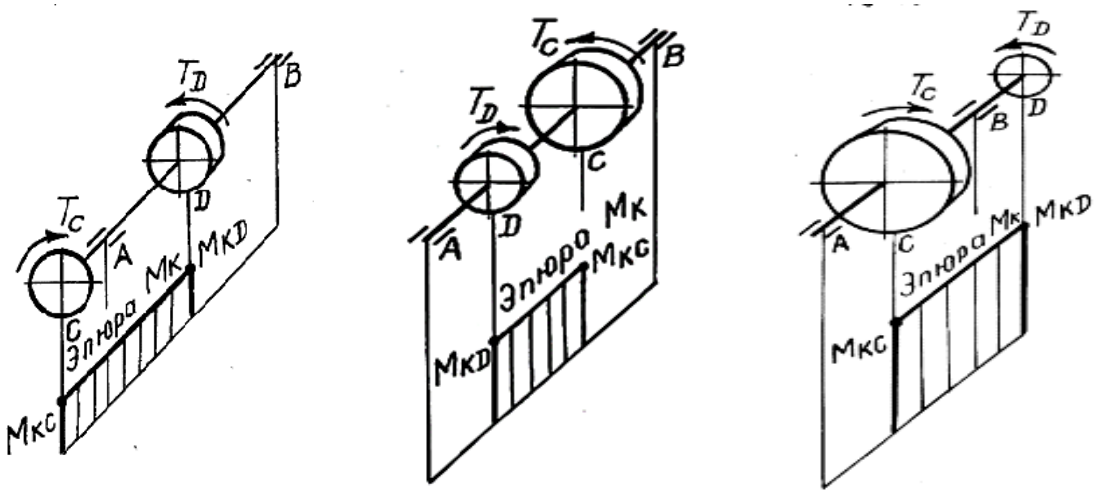
Крутящий момент $M_{\text{К}}$ (внутренний силовой фактор) в сечениях C и D:

$$M_{\text{КС}} = T_C = T_{2\text{Т}};\ M_{\text{К}D} = T_D;\ M_{\text{КС}} = M_{\text{К}D} = 1136{,}53 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$



Тихоходный вал

Рисунок 4.3 – Тихоходный вал редуктора-прототипа



а) быстроходный вал б) промежуточный вал в) тихоходный вал

Рисунок 4.4 – Расчетные схемы валов двухступенчатого редуктора

Для тихоходного вала первоначально определяют диаметр d_1 конца вала (сечение D), являющегося **первой ступенью.**

Для сечения D при $M_{KD} = 1136{,}53\ \text{Н} \cdot \text{м}$ получаем:

$$d_1 = (5 \ldots 6) \cdot \sqrt[3]{M_{KD}} = (5 \ldots 6) \cdot \sqrt[3]{1136{,}53} = 52{,}2 \ldots 62{,}64\ \text{мм}.$$

По табл. А.1 приложения А выбираем размеры цилиндрического конца вала по ГОСТ 12080-66: диаметр $d_1 = 52$ мм, длина $l_1 = 82$ мм (исполнение – короткие), фаска 2,0 х 45°, радиус скругления 2,5 мм.

В пояснительной записке нужно указать все размеры выходного конца вала. Диаметр d_1 можно принимать как по ряду I, так и по ряду II.

Вторая ступень вала диаметром d_2 выполняет функцию буртика для упора детали, закрепляемой на цилиндрическом конце вала.

Тогда по формуле (4.2):

$$d_2 = 1{,}2d_1 = 1{,}2 \cdot 52 = 62{,}4\ \text{мм}.$$

Так как вторая ступень вала является также посадочной и для подшипника, то диаметр d_2 должен заканчиваться на **0** или **5.** Соответственно принимаем $d_2 = 65$ мм .

Исходя из размера $d_2 = 65$ мм, по приложению *А, таблица А.3* выбираем однорядный роликовый радиально-упорный подшипник с коническими роликами серии диаметров 2 по ГОСТ 27365-87, который обозначен **7213А**. Записываем параметры подшипника в табл. 4.1.

Таблица 4.1 – Параметры подшипника **7213А** по ГОСТ 27365-87

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры	
	d	*D*	*T*	*B*	*c*	*r*	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}	*e*	*Y*
7213А	65	120	25	23	20	2,5	0,8	108,0	78,0	0,40	1,5

Для второй ступени вал с диаметром $d_2 = 65$ мм по таблице А.5 или по [3] выбираем резиновую армированную манжету по ГОСТ 8752–79 и записываем ее условное обозначение: *Манжета типа 1, исполнения 1, для вала диаметром 65 мм с наружным диаметром 90 мм из резины группы 1:*

Манжета 1.1 – 65 х 90 –1 ГОСТ 8752–79

Третья ступень вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика (заплечика) для упора внутреннего кольца подшипника. Диаметр буртика (заплечика) обозначают $d_{\text{Б.П.}}$.

Для подшипника **7213А** по таблице А.4 по диаметру подшипника $d = 65$ мм диаметр $d_{\text{Б.П.}}$ буртика рекомендуется в диапазоне **74…86 мм** (в таблице А.4 диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2). Принимаем $d_3 = d_{\text{Б.П.}} = 75$ мм.

Учитывая, что в качестве опор вала используются подшипники одинакового типоразмера, то диаметр d_6 **шестой ступени** вала: $d_6 = d_2 = 65$ мм.

Диаметр d_5 **пятой ступени** вала обычно принимают на **1…10 мм** больше диаметра d_6 шестой ступени, и так как пятая ступень вала является посадочной для насадного цилиндрического зубчатого колеса, то диаметр ее должен соответствовать стандартному значению по ряду ***Ra* 40** ГОСТ 6636-69 (см. таблицу А.2).

Принимаем $d_5 = d_6 + 5 = 75 + 5 = 80$ мм.

Четвертой ступенью вала является буртик диаметром d_4 для упора насадного цилиндрического зубчатого колеса. Тогда по формуле (4.2):

$$d_4 = d_{\text{Б.К.}} = 1{,}2 \cdot d_5 = 1{,}2 \cdot 80 = 96 \text{ мм}.$$

Ширина b_4 буртика рекомендуется:

$$b_4 = (0{,}07 \ldots 0{,}1)d_5 = (0{,}07 \ldots 0{,}1) \cdot 80 \quad = 5{,}6 \ldots 8 \text{ мм}.$$

Принимаем $b_4 = 8$ мм.

Выполняем эскиз тихоходного вала и указываем найденные размеры (см. рис. 4.5).

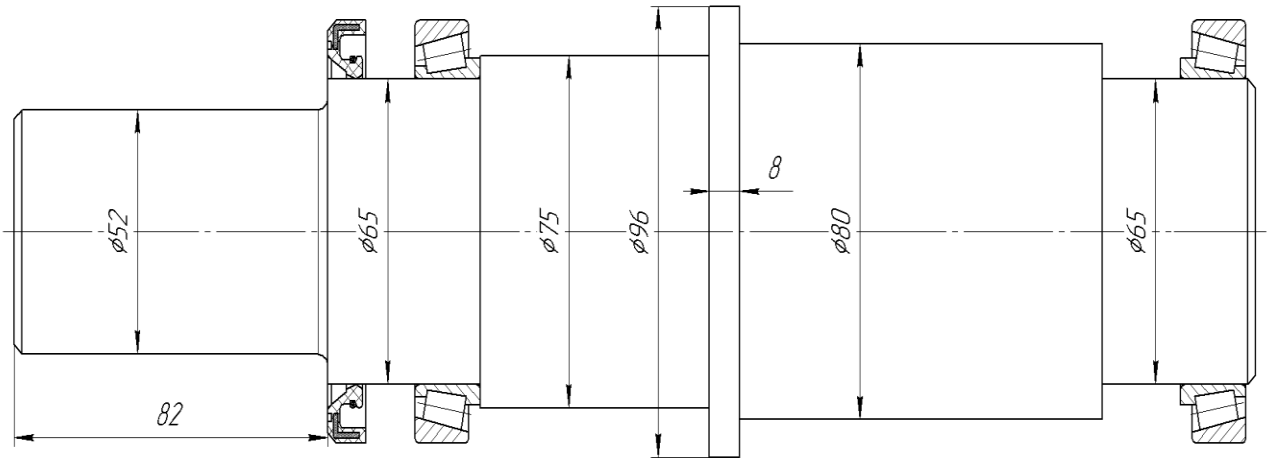


Рисунок 4.5 – Эскиз тихоходного вала

На шестой ступени вала между подшипником и насадным цилиндрическим зубчатым колесом расположено дистанционное кольцо, диаметры наружной поверхности которого принимаем на основании рис. 4.1, а:

$$d_{\text{Б.К.}} = d_4 = 96 \text{ мм};\ d_{\text{Б.П.}} = d_3 = 75 \text{ мм}.$$

Так как $d_{\text{Б.К.}} > d_{\text{Б.П.}}$, выполняем дистанционное кольцо Г – образного сечения, как и в прототипе конструкции вала на рис. 4.3.

4.2 Разработка конструкции промежуточного вала редуктора

Задание:

Разработать конструкцию промежуточного вала цилиндрического редуктора (см. сборочный чертеж редуктора-прототипа, рис. 4.6), выполненного за одно целое с цилиндрической шестерней тихоходной ступени. На валу закреплено одно насадное цилиндрическое зубчатое колесо быстроходной ступени редуктора.

Исходные данные:

а) косозубая цилиндрическая шестерня тихоходной ступени редуктора, выполненная за одно целое с промежуточным валом, имеет следующие размеры (по результатам расчета из раздела 2 курсового проекта):

делительный диаметр $d_1 = 72{,}77\text{мм}$;

диаметр вершин $d_{a1} = 80{,}77$ мм;

диаметр впадин $d_{f1} = 62{,}77$ мм;

б) соединение насадного цилиндрического зубчатого колеса быстроходной ступени с промежуточным валом выполнено призматической шпонкой;

в) осевое фиксирование промежуточного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2;

г) вращающий момент $T_{2\text{Б}}$ на насадном цилиндрическом зубчатом колесе быстроходной ступени и вращающий момент $T_{1\text{Т}}$ на цилиндрической шестерне тихоходной ступени (принимается по результатам расчета в разделах 1-3 курсового проекта):

$$T_{1\text{Т}} = T_{2\text{Б}} = 278{,}31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

д) нагружение промежуточного вала соответствует расчетной схеме на рис.4.4, б.

Решение. При нагружении промежуточного вала кручение испытывает участок вала условно между сечениями ***C*** (посредине ступицы насадного цилиндрического зубчатого колеса быстроходной ступени) и ***D*** (посредине цилиндрической шестерни тихоходной ступени) (см. схему на рис.4.4, б).

Крутящий момент $M_{\text{К}}$ (внутренний силовой фактор) в сечениях ***C*** и ***D***:

$$M_{\text{КС}} = T_{2\text{Б}};\ M_{\text{К}D} = T_{1\text{Т}};\ M_{\text{КС}} = M_{\text{К}D} = 278{,}31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Так как промежуточный вал редуктора, в отличие от тихоходного и быстроходного валов, не имеет концевых участков, выходящих из корпуса, то для него первоначально определяют диаметр ступени вала под насадным цилиндрическим зубчатым колесом быстроходной ступени. Согласно принятым обозначениям ступеней промежуточного вала (см. рис. 4.6) посадочная под насадным колесом ступень вала является **третьей ступенью** с диаметром d_3 (сечение ***C*** согласно схеме на рис.4.4, б).

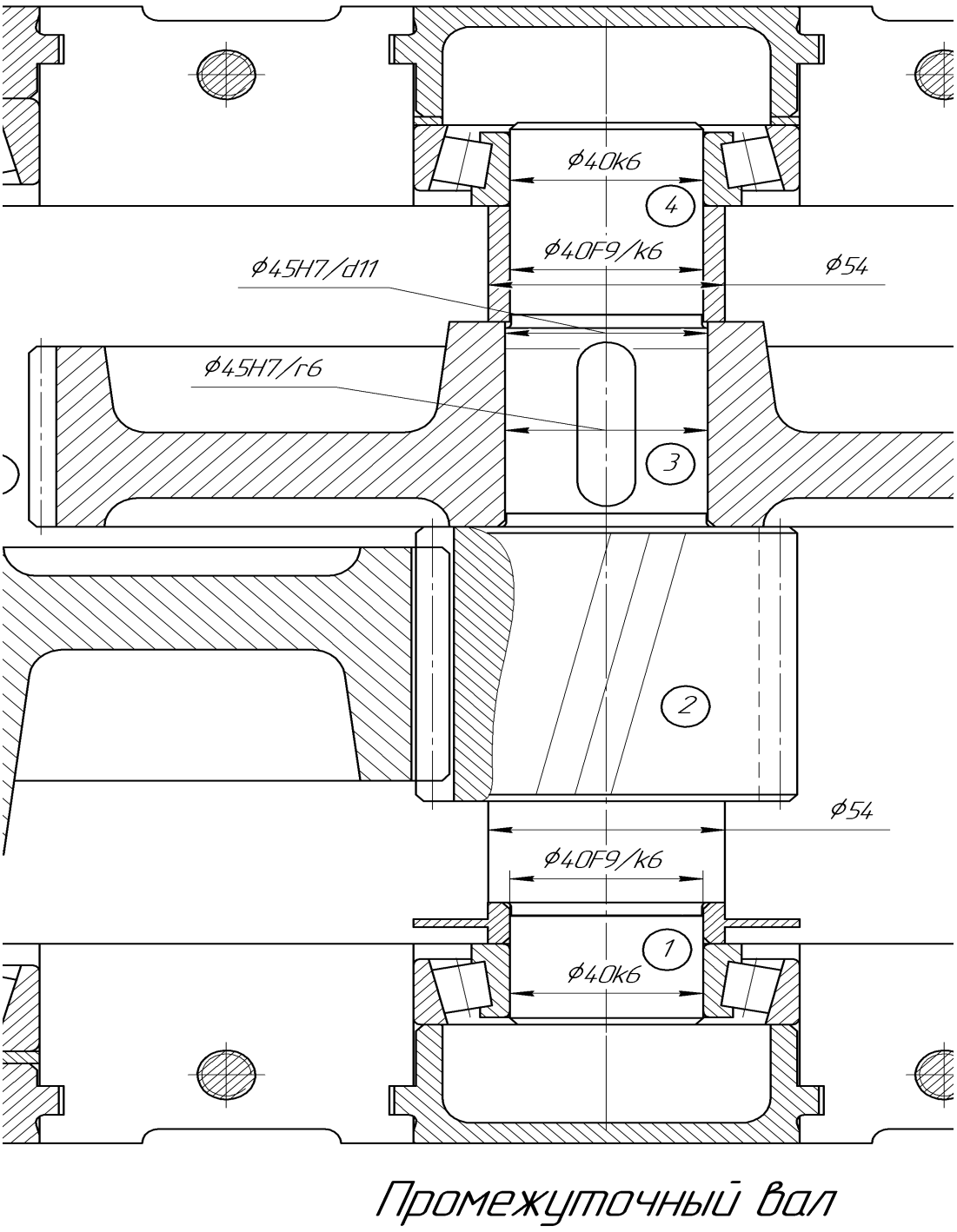


Рисунок 4.6 – Промежуточный вал редуктора-прототипа

Тогда из условия прочности на кручение для промежуточного вала для сечения ***C*** при $M_{\text{КС}} = 278{,}31$ Н имеем:

$$d_3 = (6 \dots 7) \cdot \sqrt[3]{M_{\text{КС}}} = (6 \dots 7) \cdot \sqrt[3]{278{,}31} = 39{,}18 \dots 45{,}71 \text{ мм}.$$

Так как диаметры посадочных ступеней валов под насадными зубчатыми колесами должны соответствовать стандартному значению по ряду ***Ra 40*** (см. табл. А.2), то окончательно принимаем $d_3 = 45$ мм.

На **четвертой ступени** промежуточного вала установлен подшипник. Обычно принимают

$$d_4 = d_3 - (1 \dots 10)\text{мм}.$$

Принимаем $d_4 = d_3 - 5 = 45 - 5 = 40$ мм, что соответствует диаметрам d внутренних колец подшипников качения. Поэтому диаметр d_4 должен заканчиваться на **0** или **5.**

Исходя из размера $d_4 = 40$ мм, по приложению *А, таблица А.3* выбираем однорядный роликовый радиально-упорный подшипник с коническими роликами серии диаметров 2 по ГОСТ 27365-87, который обозначен **7208А**. Параметры подшипника записываем в таблицу 4.2.

Таблица 4.2 – Параметры подшипника **7208А** по ГОСТ 27365-87

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры	
	d	*D*	*T*	*B*	*c*	*r*	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}	*e*	*Y*
7208А	40	80	20	18	16	2	0,8	58,3	40,0	0,37	1,6

Между подшипником и насадным цилиндрическим зубчатым колесом на четвертой ступени вала расположено дистанционное кольцо, диаметры наружной поверхности которого принимаем на основании рис. 1.2, а:

$d_{\text{Б.К.}} = 1{,}2 \cdot d_3 = 1{,}2 \cdot 45 = 54$ мм. Принимаем $d_{\text{Б.К.}} = 54$ мм.

Для подшипника **7208А** по таблице А.4 по диаметру подшипника $d = 40$ мм диаметр $d_{\text{Б.П.}}$ буртика рекомендуется в диапазоне $d_{\text{Б.П.}} =$ **47…55 мм** (в таблице А.4 диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2).

Принимаем $d_{\text{Б.П.}} = 54$ мм. Используем дистанционное кольцо цилиндрической формы (так как $d_{\text{Б.К.}} = d_{\text{Б.П.}}$).

Второй ступенью промежуточного вала является цилиндрическая шестерня тихоходной ступени, выполняемая за одно целое с валом.

Так как диаметр окружности впадин зубьев шестерни $d_{f1} = 62{,}77$ мм больше диаметров d_1 и d_3 соседних ступеней вала, то при нарезании ее зубьев обеспечивается свободный вход зуборезного инструмента (без врезания в соседние ступени).

Делительный диаметр шестерни $d_1 = 72{,}77$мм, что больше требуемого диаметра буртика $d_{\text{Б.К.}} = 54$ мм для упора ступицы насадного цилиндрического зубчатого колеса (функцию этого буртика с другой стороны ступицы насадного колеса выполняет дистанционное кольцо, которое имеет наружный диаметр со стороны ступицы колеса $d_{\text{Б.К.}} = 54$ мм).

Таким образом, торец цилиндрической шестерни обеспечивает достаточный упор ступицы насадного цилиндрического зубчатого колеса, так как ее делительный диаметр

$$d_1 = 72{,}77\text{мм} > d_{\text{Б.К.}} = 54 \text{ мм}.$$

Диаметр **первой ступени** вала $d_1 = d_4 = 40$ мм, так как в качестве опор промежуточного вала используются подшипники одинакового типоразмера.

Между цилиндрической шестерней и первой ступенью на валу предусмотрен короткий буртик (шириной **≈3 мм**) с наружным диаметром, равным диаметру буртика $d_{\text{Б.П.}}$ для упора внутреннего кольца подшипника (ранее при рассмотрении наружных диаметров дистанционного кольца мы приняли $d_{\text{Б.П.}} = 54$ мм). Между этим коротким буртиком и подшипником на первой ступени вала установлена маслоотражательная шайба с наружным диаметром ступицы $d_{\text{Н}} = d_{\text{Б.П.}} = 54$ мм. Остальные размеры шайбы принимаются конструктивно.

Выполняем эскиз промежуточного вала и указываем найденные размеры (см. рис. 4.7).

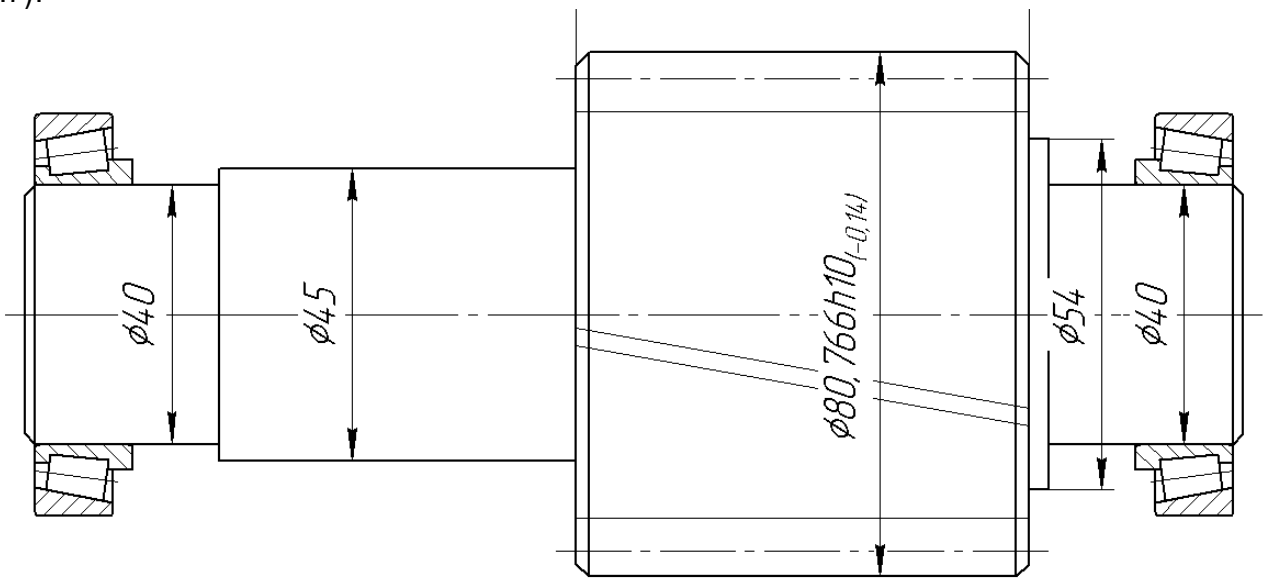


Рисунок 4.7 – Эскиз промежуточного вала

4.2 Разработка конструкции быстроходного вала редуктора

Задание:

Разработать конструкцию быстроходного вала редуктора, выполненного за одно целое с цилиндрической шестерней быстроходной ступени (см. сборочный чертеж редуктора-прототипа, рис. 4.7). Концевой участок вала – цилиндрический.

Исходные данные:

а) для соединения вала двигателя и концевого цилиндрического участка быстроходного вала редуктора применяется упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП);

б) электродвигатель АИР132S6 ($P_{\text{ном}} = 5{,}5$ кВт, $n_{\text{ном}} = 960$ мин$^{-1}$) (принимается по результатам раздела 1 курсового проекта)

в) косозубая цилиндрическая шестерня быстроходной ступени редуктора, выполненная за одно целое с быстроходным валом, имеет следующие размеры (по результатам расчета из раздела 3 курсового проекта):

делительный диаметр $d_1 = 46{,}55$ мм;

диаметр вершин $d_{a1} = 51{,}55$ мм ;

диаметр впадин $d_{f1} = 40{,}30$ мм;

г) осевое фиксирование быстроходного вала – по схеме «враспор»; в качестве опор вала использованы радиально-упорные роликовые подшипники с коническими роликами серии диаметров 2;

д) вращающий момент на цилиндрической шестерне быстроходной ступени редуктора (по результатам расчета из раздела 1, 3 курсового проекта): $T_{1Б} = 52{,}84\ \text{Н} \cdot \text{м}$;

е) нагружение быстроходного вала соответствует расчетной схеме на рис.4.4, а.

Решение. При нагружении быстроходного вала согласно расчетной схеме (см. рис.4.4,а) кручение испытывает участок вала условно между сечениями ***C*** (посредине длины цилиндрического конца вала, на котором закреплена полумуфта упругой муфты МУВП) и ***D*** (посредине цилиндрической шестерни).

Из условия равновесия быстроходного вала вращающие моменты на деталях в сечениях ***C*** и ***D*****:**

$$T_C = T_D = T_{1Б} = 52{,}84\ \text{Н} \cdot \text{м}$$

Крутящий момент $M_К$ (внутренний силовой фактор) в сечениях C и D:

$$M_{КС} = T_C = T_{1Б};\ M_{КD} = T_D;\ M_{КС} = M_{КD} = 52{,}84\ \text{Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем размеры вала электродвигателя по таблице А.6 (в таблице А.6 данные величины обозначены: диаметр вала двигателя d_1; длина l_1).

Для электродвигателя АИР132S6, исполнение IM1081 (на лапах): диаметр вала двигателя $d_Д = 38$ мм; длина $l_Д = 80$ мм.

Для быстроходного вала первоначально определяют размеры **первой ступени** вала, т. е. его концевого участка. Диаметр d_1 конца вала принимают на основе двух условий:

а) из условия прочности на кручение для быстроходного вала для сечения ***C*** при $M_{КС} = 52{,}84\ \text{Н} \cdot \text{м}$:

$$d_1 = (7 \ldots 8) \cdot \sqrt[3]{M_{КС}} = (7 \ldots 8) \cdot \sqrt[3]{52{,}84} = 26{,}25 \ldots 30\ \text{мм};$$

б) из условия удобства соединения концов валов муфтой:

$$d_1 = (0{,}8 \ldots 1{,}0) \cdot d_Д = (0{,}8 \ldots 1{,}0) \cdot 38 = 30{,}4 \ldots 38\ \text{мм};$$

где $d_Д = 38$ мм – диаметр вала двигателя.

По табл. А.1 приложения А выбираем размеры цилиндрического конца вала по ГОСТ 12080-66: диаметр $d_1 = 32$ мм, длина $l_1 = 58$ мм (исполнение – короткие), фаска 1,6 х 45°, радиус скругления 2,0 мм. Диаметр d_1 можно принимать как по ряду I, так и по ряду II.

Принятый диаметр d_1 не должен быть меньше минимального значения, полученного из условия прочности на кручение (в примере $d_{1min} = 26{,}25$ мм).

Вторая ступень вала диаметром d_2 выполняет функцию буртика для упора полумуфты, закрепляемой на цилиндрическом конце вала.

Тогда по формуле (4.2):

$$d_2 = 1{,}2d_1 = 1{,}2 \cdot 32 = 38{,}4\ \text{мм}.$$

Так как вторая ступень вала является также посадочной и для подшипника, то диаметр d_2 должен заканчиваться на **0** или **5.** Соответственно принимаем $d_2 = 40$ мм .

Быстроходный вал

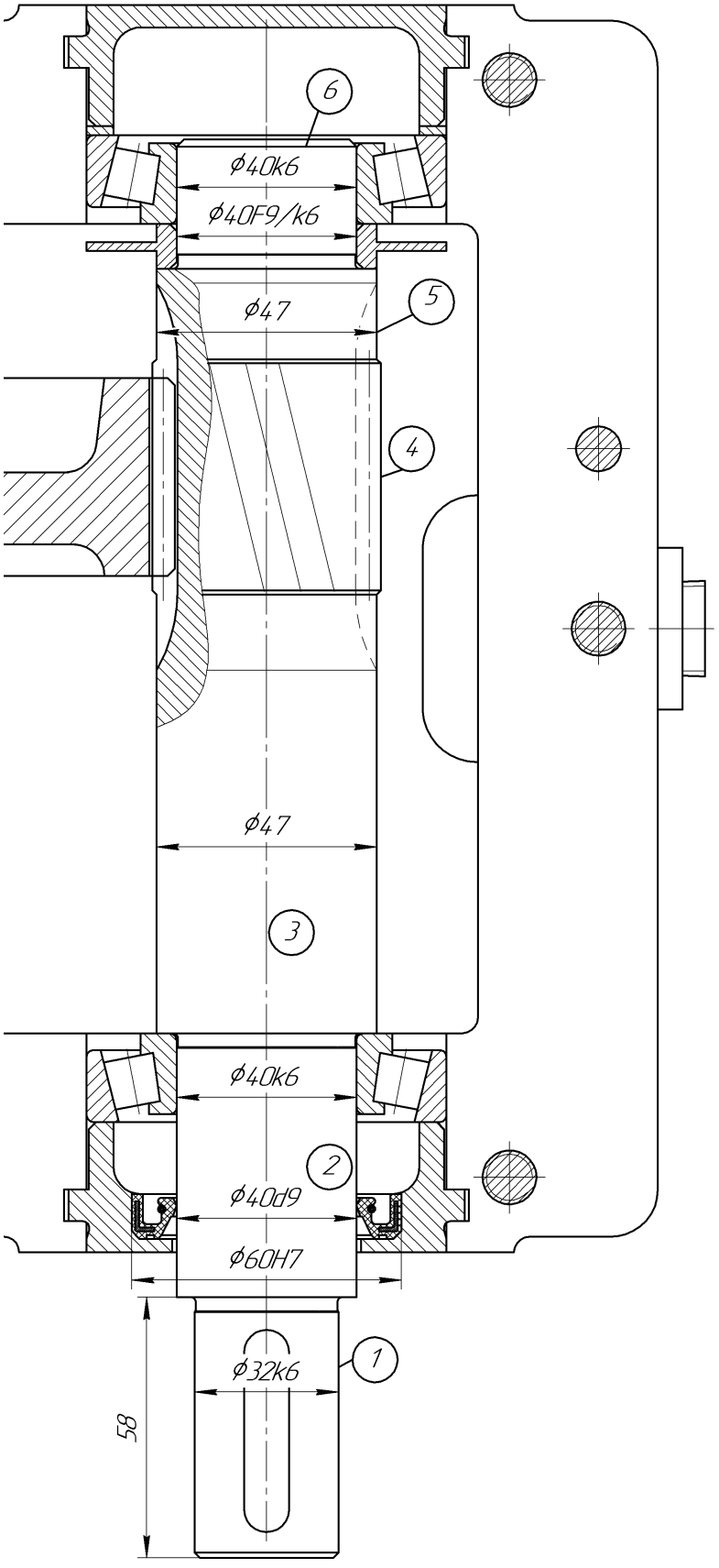


Рисунок 4.7 – Быстроходный вал редуктора-прототипа

Исходя из размера $d_4 = 40$ мм, по приложению *А, таблица А.3* выбираем однорядный роликовый радиально-упорный подшипник с коническими роликами серии диаметров 2 по ГОСТ 27365-87, который обозначен **7208А**. Параметры подшипника записываем в таблицу 4.3.

Таблица 4.3 – Параметры подшипника **7208А** по ГОСТ 27365-87

Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры	
	d	*D*	*T*	*B*	*c*	*r*	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}	*e*	*Y*
7208А	40	80	20	18	16	2	0,8	58,3	40,0	0,37	1,6

Для второй ступени вал с диаметром $d_2 = 40$ мм по таблице А.5 или по [3] выбираем резиновую армированную манжету по ГОСТ 8752–79 и записываем ее условное обозначение: *Манжета типа 1, исполнения 1, для вала диаметром 40 мм с наружным диаметром 60 мм из резины группы 1:*

Манжета 1.1 – 40 х 60 –1 ГОСТ 8752–79

Третья ступень вала диаметром d_3 выполняет функцию буртика (заплечика) для упора внутреннего кольца подшипника. Для подшипника **7208А** по таблице А.4 (в таблице А.4 диаметр буртика для упора внутреннего кольца подшипника обозначен d_2) по диаметру подшипника $d = 40$ мм диаметр $d_{\text{Б.П.}}$ буртика рекомендуется в диапазоне $d_{\text{Б.П.}} =$ **47…55 мм.**

Принимаем $d_3 = d_{\text{Б.П.}} = 47$ мм (наименьшую величину из указанного диапазона диаметров).

Четвертой ступенью быстроходного вала является цилиндрическая косозубая шестерня быстроходной ступени редуктора, диаметр окружности впадин которой $d_{f1} = 40{,}30$ мм . Диаметр $d_{f1} < d_3$ и такую цилиндрическую шестерню называют врезной. Здесь участок входа и выхода фрезы при нарезании зубьев шестерни распространяется на третью и пятую ступени.

Другие конструкции быстроходных валов, выполненного за одно целое с цилиндрической зубчатой шестерней, показаны на рисунке 4.8.

Диаметр D_Φ фрезы принимают в зависимости от модуля m_n (см. табл. 4.4).

Длину $l_{\text{ВЫХ}}$ (рис.4.8) определяют графически.

За цилиндрической шестерней предусмотрена короткая **пятая ступень** вала диаметром $d_3 = d_5 = 47$ мм .

Таблица 4.4 – Диаметр D_Φ фрезы принимают в зависимости от модуля m_n

Модуль m_n, мм	2…2,25	2,5…2,75	3…3,75	4…4,5
D_Φ (мм) при степени точности				
7	90	100	112	125
8…9	70	90	90	100

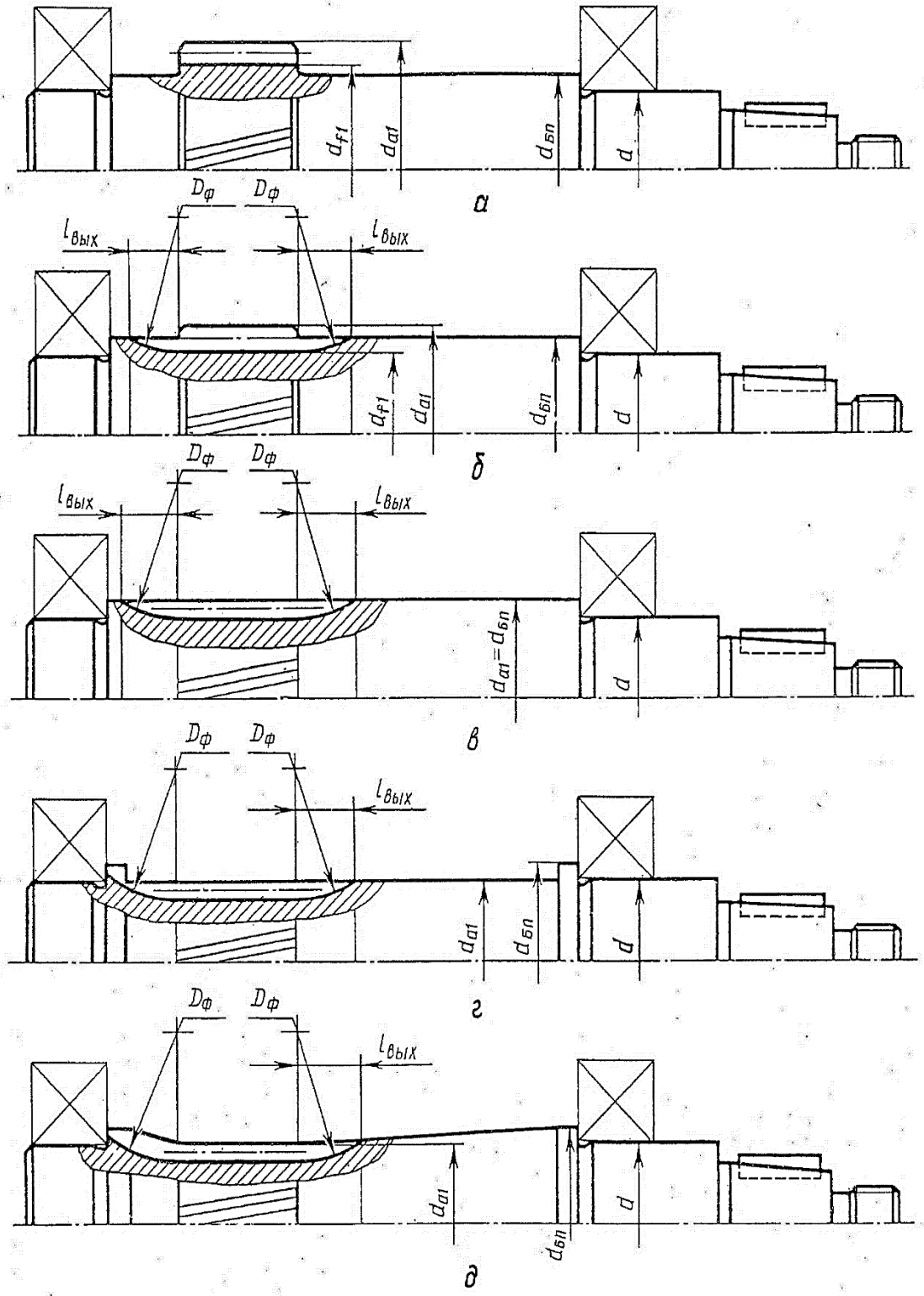


Рисунок 4.8 – Конструкции быстроходных валов, выполненных за одно целое с цилиндрической зубчатой шестерней [2]

Диаметр **шестой ступени вала** $d_6 = d_2 = 40$ мм, так как в качестве опор быстроходного вала используются подшипники одинакового типоразмера.

На шестой ступени вала между подшипником и пятой ступенью установлена маслоотражательная шайба с наружным диаметром ступицы $d_{\text{Н}} = d_{\text{Б.П.}} = 47$ мм. Толщина маслоотражательной шайбы принимается конструктивно.

Выполняем эскиз быстроходного вала и указываем найденные размеры (см. рис. 4.9).

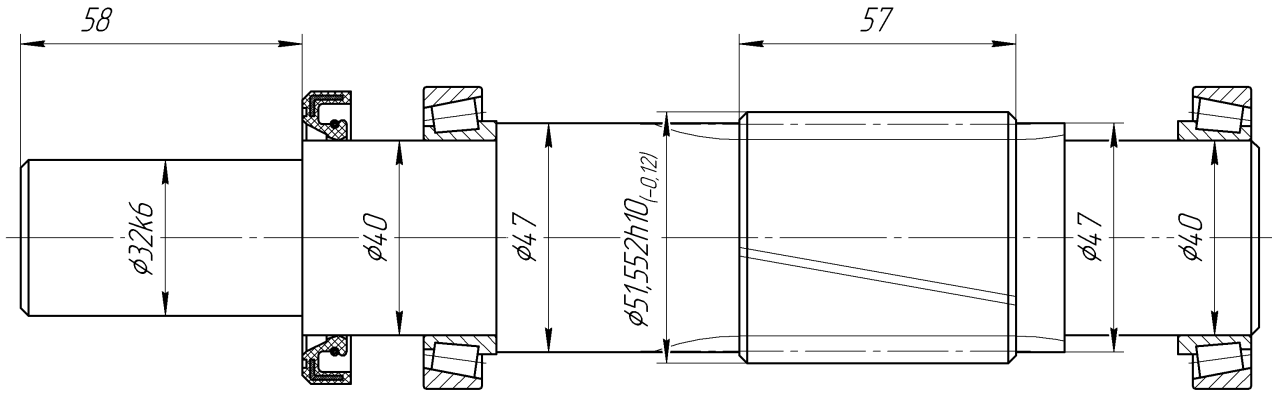


Рисунок 4.9 – Эскиз быстроходного вала

5 ВЫБОР КОМПЕНСИРУЮЩЕЙ УПРУГОЙ МУФТЫ

Общие рекомендации

Для соединения вала электродвигателя и входного конца быстроходного вала редуктора в основном используется упругая втулочно-пальцевая муфта (МУВП). Данная муфта передает усилие через резиновые втулки, надетые на стальные пальцы. Амортизирующая способность муфты мала, так как объем и масса резиновых втулок невелики. Муфты МУВП стандартизованы по ГОСТ 21424 – 93. Втулочно-пальцевую муфту не следует рассматривать как компенсирующую, так как радиальные и угловые смещения валов вызывают неравномерное распределение нагрузки и быстрый износ резиновых втулок. Основное достоинство муфт МУВП – простота конструкции и удобство замены упругих элементов (без сдвига соединяемых узлов). Полумуфты изготавливают из чугуна марки СЧ20 (ГОСТ 1412 - 75) или стали 30Л (ГОСТ 977 - 88), пальцы – из стали 45 (ГОСТ 1050 - 2013) и упругие втулки из резины. Основные параметры и размеры муфт МУВП, а также допускаемые смещения осей валов приведены в табл. А.7 и А.8.

При курсовом проектировании стандартную муфту выбирают по наибольшему диаметру концов соединяемых валов и проверяют по условию [4]:

$$T_{\text{Р}} = K_{\text{Р}} \cdot T_{\text{М}} \leq T,$$

где $T_{\text{Р}}$ – расчетный момент, Н · м; $K_{\text{Р}}$ – коэффициент режима нагрузки:

Ленточные конвейеры……$K_{\text{Р}}$ = 1,25…1,50;

Цепные и винтовые конвейеры……$K_{\text{Р}}$ = 1,5…2,0;

Краны, лебедки, элеваторы, реверсивные

индивидуальные приводы……...$K_{\text{Р}}$ = 2,0…3,0;

$T_М$ – вращающий момент на валу муфты, $Н \cdot м$; T – номинальный вращающий момент, передаваемый муфтой (по стандарту, табл.А.7), $Н \cdot м$.

В курсовом проекте коэффициент режима нагрузки принимаем $K_Р = 1{,}7$ (что соответствует коэффициенту кратковременной перегрузки $К_п = 1{,}7$, указанному в задании на курсовое проектирование).

Полумуфты стандартных муфт закрепляются на цилиндрических концах валов только с помощью шпоночного или шлицевого соединения, а на конических концах валов только с помощью шпоночного соединения. Допускается сочетание полумуфт различных типов (с цилиндрическим и коническим посадочным отверстием) и различных исполнений (на длинные и короткие концы валов). Стандарт допускает также сочетание полумуфт с различными диаметрами посадочных отверстий d в пределах одного и того же номинального вращающего момента T, передаваемого муфтой. Допускается также диаметр посадочного отверстия одной из полумуфт уменьшать до любого значения, установленного стандартом для других номинальных моментов.

Обозначение МУВП по ГОСТ 21424 – 93 приведено в табл. А.7. Следует обратить внимание, что в обозначении муфты МУВП после значения T указывают обозначение полумуфты с отверстиями для крепления пальцев.

Пример выполнения раздела курсового проекта

5 Выбор компенсирующей упругой муфты

Для соединения вала электродвигателя и быстроходного вала редуктора выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую (МУВП) по ГОСТ 21424 – 93.

По результатам расчета в разделе 4: диаметр вала двигателя $d_Д = 38$ мм; длина $l_Д = 80$ мм; конец быстроходного вала редуктора – цилиндрический по ГОСТ 12080-66: диаметр $d_1 = 32$ мм, длина $l_1 = 58$ мм (исполнение – короткое).

По табл. А.7 выбираем предварительно муфту с номинальным вращающим моментом T =250 $Н \cdot м$. Диаметры d отверстий в полумуфтах: 32; 35; 36; 38 мм, что соответствует диаметрам соединяемых валов.

Определяем расчетный момент $T_Р$, $Н \cdot м$, по формуле:

$$T_Р = K_Р \cdot T_М \leq T,$$

где $T_М$ – вращающий момент на валу муфты, $T_М = 52{,}84\ Н \cdot м$ (по результатам расчета в разделе 1); T – номинальный вращающий момент, передаваемый муфтой $T = 250\ Н \cdot м$ (по ГОСТ 21424 – 93 по табл.А.7); $K_Р$ – коэффициент режима нагрузки, $K_Р = 1{,}7$.

$$T_Р = 1{,}7 \cdot 52{,}84 = 89{,}9 Н \cdot м \leq T = 250\ Н \cdot м$$

Данная муфта подходит, так как требуемое условие выполняется.

Примем исполнения полумуфт. На вал электродвигателя устанавливается полумуфта исполнения 1 – с цилиндрическим отверстием для длинных концов валов по ГОСТ 12080 – 66 (длина ступицы $l_{ЦИЛ} = 80$ мм, т.к. у электродвигателя длина выходного конца вала $l_Д = 80$ мм). На входной конец быстроходного вала редуктора устанавливается полумуфта исполнения 2 – с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66 (длина ступицы $l_{ЦИЛ} = 58$ мм).

Обозначение муфты упругой втулочно – пальцевой с номинальным вращающим моментом $T = 250$ Н · м, одна из полумуфт диаметром $d = 38$ мм, исполнения 1, другая диаметром $d = 32$ мм, исполнения 2, климатического исполнения У (работа в районах с умеренным климатом) категории размещения 3 (работа в закрытом помещении):

Муфта упругая втулочно – пальцевая 250 – 38 –1 – 32 – 2 У3 ГОСТ 21424 – 93 .

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей: в 3 ч. / Брест. гос. техн. ун-т ; сост.: С.В. Монтик [и др.].– Брест : БрГТУ, 2022. − Ч. 1. – 44 с.

2 Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей «Разработка конструкций валов передач» / Ф.М. Санюкевич – Брест : БрГТУ, 2017. – 64 с.

3 ГОСТ 8752-79. Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия\

4 Санюкевич, Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие. 2-е изд. исправл. и доп. – Брест: БрГТУ, 2004.– 488 с.

ПРИЛОЖЕНИЕ А

(справочное)

А1. Концевые участки валов [2]

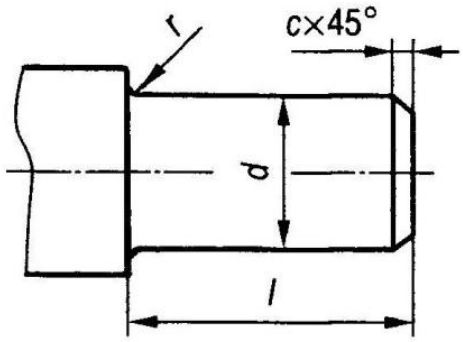


Рисунок А.1 – Концы валов цилиндрические (ГОСТ 12080-66)

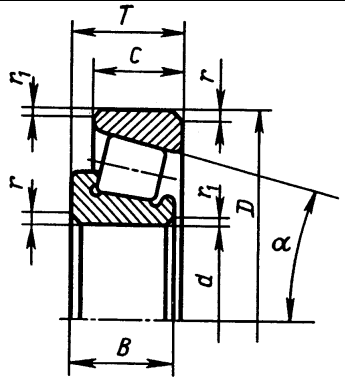
Таблица А1.1 - Концы валов цилиндрические (ГОСТ 12080-66), мм

d		l		r	c
I ряд	II ряд	длинные	короткие		
16; 18	19	40	28	1,0	0,6
20; 22	14	50	36	1,6	1,0
25; 28		60	42	1,6	1,0
32; 36	30	80	58	2,0	1,6
40; 45	42; 48	110	82	2,0	1,6
50; 55	52; 56	110	82	2,5	2,0
60; 70	63; 65; 71; 75	140	105	2,5	2,0
80; 90	85; 95	170	136	3,0	2,5
100; 110; 125	120	210	165	3,0	2,5

Таблица А.2 – Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636–69), мм

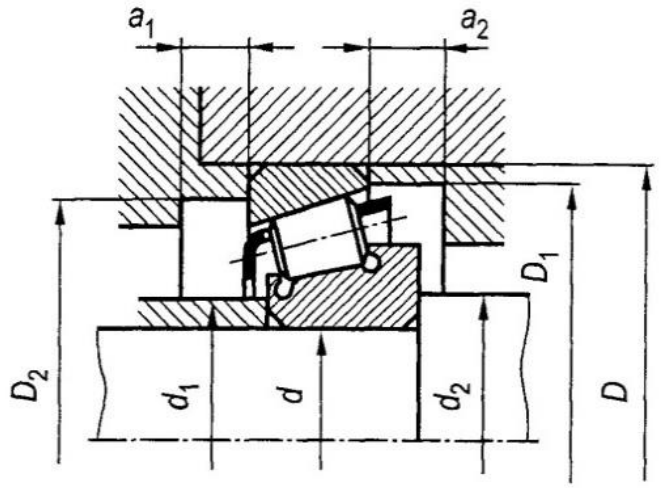
Ряд $Ra40$									
…	5;	5,3;	5,6;	6;	6,3;	6,7;	7,1;	7,5;	8;
8,5;	9;	9,5;	10;	10,5;	11;	11,5;	12;	13;	14;
15;	16;	17;	18;	19;	20;	21;	22;	24;	25;
26;	28;	30;	32;	34;	36;	38;	40;	42;	45;
48;	50;	53;	56;	60;	62;	67;	71;	75;	80;
85;	90;	95;	100;	105;	110;	120;	125;	130;	140;
150;	160;	170;	180;	190;	200;	210;	220;	240;	250;
260;	280;	300;	320;	340;	360;	380;	400;	420;	450

Таблица А.3 – Подшипники роликовые однорядные радиально-упорные с коническими роликами $\alpha = 11 \ldots 16°$ по ГОСТ 27365-87 (повышенной грузоподъемности)



Условное обозначение подшипника	Размеры, мм							Грузоподъемность, кН		Расчетные параметры	
	d	D	T	B	c	r	r_1	динамическая C_r	статическая C_{or}	e	Y
Серия диаметров 2											
7204А	20	47	15,5	14	12	1,5	0,5	26,0	16,6	0,35	1,7
7205А	25	52	16,5	15	13	1,5	0,5	29,2	21,0	0,37	1,6
7206А	30	62	17,5	16	14	1,5	0,5	38,0	25,5	0,37	1,6
7207А	35	72	18,5	17	15	2	0,8	48,4	32,5	0,37	1,6
7208А	40	80	20	18	16	2	0,8	58,3	40,0	0,37	1,6
7209А	45	85	21	19	16	2	0,8	62,7	50,0	0,40	1,5
7210А	50	90	22	20	17	2	0,8	74	55,0	0,43	1,4
7211А	55	100	23	21	18	2,5	0,8	84,2	61,0	0,40	1,5
7212А	60	110	24	22	19	2,5	0,8	91,3	70,0	0,40	1,5
7213А	65	120	25	23	20	2,5	0,8	108,0	78,0	0,40	1,5
7214А	70	125	26,5	24	21	2,5	0,8	119,0	89,0	0,43	1,4
7215А	75	130	27,5	25	22	2,5	0,8	130,0	100,0	0,43	1,4
7216А	80	140	28,5	26	22	3	1	140,0	114,0	0,43	1,4
Серия диаметров 3											
7304А	20	52	16,5	15	13	2	0,8	31,9	20,0	0,3	-
7305А	25	62	18,5	17	15	2	0,8	41,8	28,0	0,3	-
7306А	30	72	21	19	16	2	0,8	52,8	39,0	0,31	-
7307А	35	80	23	21	18	2,5	0,8	68,2	50,0	0,31	-
7308А	40	90	25,5	23	20	2,5	0,8	80,9	56,0	0,35	1,7
7309А	45	100	27,5	25	22	2,5	0,8	101,0	72,0	0,35	1,7
7310А	50	110	29,5	27	23	3	1	117,0	90,0	0,35	1,7
7311А	55	120	32	29	25	3	1	134,0	110,0	0,35	1,7
7312А	60	130	34	31	26	3,5	1,2	161,0	120,0	0,35	1,7
7313А	65	140	36,5	33	28	3,5	1,2	183,0	150,0	0,35	1,7
7314А	70	150	38,5	35	30	3,5	1,2	209,0	170,0	0,35	1,7
7315А	75	160	40,5	37	31	3,5	1,2	229,0	185,0	0,35	1,7
7316А	80	170	42,5	39	33	3,5	1,2	255,0	190,0	0,35	1,7

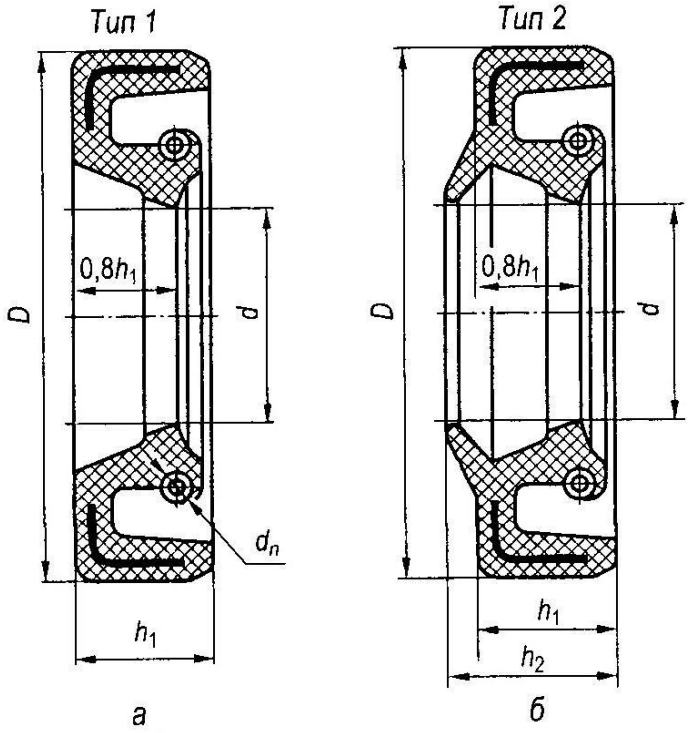
Таблица А.4 – Установочные размеры для однорядных роликовых радиально-упорных подшипников с коническими роликами



d	D	d_2 ,не менее	d_2 ,не более	d_1не, более	D_2 ,не менее	D_2 ,не более	D_1 , не менее	a_1 ,не менее	a_2 , не менее
Серия диаметров 2, серия ширин 0									
20	47	26	30	26	39	41	43,5	3	3
25	52	31	35	31	44	46	48,5	3	3
30	62	36	41	37	53	55	58,5	3	3
35	72	42	48	43	61	65	68,5	4	3
40	80	47	55	48	68	72	75,5	4	3,5
45	85	52	61	53	73	78	81,5	4	3,5
50	90	57	65	57	79	82	86,5	4	3,5
55	100	64	72	63	87	90	90,5	5	4,5
60	110	69	79	69	96	100	105,5	5	4,5
65	120	74	86	75	105	110	115	6	5
70	125	79	90	80	110	115	120	6	5
75	130	84	96	85	115	120	125	6	5
80	140	90	105	90	124	130	134	6	6
85	150	95	110	96	132	140	142,5	7	6,5
90	160	100	117	102	140	150	152,5	7	6,5
95	170	107	125	110	148	155	163	7	7,5
100	180	112	135	114	155	165	170	7	8
105	190	117	140	122	165	175	181	9	9
110	200	122	145	125	171	185	190	9	9
120	215	132	160	135	187	200	205	11	9,5
Серия диаметров 3, серия ширин 0									
20	52	27	33	27	43	45	48,5	3	3
25	62	32	41	33	53	55	58,5	3	3
30	72	37	47	38	61	65	68	3	4,5
35	80	44	53	43	68	71	76	5	4,5

d	D	d_2 ,не менее	d_2 ,не более	d_1не, более	D_2 ,не менее	D_2 ,не более	D_1 , не менее	a_1 ,не менее	a_2 , не менее
40	90	49	60	50	76	80	86	5	5
45	100	54	68	55	85	90	95	5	5
50	110	60	74	61	94	100	105	5	6
55	120	65	81	67	103	110	114	5	6,5
60	130	72	90	72	112	118	124	5	7,5
65	140	77	96	78	121	128	132	6	8
70	150	82	100	83	129	138	142	6	8
75	160	87	108	91	138	148	152	6	9
80	170	92	118	97	147	158	160	6	9,5
85	180	99	125	102	155	166	167	7	10,5
90	190	104	130	108	163	175	178	7	10,5
95	200	109	138	115	172	185	187	7	11,5
100	215	114	147	121	183	200	202	7	12,5
102	225	120	154	128	193	-	210	12	12,5
110	240	124	165	135	205	220	225	14	12,5
120	260	134	175	145	219	235	240	14	13,5

Таблица А.5 – ГОСТ 8752-79. Манжеты резиновые армированные для валов. Технические условия [2, 3].



а – однокромочная; б – однокромочная с пыльником

Рисунок А.2 – Резиновые армированные манжеты

Основные размеры манжет, мм

d	D	h_1	h_2		d	D	h_1	h_2
6	22	7	10		58	80	10	14
7	22	7	10		60	85	10	14
8	22	7	10		63	90	10	14
9	22	7	10		65	90	10	14
10	26	7	10		70	95	10	14
11	26	7	10		71	95	10	14
12	28	7	10		75	100	10	14
13	28	7	10		80	105	10	14
14	28	7	10		85	110	12	16
15	30	7	10		90	120	12	16
16	30	7	10		92	120	12	16
17	32	7	10		95	120	12	16
18	35	7	10		100	125	12	16
19	35	7	10		105	130	12	16
20	40	10	14		110	135	12	16
21	40	10	14		115	145	12	16
22	40	10	14		120	150	12	16
24	40	10	14		125	155	12	16
25	42	10	14		130	160	15	20
26	45	10	14		140	170	15	20
28	47	10	14		150	180	15	20
30	52	10	14		160	190	15	20
32	52	10	14		170	200	15	20
35	58	10	14		180	220	15	20
36	58	10	14		190	230	15	20
38	58	10	14		200	240	15	20
40	60	10	14		210	250	15	20
42	62	10	14		220	260	15	20
45	65	10	14		230	270	15	20
48	70	10	14		240	280	15	20
50	70	10	14		250	290	15	20
52	70	10	14		260	300	18	24
55	70	10	14		280	320	18	24
56	80	10	14		300	340	18	24

Требования к установке манжет

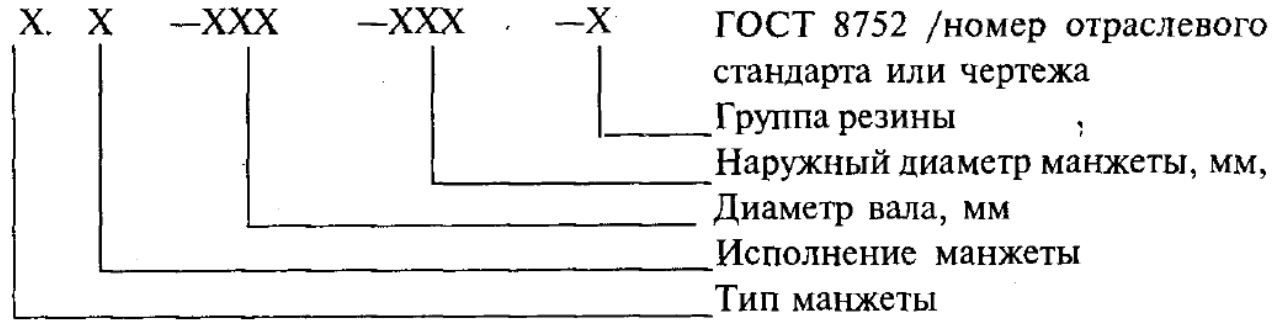
1. Избыточное давление рабочей среды 0,06...0,1 МПа.

2. Твердость поверхности стального вала: 30 HRC при $v \leq 4$ м/с; 50 HRC при $v > 4$ м/с; 55 HRC при наличии абразива.

3. Параметры шероховатости для сопряженных с манжетой поверхностей по ГОСТ 2789-73: для вала Ra = 0,32…0,63 мкм при $v \leq 5$ м/с, Ra = 0,16...0,32 мкм при v> 5 м/с и Ra = 1,25...2,5 мкм при $v \leq 1$ м/с; для отверстия в корпусе Ra = 1,25...2,5 мкм.

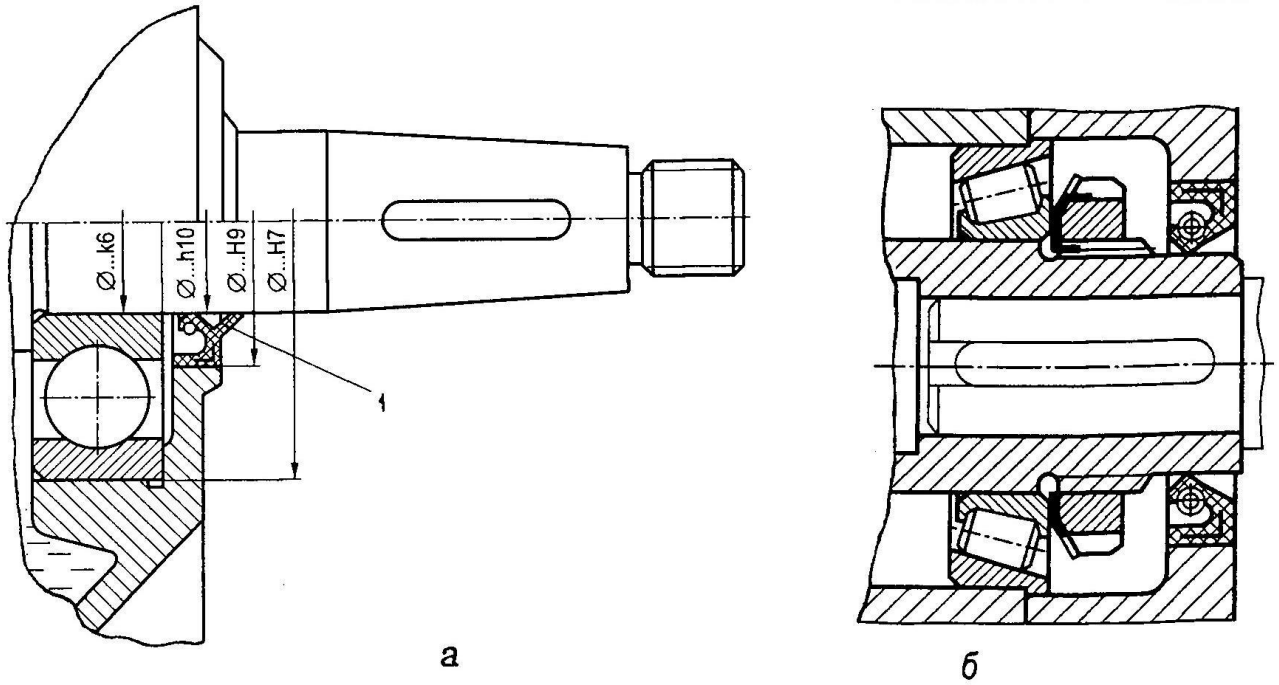
4. Поле допуска под контактной кромкой для вала h10, для отверстия H9.

Условное обозначение манжет с пружиной строится по следующей структуре:



Пример условного обозначения: Манжета типа 1, исполнения 1, для вала диаметром 60 мм с наружным диаметром 80 мм из резины группы 1:

Манжета 1.1 – 60 х 80 –1 ГОСТ8752–79

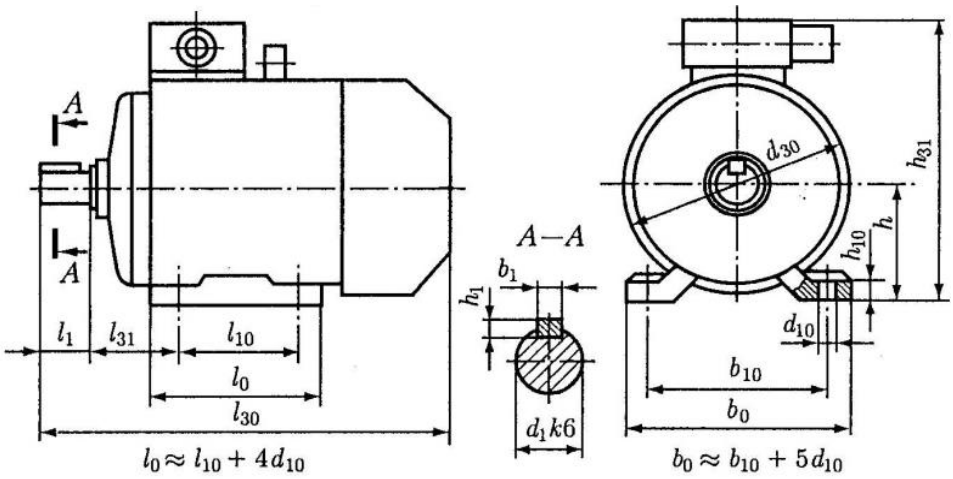


а – манжета однокромочная с пыльником 1; б – манжета однокромочная

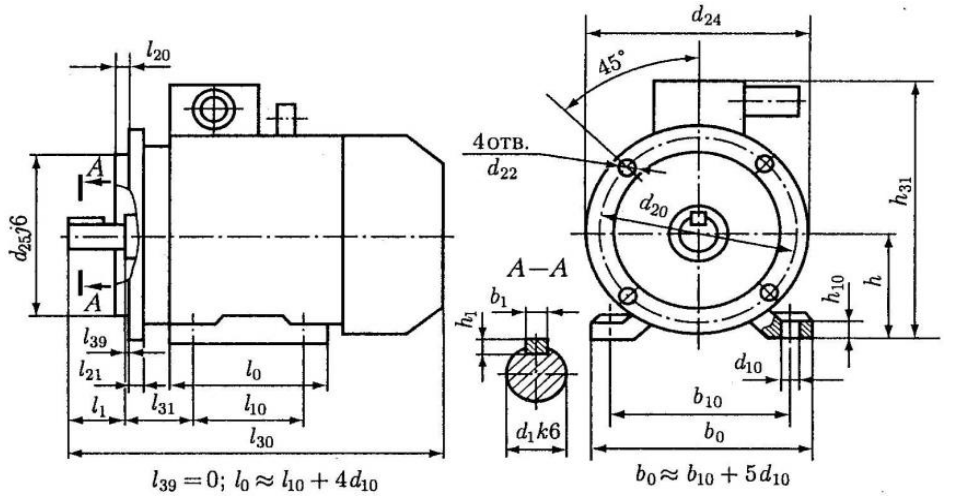
Рисунок Г2 – Примеры установки манжет

Таблица А.6 – Основные размеры асинхронных двигателей серии АИР, мм [2] (по ТУ 16 – 525.564 – 84).

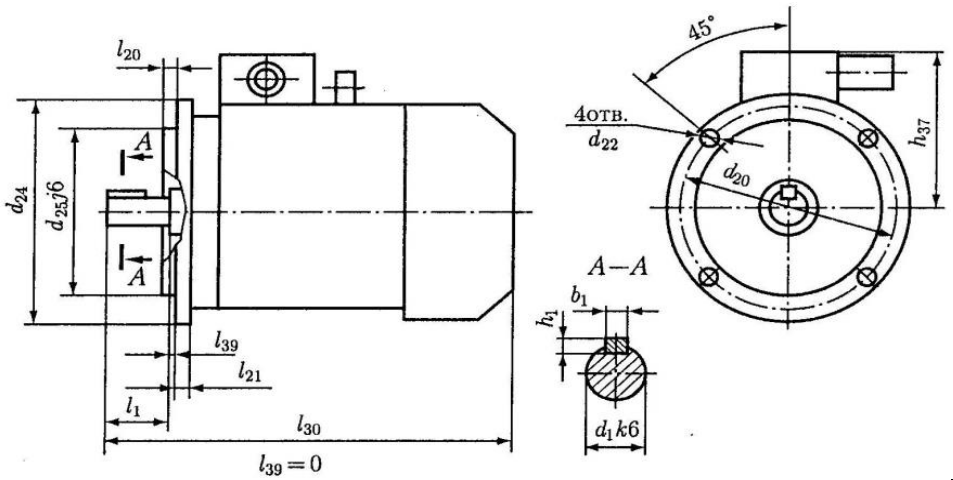
Исполнение IM1081



Исполнение IM2081



Исполнение IM3081



Основные размеры асинхронных двигателей серии АИР, мм

Тип двигателя	Число полюсов	Исполнение																		
		IM1081, IM2081, IM3081					IM1081	IM1081 и IM 2081							IM2081 и IM3081						IM3081
		d_1	l_1	l_{30}	b_1	h_1	d_{30}	l_{10}	l_{31}	d_{10}	b_{10}	h	h_{10}	h_{31}	l_{20}	l_{21}	d_{20}	d_{22}	d_{24}	d_{25}	h_{37}
71A, B	2, 4, 6, 8	19	40	273	6	6	170	90	45	7	112	71	9	188	3,5	10	165	12	200	130	117
80A		22	50	297			190	100	50	10	125	80	10	205							125
80B				321																	
90L		24		337	8	7	210	125	56		140	90	11	225	4	12	215	15	250	180	135
100S		28	60	360			240	112	63	12	160	100	12	247		14					147
100L				391				140													
112M	2, 4, 6, 8	32	80	435	10	8	246		70		190	112		285		16	265		300	230	173
132S	4, 6,8	38		460			288		89		216	132	13	325	5	18	300	19	350	250	193
132M	2, 4, 6, 8			498				178													
160S	2	42	110	630	12		334		108	15	254	160	18	385		15					225
	4, 6,8	48			14	9															
160M	2	42		660	12	8		210													
	4, 6,8	48			14	9															
180S	2	48		630	14	9	375	203	121		279	180	20	448		18	350		400	300	260
	4	55			16	10															
180M	2	48		680	14	9		241													
	4,6,8	55			16	10															

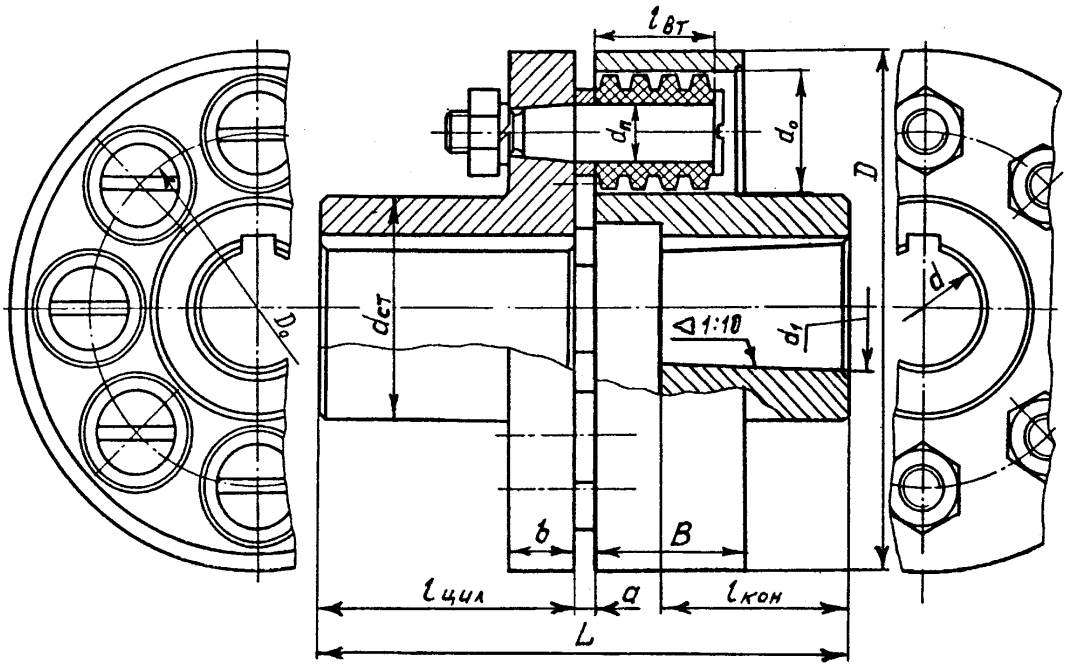
Примечания:

1. Фланцы исполняют с отверстиями d_{22} гладкими или резьбовыми. Размеры фланца с резьбовыми отверстиями – см. ГОСТ 28330–89.

2. Выступающие концы валов двигателей изготовляют следующих исполнений: – цилиндрические со шпонкой; – цилиндрические без шпонки с резьбовым концом; – цилиндрические со шпонкой с резьбовыми концом; – конические без шпонки с резьбовым концом; – конические со шпонкой с резьбовым концом; – конические со шпонкой и внутренней резьбой.

3. В настоящее время двигатели трёхфазные асинхронные с короткозамкнутым ротором серии АИР изготавливаются по ТУ РБ 05755950-420-93.

Таблица А.7 – Муфты упругие втулочно-пальцевые по ГОСТ 21424 – 93 [4].



Номинальный вращающий момент *T*, Н·м	Размеры в мм													
	d; d₁	D	$l_{цил}$		$l_{кон}$		L				*b*	*B*	$d_{ст}$	*a*
			Исп 1	Исп 2	Исп 3	Исп 4	Исп 1	Исп 2	Исп 3	Исп 4				
31,5	16; 18; 19	90	40	28	30	18	84	60	84	60	16	20	32	4
63	20; 22; 24	100	50	36	38	24	104	76	104	76	16	20	38	4
125	25; 28	120	60	42	44	26	125	89	125	89	18	32	50	5
	30	120	80	58	60	38	165	121	165	121	18	32	56	5
250	32;35; 36; 38	140	80	58	60	38	165	121	165	121	18	32	67	5
	40; 42; 45	140	110	82	85	56	225	169	225	169	18	32	75	5
500	40; 42; 45	170	110	82	85	56	225	169	225	169	18	32	80	5
710	45; 48;50	190	110	82	85	56	226	170	226	170	24	40	95	6
	55; 56	190	110	82	85	56	226	170	226	170	24	40	95	6
1000	50; 55; 56	220	110	82	85	56	226	170	226	170	24	40	100	6
	60;63; 65; 70	220	140	105	107	72	286	216	286	216	24	40	120	6

Номинальный вращающий момент T, Н·м	Размеры в мм													
	d; d_1	D	$l_{цил}$		$l_{кон}$		L				b	B	$d_{ст}$	a
			Исп 1	Исп 2	Исп 3	Исп 4	Исп 1	Исп 2	Исп 3	Исп 4				
2000	63;65; 71; 75	250	140	105	107	72	288	218	288	218	30	48	130	8
	80; 85; 90	250	170	130	135	195	348	268	348	268	30	48	150	8

Примечания:

1. Полумуфты изготовляют следующих исполнений :

1 – с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12080-66;

2 – с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;

3 – с коническими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12081-72;

4 – с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12081-72;

2. Допускается сочетание полумуфт разных исполнений с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального вращающего момента.

3. Пример условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом Т=710 Нм : одна из полумуфт диаметром d =48 мм, исполнения 1, другая диаметром d =45 мм исполнения 2, климатического исполнения У (работа в районах с умеренным климатом) категории размещения 3 (работа в закрытом помещении):

Муфта упругая втулочно – пальцевая 710 – 48 –1 – 45 – 2 У3 ГОСТ 21424 – 93

Следует обратить внимание, что в обозначении муфты МУВП после значения T указывают обозначение полумуфты с отверстиями для крепления пальцев.

Таблица А.8 – Муфты упругие втулочно-пальцевые по ГОСТ 21424 – 93 (дополнительные параметры) [4]

T, Н·м		31,5	63	125	250	500	710	1000	2000
Частота вращения n, мин$^{-1}$ (не более)		6350	5700	4600	3800	3600	3000	2850	2300
Смещение осей валов (не более)	радиальное Δ, мм	0,2		0,3			0,4		
	угловое γ, град	1˚30´				1˚00´			
	осевое λ, мм	3							
Дополнительные размеры	d_0	20	20	28	28	28	36	36	48
	$l_{ВТ}$	13	13	26	26	26	33	33	41
	$d_П$	10	10	14	14	14	18	18	24
	D_0	63	71	90	105	130	140	160	200
	число пальцев	4	6	4	6	8	8	10	10

Учебное издание

Составители: С.В. Монтик, зав. кафедрой МЭА, к.т.н, доцент
А.А. Волощук, ст. преподаватель кафедры МЭА, м.т.н.
Я.А. Акулич, ст. преподаватель кафедры МЭА, м.т.н.

Методическое пособие
к курсовому проектированию по дисциплине
«Детали машин»
для студентов технических специальностей.

Часть 2

Ответственный за выпуск Монтик С.В.
Редактор.

Подписано к печати .2023 г. Формат 60x84/16 Бумага писчая N 1. Усл. п.л. ____. Уч. изд. л. . Заказ N . Тираж 20 экз. Отпечатано на ризографе Учреждения образования «Брестский государственный технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ
УЧРЕЖДЕНИЕ ОБРАЗОВАНИЯ
«Брестский государственный технический университет»

Кафедра «Машиностроение и эксплуатация автомобилей»

Методическое пособие

к курсовому проектированию по дисциплине
«Детали машин»
для студентов технических специальностей.

Часть 3

Брест 2024

УДК 621.822.6

Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей, часть 3, содержит пример конструирования зубчатых колес редуктора и расчет соединений вал-ступица (шпоночные соединения) для редуктора, а также необходимые справочные данные и список рекомендуемой литературы. Методическое пособие может использоваться при выполнении практических работ и подготовке к экзамену по данной дисциплине. В 3 частях.

Составитель: С.В.Монтик, зав. кафедрой МЭА, к.т.н, доцент

Рецензенты: зам. главного инженера – главный конструктор ОАО «Брестский электромеханический завод» Полуляшин Р.А.
зав. кафедрой машиноведения БрГТУ, к.т.н., доцент Голуб В.М.

© Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет» 2024

6 КОНСТРУИРОВАНИЕ КОЛЕС РЕДУКТОРА

Общие рекомендации по разработке конструкции цилиндрических зубчатых колес

Конструкции цилиндрических зубчатых колес представлены на рис. 6.1…6.2. Меньшее из пары зубчатых колес называется шестерней, большее – колесом. Термин “зубчатое колесо” является общим и относится как к шестерне, так и колесу. Шестерни чаще всего изготавливают за одно целое с валом, получая так называемые валы-шестерни. На рис. 6.1, *а*, *б* показаны быстроходные (входные) валы-шестерни, а на рис. 6.1, *в*, *г* – промежуточные валы-шестерни. Жесткость и точность вала-шестерни выше, чем вала и насадной шестерни, а стоимость производства ниже за счет уменьшения числа посадочных поверхностей и отсутствия соединения (например, шпоночного). Насадные шестерни применяют в открытых зубчатых передачах, а также в тех случаях, когда по условиям сборки невозможна установка одного из зубчатых колес на валу, например, колеса быстроходной ступени, устанавливаемого на промежуточном валу двухступенчатого редуктора с раздвоенной тихоходной ступенью. В данном случае одну шестерню выполняют за одно целое с валом, а вторую насадной. При этом, по условиям прочности минимальная толщина S_{min} тела насадной шестерни (рис. 6.1, *д*) принимается в зависимости от модуля m:

m, мм	*1,5*	*2,0*	*2,5*	*4,0*	*5,0*	*6,0*
S_{min}, мм	4 m	3,8 m	3,5 m	3 m	2,8 m	2,5 m

В конструкции промежуточного вала-шестерни на рис. 6.1, *г* обе шестерни раздвоенной косозубой тихоходной ступени выполнены за одно целое с валом, так как диаметр ступени вала под ступицей насадного колеса $d_k > d_{a1}$, что обеспечивает его установку.

В зависимости от соотношения диаметров впадин зубьев шестерни d_{f1} и вала зубья нарезают со свободным входом и выходом инструмента (рис. 6.1, *а*, *в*), либо углубляясь в тело вала частично (рис. 6.1, *б*) или полностью (рис. 4.12, *в*). При углублении зуба в тело вала следует учитывать выход фрезы $l_{\text{ВЫХ}}$ (рис. 6.1, *б*, *г*), который определяют графически по диаметру фрезы $D_{\text{ф}}$, принимаемому в зависимости от модуля m [2, 3].

Заготовкой для вала-шестерни при единичном типе производства служит круглый прокат, при серийном и массовом – поковка.

Основными элементами цилиндрического насадного колеса являются обод (или зубчатый венец), диск и ступица (рис. 6.2, *в*, *г*). В ряде конструкций колес диск может отсутствовать, а обод объединяться со ступицей (рис. 6.2, *а*, *б*).

На рис. 6.2, *а*…*в* показаны формы насадных цилиндрических колес, применяемые при единичном и мелкосерийном производствах. Колеса небольших размеров ($d_{a2} < 100$ мм) изготавливают точением из круглого проката. При $d_{a2} = 100 \ldots 500$ мм в качестве заготовок используют поковки, получаемые свободной ковкой. У колес, заготовки которых получают из круглого проката или свободной ковкой, обрабатывают все поверхности.

Колеса небольшого размера ($d_{a2} < 80$ мм) выполняют преимущественно в виде сплошных дисков. При $d_{a2} \geq 80$ мм для уменьшения объема точной обработки резанием базовых поверхностей, на дисках выполняют небольшие выточки глубиной 1…2 мм с более грубой обработкой (рис. 6.2, *а*, *б*).

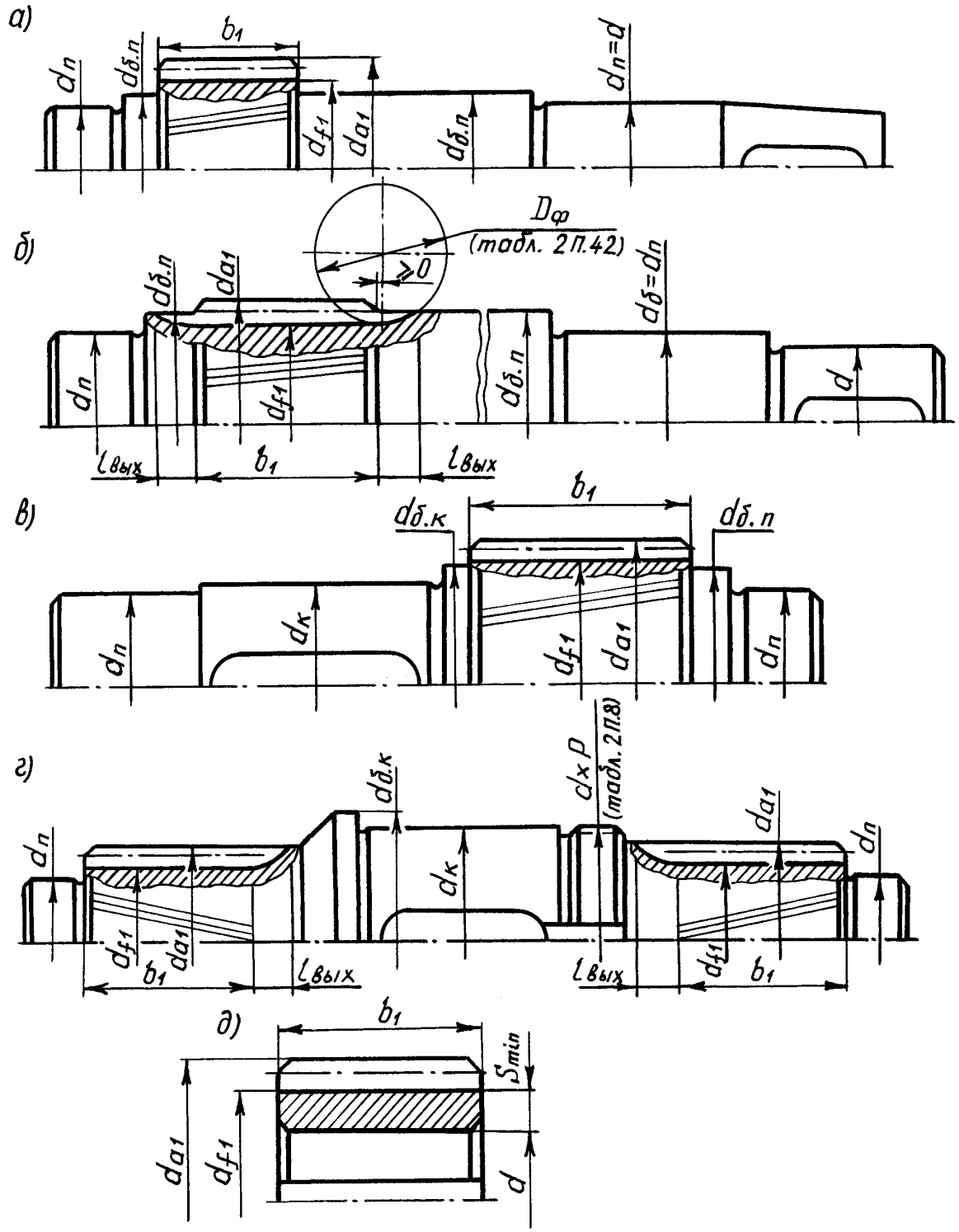


Рисунок 6.1 – Конструкция цилиндрических зубчатых колес [3]
(*а, б, в, г* – вал-шестерня; *д* – насадная шестерня)

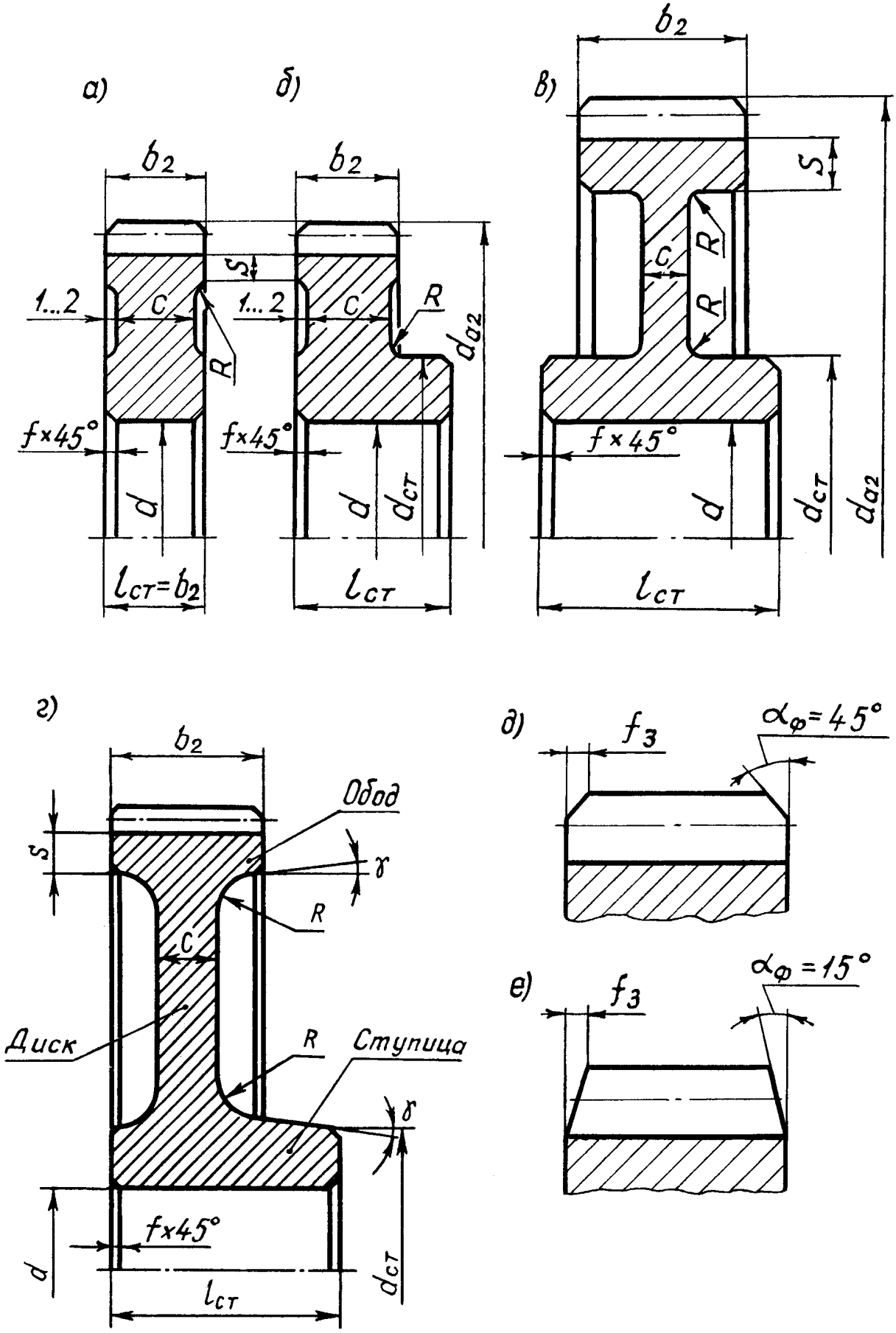


Рисунок 6.2 – Конструкция цилиндрических зубчатых колес (насадные колеса) [3]

В целях уменьшения массы колес диаметрами $d_{a2} = 250 \ldots 500$ мм глубину выточек по торцам увеличивают, получая при этом колесо с диском (рис. 6.2, *в*). В мелкосерийном производстве наряду со свободной ковкой для получения заготовок малых и средних размеров находит применение ковка в односторонних подкладных штампах. Колесо в данном случае имеет глубокую одностороннюю выемку с расположением ступицы со стороны подкладного штампа. С этой же стороны заготовка, с целью облегчения ее выемки из штампа, имеет уклоны $\gamma \geq 7°$ и радиусы закруглений $R \geq 6$ мм. С противоположной стороны на торце колеса выполняют выточку глубиной 1…2 мм.

В среднесерийном, крупносерийном и массовом производствах заготовки колес диаметрами $d_{a2} \leq 500$ мм получают в основном штамповкой в двухсторонних штампах. Заготовка в данном случае максимально приближена к форме готового колеса (рис. 6.2, *г*), имеет достаточно чистую поверхность и не требует обработки нерабочих поверхностей. Облегчение выемки заготовки из двухстороннего штампа обеспечивается, как и в односторонних подкладных штампах, назначением уклонов $\gamma \geq 7°$ и радиусов закруглений $R \geq 6$ мм. При крупносерийном и массовом производствах нарезание зубьев производится при обработке колес пакетами. По этой причине длину ступицы колеса $l_{\text{ст}}$ принимают равной или меньше ширины венца b_2. Если ступица выступает с одной стороны, то нарезание в пакете возможно только двух колес. Во всех остальных случаях ступица колеса может располагаться симметрично или несимметрично относительно обода в зависимости от конструкции редуктора. При этом нарезание зубьев проводят отдельно для каждого колеса.

При диаметрах колес $d_{a2} > 500$ мм их изготавливают литыми из углеродистых или легированных сталей (кроме единичного производства). При единичном производстве для колес таких размеров применяют сварную заготовку.

Следует отметить, что окончательная длина ступицы колеса $l_{\text{ст}}$ может быть принята только после расчета соединения колеса с валом (шпоночного, шлицевого или с натягом).

С целью облегчения обработки и транспортировки колес, в дисках иногда выполняют четыре отверстия, размеры которых принимают конструктивно.

Таблица 6.1 – Размеры конструктивных элементов цилиндрических зубчатых колес, мм

<table>
<tr><th rowspan="2">Элемент колеса</th><th rowspan="2">Параметр</th><th colspan="3">Способ получения заготовки</th></tr>
<tr><th>Круглый прокат (рис. 6.2, а)</th><th>Свободная ковка (рис. 6.2, б, в)</th><th>Штамповка (рис. 6.2, г)</th></tr>
<tr><td rowspan="3">Обод</td><td>Диаметр</td><td>$d_{a2} < 100$ мм</td><td>б) $d_{a2} = 100 \ldots 250$ мм
в) $d_{a2} = 250 \ldots 500$ мм</td><td>$d_{a2} = 100 \ldots 500$ мм</td></tr>
<tr><td>Толщина</td><td colspan="3">$S = (2 \ldots 4)m \geq 10$ мм</td></tr>
<tr><td>Ширина</td><td colspan="3">b_2</td></tr>
<tr><td rowspan="3">Ступица</td><td>Диаметр внутренний</td><td colspan="3">$d = d_k$ (здесь d_k– диаметр вала под колесом)</td></tr>
<tr><td>Диаметр наружный</td><td colspan="3">$d_{\text{ст}} = 1{,}55d$</td></tr>
<tr><td>Длина</td><td>$l_{\text{ст}} = b_2$</td><td colspan="2">$l_{\text{ст}} = (0{,}8 \ldots 1{,}5)d$
[оптимальное значение $l_{\text{ст}} = (1 \ldots 1{,}2)d$]</td></tr>
<tr><td>Диск</td><td>Толщина</td><td>$C = b_2 - (2 \ldots 4)$ мм</td><td colspan="2">$C = b_2 - (2 \ldots 4)$ мм – рис. 6.2, б
$C = (0{,}3 \ldots 0{,}4)b_2 \geq 10$ мм – рис. 6.2, в, г</td></tr>
</table>

Элемент колеса	Параметр	Способ получения заготовки		
		Круглый прокат (рис. 6.2, *а*)	Свободная ковка (рис. 6.2, *б, в*)	Штамповка (рис. 6.2, *г*)
	Радиусы скруглений	$R \geq 1$ мм		$R \geq 6$ мм
	Уклон	–	–	$\gamma \geq 7°$

Примечания:
1. Размер фаски f в отверстии ступицы диаметром d принимают по табл. А.1 приложения. Размеры фасок по углам наружной поверхности ступицы и обода колеса принимают такого же размера f.
2. На торцах зубьев выполняют фаски $f_з = (0{,}5 \ldots 0{,}7)m$ (см. рис. 6.2, *д, е*) и округляют до ближайшего стандартного значения, выбираемого из ряда: *1,0; 1,2; 1,6; 2,0; 2,5; 3,0; 4,0; 5,0*.
3. Угол фаски $\alpha_Ф$ (см. рис. 6.2, *д, е*):
- на колесах с прямыми зубьями $\alpha_Ф = 45°$;
- на колесах с косыми зубьями при твердости рабочих поверхностей $H_2 \leq 350\ HB - \ \alpha_Ф = 45°$;
- при твердости рабочих поверхностей $H_2 > 350\ HB\ - \alpha_Ф = 15 \ldots 20°$.

В приведенном ниже примере расчета используются данные из пособия [1, 2].

Пример выполнения раздела курсового проекта

6 Конструирование колес редуктора

6.1 Конструирование зубчатого колеса быстроходной ступени

Колесо выполняется насадным и устанавливается на промежуточном валу редуктора.

Исходные данные

Параметры зубчатого колеса (по данным примера из [1, 2]):
- модуль $m_n = 2{,}5$ мм
- число зубьев $z_2 = 98$
- угол наклона зуба $\beta = 14{,}83502°$
- ширина зубчатого венца $b_2 = 47$ мм
- делительный диаметр $d_2 = 253{,}45$ мм
- диаметр впадин $d_{f2} = 247{,}20$ мм
- диаметр вершин $d_{a2} = 258{,}45$ мм

Материал колеса: сталь 45, термообработка: улучшение, твердость зубьев на активной поверхности: 232…262 НВ.

Диаметр вала, на который устанавливается зубчатое колесо $d = d_k = 80$ мм (см. рис. 6.3).

Тип производства: *среднесерийное производство.*

Для среднесерийного производства, принимаем для изготовления колеса заготовку, полученную штамповкой в двухсторонних штампах

Способ получения заготовки: *штамповка*

Определение размеров конструктивных элементов цилиндрического косозубого колеса быстроходной ступени

Определение размеров конструктивных элементов цилиндрического косозубого колеса быстроходной ступени представлено в таблице 6.2. Рассчитанные размеры принимаются по ряду нормальных линейных размеров по ГОСТ 6636-69 (см. [1], таблица А.4).

Таблица 6.2 - Определение размеров конструктивных элементов цилиндрического косозубого колеса быстроходной ступени (см. рис.6.3).
Тип производства - *среднесерийное производство*
Способ получения заготовки – *штамповка*

Элемент колеса	Параметр	Обозначение, формула	Расчет и полученное значение
Зубчатый венец	Делительный диаметр	d_2, мм	$d_2 = 253{,}45$ мм
	Диаметр вершин	d_{a2}, мм	$d_{a2} = 258{,}45$ мм
	Диаметр впадин	d_{f2}, мм	$d_{f2} = 247{,}20$ мм
Обод	Толщина	$S = (2 \dots 4)m$ ≥ 10 мм	$S = (2 \dots 4) \cdot 2{,}5 = 5 \dots 10$мм. $S = 10$ мм
	Ширина	b_2	47 мм
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_k$	45 мм
	Диаметр наружный	$d_{\text{СТ}} = 1{,}55d$	$d_{\text{СТ}} = 1{,}55 \cdot 45 = 69{,}75$мм. $d_{\text{СТ}} = 71$мм
	Длина	$l_{\text{СТ}} = (1 \dots 1{,}2)d$	$l_{\text{СТ}} = (1 \dots 1{,}2) \cdot 45 = 45..54$ мм Принимаем $l_{\text{СТ}} = 53$ мм.
Диск	Толщина	$C = (0{,}3 \dots 0{,}4)b_2$ ≥ 10 мм	$C = (0{,}3 \dots 0{,}4) \cdot 47 =$ $= 14{,}1 \dots 18{,}8$ мм. Принимаем $C = 15$ мм.
	Радиусы скруглений	$R \geq 6$ мм	$R = 6$ мм
	Уклон	$\gamma \geq 7°$	$\gamma = 7°$
	Фаски на торцах зубчатых колес	$f_з = (0{,}5 \dots 0{,}7)m$	$f_з = (0{,}5 \dots 0{,}7) \cdot 2{,}5 =$ $= 1{,}25 \dots 1{,}75$ мм. Принимаем $f_з = 1{,}6$ мм.
	Угол фаски	$\alpha_ф$, градус	$\alpha_Ф = 45°$

Элемент колеса	Параметр	Обозначение, формула	Расчет и полученное значение
	Фаски в отверстии ступицы, по углам наружной поверхности ступицы и обода колеса	f, табл. А.1, мм	$f = 1{,}6$ мм.

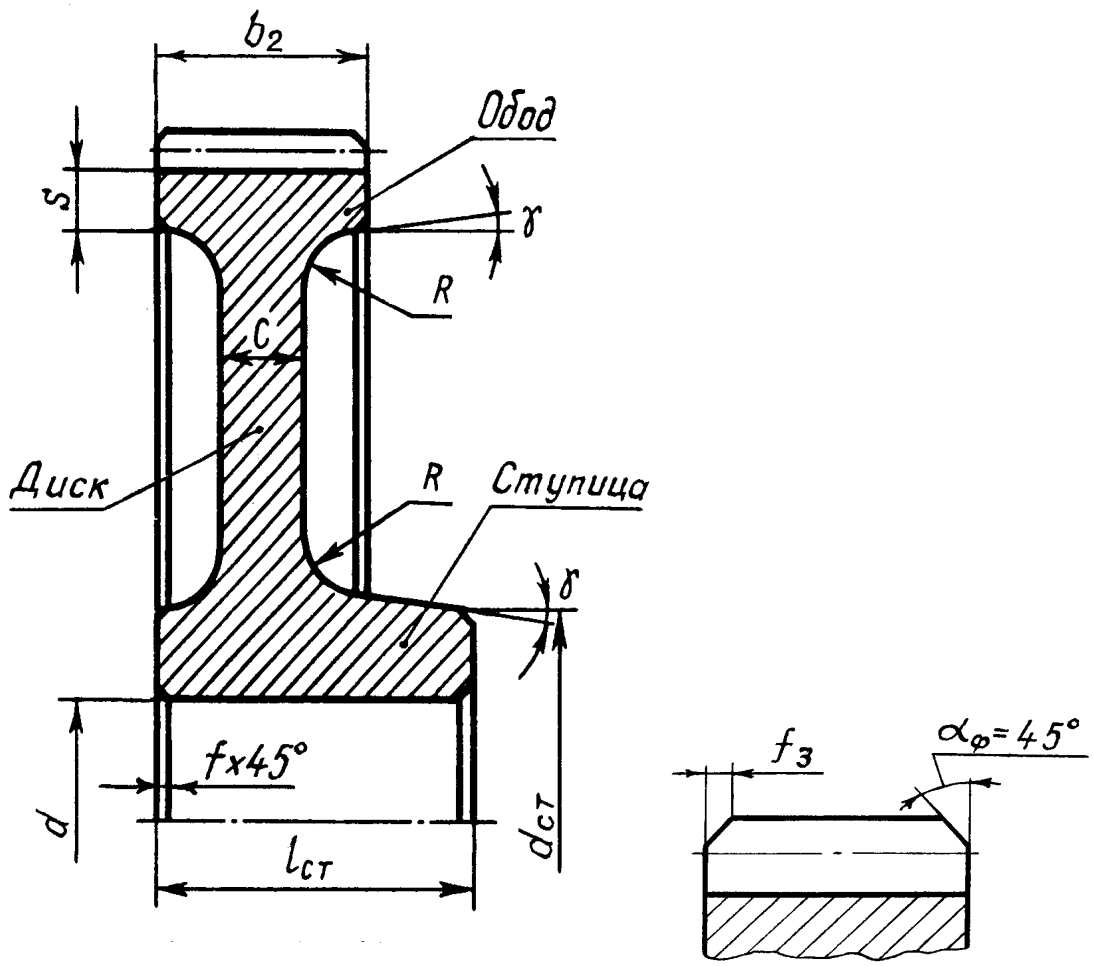


Рисунок 6.3 – Размеры конструктивных элементов насадных цилиндрических косозубых колес редуктора

6.2 Конструирование зубчатого колеса тихоходной ступени

Колесо выполняется насадным и устанавливается на тихоходном валу редуктора.

Исходные данные

Параметры зубчатого колеса (по данным примера из [1, 2]):

- модуль $m_n = 4$ мм
- число зубьев $z_2 = 76$
- угол наклона зуба $\beta = 8{,}32049°$
- ширина зубчатого венца $b_2 = 60$ мм
- делительный диаметр $d_2 = 307{,}23$ мм
- диаметр впадин $d_{f2} = 297{,}23$ мм
- диаметр вершин $d_{a2} = 315{,}23$ мм

Материал колеса: сталь 40Х, термообработка: улучшение, твердость зубьев на активной поверхности: 269…302 НВ.

Диаметр вала, на который устанавливается зубчатое колесо $d = d_k = 80$ мм (см. рис. 6.3).

Тип производства: *среднесерийное производство.*

Для среднесерийного производства, принимаем для изготовления колеса заготовку, полученную штамповкой в двухсторонних штампах

Способ получения заготовки: *штамповка*

Определение размеров конструктивных элементов цилиндрического косозубого колеса тихоходной ступени

Определение размеров конструктивных элементов цилиндрического косозубого колеса тихоходной ступени представлено в таблице 6.3.

Таблица 6.3 - Определение размеров конструктивных элементов цилиндрического косозубого колеса тихоходной ступени (см. рис.6.3).
Тип производства - *среднесерийное производство*
Способ получения заготовки – *штамповка*

Элемент колеса	Параметр	Обозначение, формула	Расчет и полученное значение
Зубчатый венец	Делительный диаметр	d_2, мм	$d_2 = 307{,}23$ мм
	Диаметр вершин	d_{a2}, мм	$d_{a2} = 315{,}23$ мм
	Диаметр впадин	d_{f2}, мм	$d_{f2} = 297{,}23$ мм
Обод	Толщина	$S = (2 \dots 4)m \geq 10$ мм	$S = (2 \dots 4) \cdot 4 = 8 \dots 16$ мм. $S = 16$ мм
	Ширина	b_2	60 мм
Ступица	Диаметр внутренний	$d = d_k$	80 мм
	Диаметр наружный	$d_{\text{СТ}} = 1{,}55d$	$d_{\text{СТ}} = 1{,}55 \cdot 80 = 124$ мм. $d_{\text{СТ}} = 125$ мм

Элемент колеса	Параметр	Обозначение, формула	Расчет и полученное значение
	Длина	$l_{\text{СТ}} = (1 \ldots 1{,}2)d$	$l_{\text{СТ}} = (1 \ldots 1{,}2) \cdot 80 = 80..96$ мм Принимаем $l_{\text{СТ}} = 95$ мм.
Диск	Толщина	$C = (0{,}3 \ldots 0{,}4)b_2$ ≥ 10 мм	$C = (0{,}3 \ldots 0{,}4) \cdot 60 =$ $= 18 \ldots 24$ мм. Принимаем $C = 20$ мм.
	Радиусы скруглений	$R \geq 6$ мм	$R = 6$ мм
	Уклон	$\gamma \geq 7°$	$\gamma = 7°$
	Фаски на торцах зубчатых колес	$f_з = (0{,}5 \ldots 0{,}7)m$	$f_з = (0{,}5 \ldots 0{,}7) \cdot 4 =$ $= 2 \ldots 2{,}8$ мм. Принимаем $f_з = 2{,}5$ мм.
	Угол фаски	$\alpha_ф$, градус	$\alpha_Ф = 45°$
	Фаски в отверстии ступицы, по углам наружной поверхности ступицы и обода колеса	f, табл. А.1, мм	$f = 2{,}0$ мм.

9 РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ ВАЛ-СТУПИЦА ДЛЯ РЕДУКТОРА

Общие рекомендации

Для соединения валов со ступицами деталей (зубчатые и червячные колеса, шкивы ременных передач, звёздочки цепных передач, муфты) применяют шпоночные и шлицевые соединения, а также соединения с натягом, которые препятствуют относительному повороту вала и установленной на нём детали и передают вращающий момент *T*.

Шпоночное соединение

Основным элементом данного соединения является шпонка. В индивидуальном и серийном производстве наибольшее распространение получили призматические шпонки со скруглёнными или плоскими торцами. Все размеры шпонок и допуски на них стандартизованы. Стандарт предусматривает для каждого диаметра вала d определенные размеры поперечного сечения шпонки (ширину b и высоту h) и глубины пазов (вала t_1 и ступицы t_2) (см. табл. А.2 приложения). Стандартной величиной должна быть и полная длина шпонки l.

При проектных расчетах размеры поперечного сечения шпонки $b \times h$ и глубину паза вала t_1 принимают в зависимости от диаметра ступени вала в месте установки шпонки (для ступеней вала цилиндрической формы и цилиндрических концов валов – по табл. А.2 приложения, для конических концов валов – по [3] (табл. 2П.2)). Полную длину шпонки l принимают на 5…10 мм меньше длины ступицы детали $l_{\text{СТ}}$ и затем округляют до стандартного размера, указанного в примечании 1 к табл. А.2. В качестве расчетной длины шпонки l_P принимают:

а) для исполнения 1 (оба торца шпонки скругленные) $l_P = l - b;$

б) для исполнения 2 (оба торца шпонки плоские) $l_P = l;$

в) для исполнения 3 (один торец шпонки скругленный, второй плоский)

$l_P = l - b/2$

При определении l_P принимают стандартное значение полной длины шпонки l **.**

После этого проверяют условие прочности шпоночного соединения призматической шпонкой по напряжениям смятия $\sigma_{\text{СМ}}$:

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1) l_P} \leq [\sigma_{\text{СМ}}], \qquad (9.1)$$

где $\sigma_{\text{СМ}}$ – МПа; T – вращающий момент, передаваемый участком вала, где установлена шпонка,$\text{Н} \cdot \text{м}$; d – мм (для конического конца вала вместо d подставляют средний диаметр $d_{CP} = d - 0{,}05 l_K$, здесь d – номинальный диаметр вала; l_K – длина конического участка вала по [3] (табл. 2П.2)); h – мм; t_1 - мм (для конического конца вала – в среднем сечении по табл. А.2 приложения).

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma_{\text{СМ}}]$ для неподвижных соединений рекомендуется принимать: при переходных посадках $[\sigma_{\text{СМ}}]$ = 80…150 МПа, при посадках с натягом $[\sigma_{\text{СМ}}]$ = 110…200 МПа (большие значения при стальной ступице детали, меньшие – при чугунной).

Если по условию (9.1) получилось $\sigma_{\text{СМ}} > [\sigma_{\text{СМ}}]$, то следует увеличить длину ступицы $l_{\text{СТ}}$. При этом новое значение $l_{\text{СТ}}$ не должно превышать $1{,}5d$. Если $l_{\text{СТ}} > 1{,}5d$, то шпоночное соединение следует заменить соединением с натягом или шлицевым (при этом сохраняется предварительно принятое значение $l_{\text{СТ}}$).

Опыт эксплуатации неподвижных шпоночных соединений показал, что их нормальная работа обеспечивается при установке на вал ступицы детали по посадке с натягом. Применение посадки с зазором не допускается.

При курсовом проектировании для шпоночного соединения призматической шпонкой рекомендуются следующие посадки колёс на валы:

а) цилиндрических прямозубых – ***H7/p6 (H7/r6);***

б) цилиндрических косозубых и червячных ***– H7/r6 (H7/s6);***

в) конических – ***H7/s6 (H7/t6);***

г) коробок передач – ***H7/k6 (H7/m6).***

Посадки без скобок относятся к нереверсивным передачам, посадки в скобках– к реверсивным.

Установка полумуфт, шкивов ременных передач и звёздочек цепных передач на цилиндрические концы валов при шпоночном соединении проводится по следующим посадкам:

а) при нереверсивной работе и умеренной нагрузке ($\tau \leq 15$ МПа) – ***H7/k6; H7/m6***;

б) при реверсивной работе, а также при сильно нагруженных валах (τ >15 МПа) - ***H7/n6***.

Посадки призматических шпонок регламентированы ГОСТ 23360-78. Ширину призматической шпонки выполняют по ***h9***. Поля допусков остальных размеров следующие:

а) ширины шпоночного паза вала – ***P9***;

б) ширины шпоночного паза в ступице детали: соединение неподвижное нереверсивной передачи – ***Js9***; соединение неподвижное реверсивной передачи – ***P9***; соединение подвижное в осевом направлении для любой передачи – ***D10***.

При установке деталей на валы по посадке с натягом в случае использования шпоночного соединения очень трудно совместить шпоночный паз в ступице детали со шпонкой вала. Поэтому для облегчения сборки в данном случае рекомендуется предусматривать направляющий цилиндрический участок вала с допуском по ***d11***. В таком случае путём свободного поворота колеса относительно вала можно предварительно совместить шпоночный паз колеса со шпонкой, а затем напрессовать колесо на вал.

Цилиндрические посадочные поверхности при использовании шпоночного соединения обычно шлифуют, для чего перед упорным буртиком предусматривают канавку для выхода шлифовального круга шириной c_k. С целью надёжного прижатия ступицы к упорному буртику длина ступицы детали должна быть больше длины посадочной поверхности вала на величину с ≥ 1 мм.

Для уменьшения напряжений смятия $\sigma_{\text{СМ}}$ в шпоночном соединении шпонку с закругленными торцами (исполнение 1) можно заменить шпонкой с плоскими торцами (исполнение 2), что увеличивает расчетную длину шпонки l_P. При этом допускается выход шпоночного паза вала на соседние ступени.

Если на валу предусмотрено несколько шпоночных пазов, то для удобства фрезерования их располагают вдоль одной образующей вала и выполняют одной ширины, принятой по меньшему диаметру вала.

В приведенном ниже примере расчета используются данные из пособия [1, 2].

Пример выполнения раздела курсового проекта

9 Расчет соединений вал-ступица для редуктора

9.1 Быстроходный (входной) вал

Шпонка установлена только под полумуфтой муфты упругой втулочно-пальцевой (МУВП) на конце входного вала цилиндрической формы.

По результатам расчета из [2]: размеры цилиндрического конца вала по ГОСТ 12080-66: диаметр $d_1 = 32$ мм, длина $l_1 = 58$ мм (исполнение – короткие), фаска 1,6 х 45°, радиус скругления 2,0 мм. Выбрана *Муфта упругая втулочно – пальцевая 250 – 38 –1 – 32 – 2 У3 ГОСТ 21424 – 93,* для которой длина ступицы (исполнение 2) $l_{\text{СТ}} = l_{\text{ЦИЛ}} = 58$ мм (см. таблицу А.3).

Для нереверсивной передачи установку полумуфты на вал осуществляем по переходной посадке ***H7/k6***. Полумуфты упругой втулочно-пальцевой муфты МУВП изготовляют

из чугуна марки СЧ 20 (ГОСТ 1412-85) или стали 35Л (ГОСТ 977-88). Принимаем материал полумуфт – чугун СЧ 20. Тогда для переходной посадки и чугунной ступицы $[\sigma_{\text{СМ}}]$ = 80 МПа.

По табл. А.2 приложения А для $d_1 = d = 32$ мм принимаем: *b* = 10 мм; *h* = 8 мм; t_1 = 5 мм. Полная длина шпонки

$$l = l_{\text{СТ}} - (5\ldots10) = 58 - (5\ldots10) = 53\ldots48 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $l = 50$мм (см. табл.А.2 приложения А).

Условное обозначение принятой шпонки: **Шпонка 10×8×50 ГОСТ 23360-78**.

Расчетная длина шпонки для исполнения 1 (оба торца шпонки скругленные)

$$l_P = l - b = 50 - 10 = 40 \text{ мм}.$$

Тогда расчетные напряжения смятия при вращающем моменте на валу $T = T_I = 52{,}84$ Н · м.

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1) l_P} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 52{,}84}{32 \cdot (8 - 5) \cdot 40} = 27{,}5 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{СМ}}] = 80 \text{ МПа}.$$

Прочность шпоночного соединения обеспечивается.

9.2 Промежуточный вал

Шпонка установлена под косозубым зубчатым колесом, длина ступицы которого составляет $l_{\text{СТ}} = 53$ мм (см. таблицу 6.2). Диаметр вала $d = d_k = 45$мм. Материал ступицы зубчатого колеса – сталь 45. Принимаем посадку колеса на вал с натягом ***H7/r6***. Тогда $[\sigma_{\text{СМ}}]$ = 200 МПа.

По табл. А.2 для *d* = 45 мм принимаем: *b* = 14 мм; *h* = 9 мм; t_1 = 5,5 мм. Полная длина шпонки

$$l = l_{\text{СТ}} - (5\ldots10) = 53 - (5\ldots10) = 48\ldots43 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $l = 45$ мм .

Условное обозначение принятой шпонки: **Шпонка 14×9×45 ГОСТ 23360-78**.

Расчетная длина шпонки для исполнения 1 (оба торца шпонки скругленные)

$$l_P = l - b = 45 - 14 = 31 \text{ мм}.$$

Тогда расчетные напряжения смятия при вращающем моменте на промежуточном валу $T = T_{II} = 278{,}31$ Н · м .

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1) l_P} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 278{,}31}{45 \cdot (9 - 5{,}5) \cdot 31} = 114 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{СМ}}] = 200 \text{ МПа}.$$

Прочность шпоночного соединения обеспечивается.

9.3 Тихоходный (выходной) вал

Шпонки установлены на конце вала под ступицей ведущей звездочки цепной передачи и под цилиндрическим косозубым колесом.

Рассмотрим шпоночное соединение ведущей звездочки. По результатам расчета из [2]: размеры цилиндрического конца вала по ГОСТ 12080-66: диаметр вала $d_1 = d = 52$ мм, длина $l_1 = l_{\text{СТ}} = 110$ мм (исполнение – длинные).

Для переходной посадки ***H7/k6*** (передача нереверсивная) и стальной ступицы $[\sigma_{\text{СМ}}]$ = 150 МПа.

По табл. А.2 приложения для *d* = 52 мм принимаем: *b* = 16 мм; *h* = 10 мм; t_1 = 6 мм. Полная длина шпонки

$$l = l_{\text{СТ}} - (5\ldots10) = 110 - (5\ldots10) = 105\ldots100 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $l = 100$ мм (см. примечание 1 к табл. А.2).

Условное обозначение принятой шпонки: **Шпонка 16×10×100 ГОСТ 23360-78**.

Расчетная длина шпонки l_p для исполнения 1 (оба торца шпонки скругленные)

$$l_P = l - b = 100 - 16 = 84 \text{ мм}.$$

Тогда расчетные напряжения смятия при вращающем моменте на промежуточном валу $T = T_{III} = 1136{,}53$ Н · м .

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1) l_P} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1136{,}53}{52 \cdot (10 - 6) \cdot 84} = 130{,}1 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{СМ}}] = 150 \text{ МПа}.$$

Прочность шпоночного соединения обеспечивается.

Рассмотрим шпоночное соединение цилиндрического косозубого колеса. Диаметр вала $d = d_k = 80$мм, длина ступицы $l_{\text{СТ}} = 95$ мм (см. табл. 6.3). Материал ступицы – сталь 40Х. Тогда для посадки с натягом ***H7/r6*** и стальной ступицы $[\sigma_{\text{СМ}}] = 200$ МПа.

По табл. А.2 для *d* = 80 мм принимаем: *b* = 22 мм; *h* = 14 мм; t_1 = 9 мм. Полная длина шпонки

$$l = l_{\text{СТ}} - (5\ldots10) = 95 - (5\ldots10) = 90\ldots85 \text{ мм}.$$

Принимаем стандартное значение $l = 90$ мм .

Условное обозначение принятой шпонки: **Шпонка 22×14×90 ГОСТ 23360-78**.

Расчетная длина шпонки для исполнения 1 (оба торца шпонки скругленные)

$$l_P = l - b = 90 - 22 = 68 \text{ мм}.$$

Тогда расчетные напряжения смятия при вращающем моменте на промежуточном валу $T = T_{III} = 1136{,}53$ Н · м .

$$\sigma_{\text{СМ}} = \frac{2 \cdot 10^3 T}{d(h - t_1) l_P} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1136{,}53}{80 \cdot (14 - 9) \cdot 68} = 83{,}6 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{СМ}}] = 200 \text{ МПа}.$$

Прочность шпоночного соединения обеспечивается.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей: в 3 ч. / Брест. гос. техн. ун-т ; сост.: С.В. Монтик [и др.].– Брест : БрГТУ, 2022. − Ч. 1. – 44 с.

2 Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей: в 3 ч. / Брест. гос. техн. ун-т ; сост.: С.В. Монтик, А.А. Волощук, Я.А. Акулич – Брест : БрГТУ, 2023. − Ч. 2. – 28 с.

3 Санюкевич, Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие. 2-е изд. исправл. и доп. – Брест: БрГТУ, 2004.– 488 с.

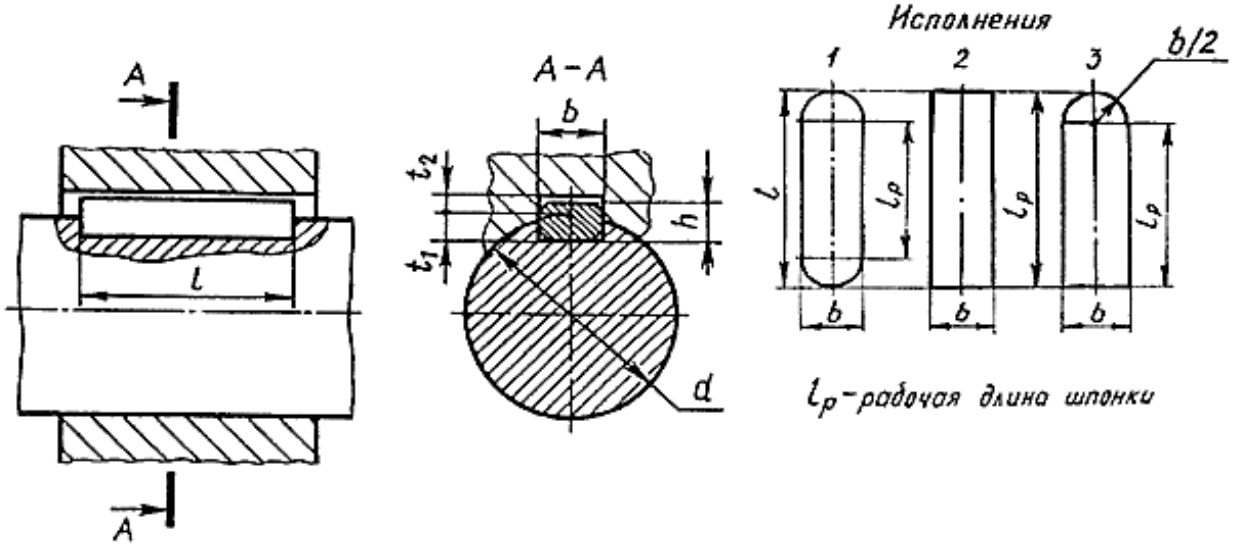
ПРИЛОЖЕНИЕ А

(справочное)

Таблица А.1 – Размер фаски f в отверстии ступицы диаметром d [3]

d	20…30	30…40	40…50	50…80	80…110	110…120	120…150
f	1,0	1,2	1,6	2,0	2,5	3,0	4,0

Таблица А.2 – Шпонки призматические по ГОСТ 23360-78 [3]



Размеры в мм				
Диаметр вала, d	Сечение шпонки		Глубина паза	
	b	h	*вала* t_1	*ступицы* t_2
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3
Св. 17 до 22	6	6	3,5	2,8
Св. 22 до 30	8	7	4	3,3
Св. 30 до 38	10	8	5	3,3
Св. 38 до 44	12	8	5	3,3
Св. 44 до 50	14	9	5,5	3,8
Св. 50 до 58	16	10	6	4,3
Св. 58 до 65	18	11	7	4,4
Св. 65 до 75	20	12	7,5	4,9
Св. 75 до 85	22	14	9	5,4
Св. 85 до 95	25	14	9	5,4
Св. 95 до 110	28	16	10	6,4
Св.110 до 130	32	18	11	7,4
Св. 130 до 150	36	20	12	8,4
Св. 150 до 170	40	22	13	9,4
Св. 170 до 200	45	25	15	10,4

Примечания :

1. Длины призматических шпонок l (*мм)* выбирают из ряда : 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 280; 320; 360; 400; 450; 500.

2. Примеры условного обозначения:

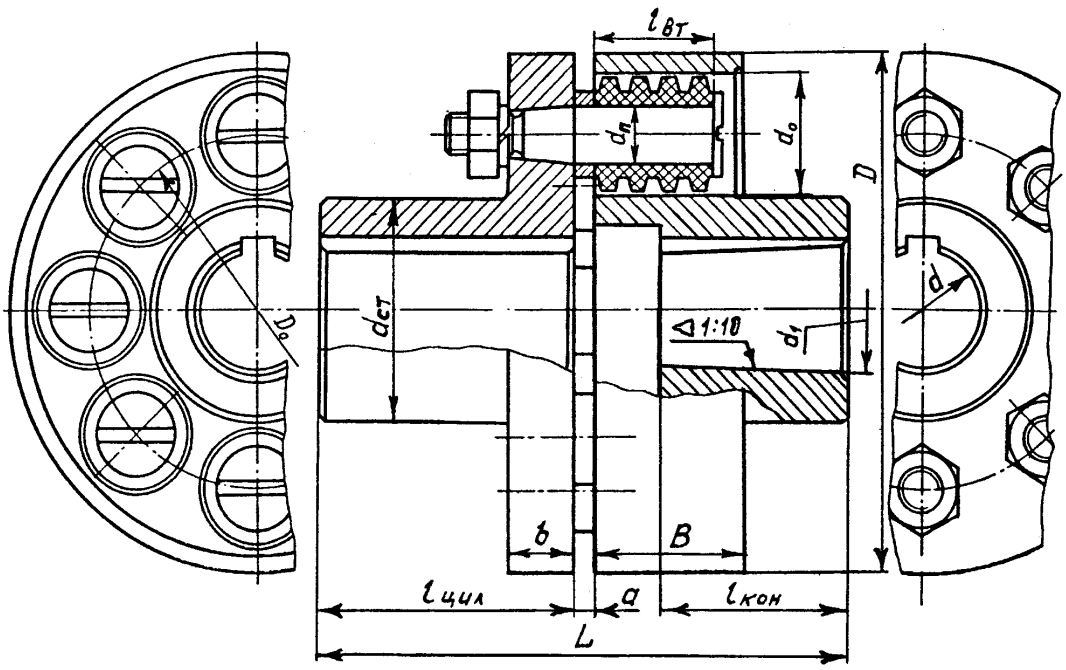
исполнение1, $b \times h \times l$ =14×9×100:

Шпонка 14×9×100 ГОСТ 23360-78.

То же, исполнение 2 :

Шпонка 2 - 14×9×100 ГОСТ 23360-78.

Таблица А.3 – Муфты упругие втулочно-пальцевые по ГОСТ 21424 – 93 [4].



Номинальный вращающий момент *T*, Н·м	Размеры в мм													
	d; d₁	D	$l_{цил}$		$l_{кон}$		L				*b*	*B*	$d_{ст}$	*a*
			Исп 1	Исп 2	Исп 3	Исп 4	Исп 1	Исп 2	Исп 3	Исп 4				
31,5	16; 18; 19	90	40	28	30	18	84	60	84	60	16	20	32	4
63	20; 22; 24	100	50	36	38	24	104	76	104	76	16	20	38	4
125	25; 28	120	60	42	44	26	125	89	125	89	18	32	50	5
	30	120	80	58	60	38	165	121	165	121	18	32	56	5
250	32;35; 36; 38	140	80	58	60	38	165	121	165	121	18	32	67	5

Номинальный вращающий момент T, Н·м	Размеры в мм													
	$d; d_1$	D	$l_{цил}$		$l_{кон}$		L				b	B	$d_{ст}$	a
			Исп 1	Исп 2	Исп 3	Исп 4	Исп 1	Исп 2	Исп 3	Исп 4				
	40; 42; 45	140	110	82	85	56	225	169	225	169	18	32	75	5
500	40; 42; 45	170	110	82	85	56	225	169	225	169	18	32	80	5
710	45; 48;50	190	110	82	85	56	226	170	226	170	24	40	95	6
	55; 56	190	110	82	85	56	226	170	226	170	24	40	95	6
1000	50; 55; 56	220	110	82	85	56	226	170	226	170	24	40	100	6
	60;63; 65; 70	220	140	105	107	72	286	216	286	216	24	40	120	6
2000	63;65; 71; 75	250	140	105	107	72	288	218	288	218	30	48	130	8
	80; 85; 90	250	170	130	135	195	348	268	348	268	30	48	150	8

Примечания:

1. Полумуфты изготовляют следующих исполнений :

1 – с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12080-66;

2 – с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66;

3 – с коническими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12081-72;

4 – с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12081-72;

2. Допускается сочетание полумуфт разных исполнений с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального вращающего момента.

3. Пример условного обозначения муфты с номинальным вращающим моментом Т=710 Нм : одна из полумуфт диаметром *d* =48 мм, исполнения 1, другая диаметром *d* =45 мм исполнения 2, климатического исполнения У (работа в районах с умеренным климатом) категории размещения 3 (работа в закрытом помещении):

Муфта упругая втулочно – пальцевая 710 – 48 –1 – 45 – 2 У3 ГОСТ 21424 – 93

Следует обратить внимание, что в обозначении муфты МУВП после значения *Т* указывают обозначение полумуфты с отверстиями для крепления пальцев.

Учебное издание

Составитель: С.В. Монтик, зав. кафедрой МЭА, к.т.н, доцент

Методическое пособие
к курсовому проектированию по дисциплине
«Детали машин»
для студентов технических специальностей.

Часть 3

Ответственный за выпуск Монтик С.В.
Редактор.

Подписано к печати .2024 г. Формат 60x84/16 Бумага писчая N 1. Усл. п.л. ____. Уч. изд. л. . Заказ N . Тираж экз. Отпечатано на ризографе Учреждения образования «Брестский государственный технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.

РАЗДЕЛ КОНТРОЛЯ ЗНАНИЙ

Тесты к экзаменам по дисциплине Детали машин

Составитель: Монтик С. В.

1 семестр изучения дисциплины

Задание #1

Вопрос:

Охарактеризуйте механические передачи путем сопоставления

Укажите соответствие для всех 6 вариантов ответа:

1) передачи зацеплением
2) передачи трением
3) передачи непосредственного контакта
4) передачи гибкой связью
5) редуктор
6) мультипликатор

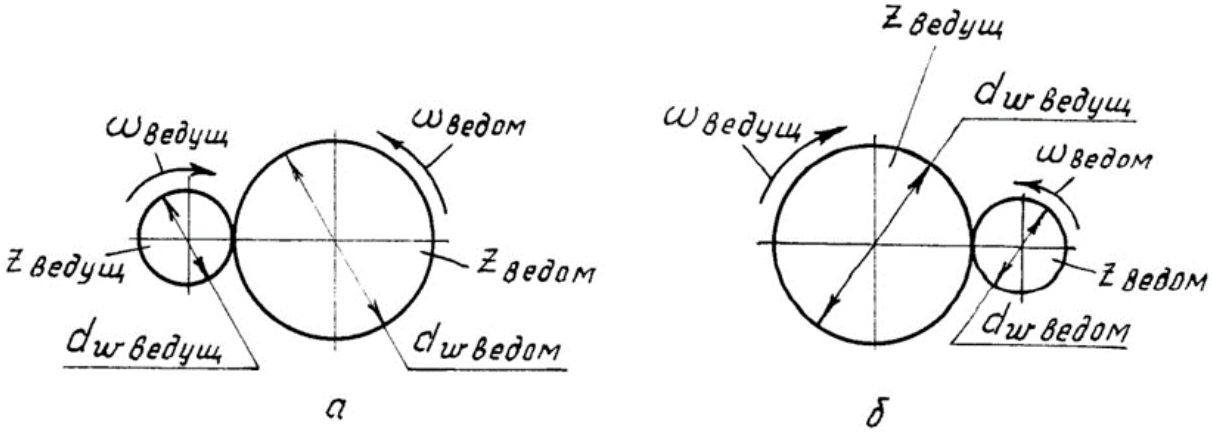
__ фрикционные вариаторы и ременные передачи
__ агрегат, состоящий из отдельного корпуса с понижающими передачами - это
__ агрегат, состоящий из отдельного корпуса с повышающими передачами - это
__ ременные передачи, цепные передачи
__ зубчатые, червячные, цепные передачи
__ фрикционные вариаторы, зубчатые, червячные передачи

Задание #2

Вопрос:

Охарактеризуйте механические передачи, изображенные на рисунке, а также понятия передаточного числа и передаточного отношения

Изображение:



Укажите соответствие для всех 6 вариантов ответа:

1) понижающая передача

2) повышающая передача
3) = Z_{MAX} / Z_{MIN}
4) = $n_{ведущ}$ / $n_{ведом}$ = $Z_{ведом}$ / $Z_{ведущ}$
5) u=i
6) u= 1 / i

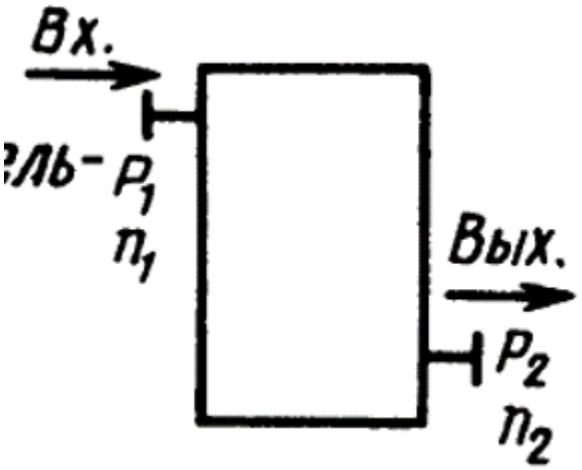
__ Передаточное число u определяется
__ Передаточное отношение i определяется ...
__ На рисунке Б изображена ...
__ Для понижающей передачи передаточное число и передаточное отношение соотносятся как
__ На рисунке А изображена ...
__ Для повышающей передачи передаточное число и передаточное отношение соотносятся как

Задание #3

Вопрос:

Охарактеризуйте свойства механических передач и их характеристики путем сопоставления

Изображение:



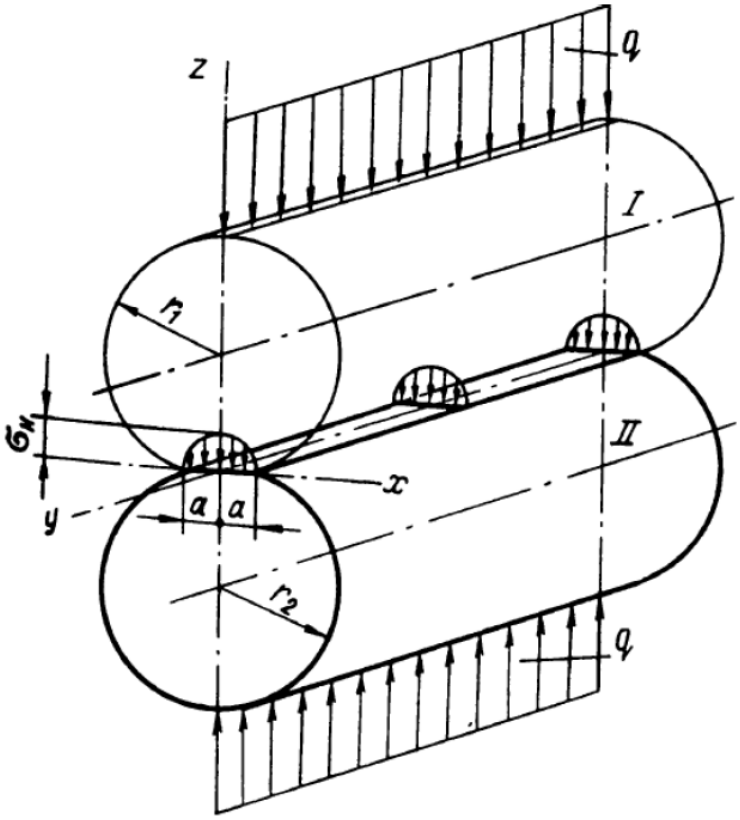
Укажите соответствие для всех 7 вариантов ответа:

1) отношение угловой скорости ведущего зубчатого колеса к угловой скорости ведомого
2) отношение большего числа зубьев к меньшему числу зубьев
3) $i_{ОБЩ} = i_1 + i_2 + \cdots i_n$
4) $i_{ОБЩ} = i_1 \cdot i_2 \ldots i_n$
5) $\eta = \frac{P_1}{P_2}$
6) $\eta = \frac{P_2}{P_1}$
7) произведению частных КПД отдельных элементов, составляющих привод (каждой кинематической пары (зубчатой, червячной, ременной и других

передач, подшипников, муфт)
8) сумме частных КПД отдельных элементов, составляющих привод (каждой кинематической пары (зубчатой, червячной, ременной и других передач, подшипников, муфт)
9) $T = 9550P/n$
10) $T_2 = T_1 \cdot i \cdot \eta$

__ КПД передачи равен
__ Общий КПД привода от двигателя до выходного вала равен
__ Передаточное отношение зубчатой пары i - это
__ Общее передаточное отношение привода, состоящего из нескольких последовательно расположенных передач 1, 2, n определяется
__ Передаточное число зубчатой пары u - это
__ Вращающий момент на валу определяют
__ Вращающий момент на ведомом валу по вращающему моменту на ведущем определяют

Задание #4
Вопрос:
Охарактеризуйте напряжения, возникновение которых изображено на рисунке, и которые рассчитываются по привденной формуле
Изображение:



$$\sigma_H = 0.418\sqrt{q \cdot E_{\text{ПР}}/\rho_{\text{ПР}}}$$

Укажите соответствие для всех 5 вариантов ответа:

1) контактны напряжения, Па
2) напряжения изгиба, Па
3) действуют только в пределах площадки контакта, сосредоточиваясь в узком поверхностном слое и распределяются *по эллиптическому закону*
4) действуют у основания зуба и распределяются *по параболическому закону*
5) *приведенный радиус кривизны*
6) *удельная нагрузка*
7) приведенный модуль упругости материалов цилиндров

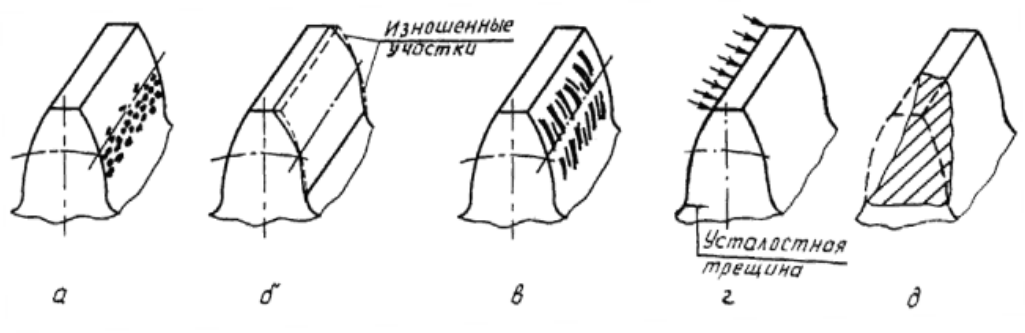
__ *q, Н/м* - это
__ Данные напряжения действуют ...(где?) и распределены по .... (какому закону?)
__ $r_{пр}$, м - это
__ $E_{пр}$, *МПа* - это
__ С помощью приведенной формулы рассчитывают .....

Задание #5
Вопрос:
Охарактеризуйте совйства зубчатых передач путем сопоставления

Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:
1) Достоинства зубчатых передач
2) Недостатки зубчатых передач

__ Высокая нагрузочная способность и, как следствие, малые габариты
__ Высокую жесткость, не позволяющую компенсировать динамические нагрузки
__ Шум при больших скоростях
__ Повышенные требования к точности изготовления
__ Постоянное передаточное отношение
_ Возможность применения в большом диапазоне скоростей и передаточных отношений
__ Высокий КПД (до 0,97..0,98 в одной ступени)
__ Большая долговечность и надежность работы

Задание #6
Вопрос:
Охарактеризуйте виды разрушения зубчатых передач путем сопоставления и используя приведенный рисунок
Изображение:



Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:
1) усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев
2) усталостная поломка зубьев
3) износ зубьев
4) заедание

__ на рис. В изображено разрушение в результате ...

__ *При каком виде разрушения происходит как бы сваривание частиц металла с последующим отрывом их от менее прочной поверхности*
__ Циклически действующие напряжения изгиба приводят к ...
__ *основной причиной выхода из строя открытых передач, а также закрытых передач с недостаточной защитой от загрязнения абразивными частицами является ....*
__ Циклически действующие контактные наприяжения приводят к ....
__ на рис. Б изображено разрушение в результате ...

__ на рис. Г, Д изображено разрушение в результате ...

__ на рис. А изображено разрушение в результате ...

Задание #7

Вопрос:
Поясните с какой целью выполняются данные виды расчета зубчатых передач (путем сопоставления)

Укажите соответствие для всех 4 вариантов ответа:
1) для предотвращения усталостной поломки зубьев
2) для предотварщения усталостного выкрашивания зубьев
3) для предотвращения статической поломки зубьев
4) для предотвращения остаточных деформаций активных поверхностей зубьев или хрупкого разрушения их поверхностного слоя

__ **расчет на сопротивление усталости зубьев при изгибе**
__ **расчет на контактную прочность при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке)**

__ **расчет на прочность зубьев при изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке)**
__ **расчет на сопротивление контактной усталости** активных поверхностей зубьев

Задание #8

Вопрос:
Поясните, когда применяется тот или иной вид термической или химико-термической обработки (путем сопоставления)

Укажите соответствие для всех 5 вариантов ответа:
1) улучшение
2) поверхностная закалка токами высокой частоты
3) цементация
4) нитроцементация
5) азотирование

__ насыщение поверхностных слоев зубьев азотом. Обеспечивает особо высокую твердость (58…67 $HRC_Э$) и износостойкость поверхностных слоев, Подвергают готовые зубчатые колеса без последующей закалки. плохая прирабатываемость зубьев, малая толщина упрочненного слоя (0,2…0,5 мм) и его хрупкость. стали 38ХВФЮА и 38ХЮА
__ насыщение поверхностных слоев углеродом и азотом с последующей закалкой, что обеспечивает высокую прочность, износостойкость и сопротивление заеданию. упрочняется тонкий поверхностный слой зубьев до твердости 56…63 $HRC_Э$, коробление незначительное, поэтому последующее шлифование не применяют, стали 25ХГМ, 30ХГТ
__ Применяют в мало- и средненагруженных передачах в условиях мелкосерийного и единичного производства, Чистовое нарезание зубьев производят после термообработки, стали 40, 45 и 35ХМ, 40Х, 40ХН . Твердость $H \leq 350HB$
__ стали 40Х, 40ХН, 35ХМ и др. Твердость на поверхности зубьев 45…50 HRC и более. Толщина закаливаемого слоя мала и деформации невелики. Не требует шлифования зубьев. Размеры зубчатых колес не ограничены. стали 40, 45 и 35ХМ, 40Х, 40ХН
__ поверхностное насыщение углеродом зубьев с последующей закалкой, обеспечивает очень высокую твердость поверхностей зубьев (56…63 $HRC_Э$) и вязкую сердцевину, требуются отделочные операции (шлифование). сталь 20Х, 20ХНМ, 12ХН3А, 18ХГТ, 25ХГМ

Задание #9

Вопрос:
Охарактеризуйте режимы нагружения зубачатых перадач, эквивалентное число циклов нагружения, используя рисунок.
Изображение:

$$N_{\Sigma} = 60 \cdot c \cdot n \cdot L_h \quad (1)$$

$$N_{HE1} = N_{\Sigma 1} \cdot \mu_H = 60 \cdot c_1 \cdot n_1 \cdot L_h \cdot \mu_H \quad (2)$$

$$N_{HE2} = N_{\Sigma 2} \cdot \mu_H = 60 \cdot c_2 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot \mu_H \quad (3)$$

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} \cdot \mu_{F1} = 60 \cdot c_1 \cdot n_1 \cdot L_h \cdot \mu_{F1} \quad (4)$$

$$N_{FE2} = N_{\Sigma 2} \cdot \mu_{F2} = 60 \cdot c_2 \cdot n_2 \cdot L_h \cdot \mu_{F2} \quad (5)$$

Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:
1) суммарное количество циклов нагружения зуба за ресурс (срок службы) передачи
2) эквивалентный постоянный режим нагружения, при котором зубчатое колесо приобретает ту же степень усталостного повреждения, что и в реальных условиях.
3) циклограмма нагружения
4) эквивалентоное число циклов нагружения зуба для шестерни 1 и колеса 2 для напряжений изгиба
5) эквивалентоное число циклов нагружения зуба для шестерни 1 и колеса 2 для контактных напряжений
6) коэффициент приведения зубьев при изгибе μ_{F1}, μ_{F2} и коэффициент приведения при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости μ_H
7)
число зацеплений зуба шестерни 1 (и колеса 2) за один его оборот обозначают соответсвенно
8) частота вращения шестерни 1 и колеса 2 обозначаются соответсвенно
9) срок службы (ресурс) передачи в часах

__ *C_1 и C_2 - это*
__ *n_1 и n_2 это ...*
__ ***Чем заменяют При расчете на сопротивление усталости фактический переменный режим нагружения***
__ Формула (1) используется для расчета ...
__ Формулы (2) и (3) используются для расчета ...
__ какой параметр учитывает типовой режим нагружения при определении эквивалентного числа циклов нагружения зуба?
__ Формулы (4) и (5) используются для расчета ...
__ Как называется график, который задает Закон нагружения зубчатой

передачи в координатах: *вращающий момент T*) - **число циклов нагружения N**

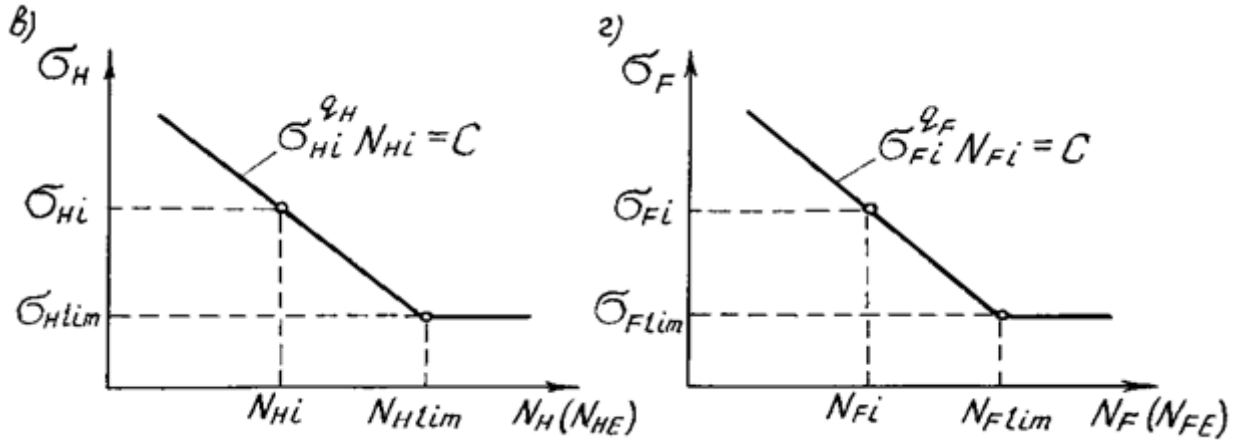
__ L_h - *это*

Задание #10

Вопрос:

Охарактеризуйте кривые усталости, используя рисунок,...

Изображение:



Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:

1) для напряжений изгиба
2) для контактных напряжений
3) базовое число циклов нагружения для напряжений изгиба
4) базовое число циклов нагружения для контактных напряжений
5) предел выносливости для контактных напряжений, Па
6) предел выносливости для напряжений изгиба, Па
7) твердость активных поверхностей зубьев
8) число циклов нагружения
9) 1
10) $Z_N = \sqrt[q_H]{\frac{N_{Hlim}}{N_{Hi}}}, 1 \le Z_N \le Z_{Nmax}$

__ σ_{Flim} это

__ степень q_F зависит (от чего?)

__ На рисунке Г изображена кривая усталости для .....

__ N_{Hlim} это

__ σ_{Hlim} это

__ На рисунке В изображена кривая усталости для .....

__ Если эквивалентное число циклов нагружения больше базового числа циклов нагружения, коэффициент долговечности Z равен ....

__ N_{Flim} это

Задание #11

Вопрос:

Охарактеризуйте допускаемые напряжения, используя формулы

Изображение:

$$[\sigma_F]_{1(2)} = \frac{\sigma_{Flim1(2)}}{S_{F1(2)}} \cdot Y_{N1(2)} \cdot Y_{A1(2)} \qquad (1)$$

$$[\sigma_H]_{1(2)} = \frac{\sigma_{Hlim1(2)}}{S_{H1(2)}} \cdot Z_{N1(2)} \qquad (2)$$

Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

1) допускаемые контактные напряжения для шестерни 1 или колеса 2
2) допускаемые напряжения изгиба для шестерни 1 или колеса 2
3) предел выносливости зубьев шестерни (колеса) по напряжениям изгиба
4) предел контактной выносливости активной поверхности зубьев шестерни (колеса)
5) коэффициент безопасности для контактных напряжений
6) коэффициент безопасности для напряжений изгиба
7) коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи при расчете на сопротивление контактной усталости
8) коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи на напряжения изгиба
9) коэффициент, учитывающий двустороннее приложение нагрузки

__ $Z_{N1(2)}$
__ Формула (1) используется для расчета
__ $Y_{N1(2)}$
__ $Y_{A1(2)}$
__ $[\sigma_H]_{1(2)}$
__ $S_{F1(2)}$
__ $S_{H1(2)}$
__ Формула (2) используется для расчета
__ $\sigma_{Hlim1(2)}$
__ $\sigma_{Flim1(2)}$

Задание #12

Вопрос:

Охарактеризуйте коэффициенты расчетной нагрузки

Укажите соответствие для всех 4 вариантов ответа:

1) **коэффициент внешней динамической нагрузки** K_A
2) K_α **- коэффициент распределения нагрузки между зубьями**
3) K_β **- коэффициент концентрации нагрузки**
4) K_V **- коэффициент динамической нагрузки**

__ этот коэффициент определяется в зависимости от степени точности зубчатых колес по нормам плавности

__ этот коэффициент учитывает внутреннюю динамическую нагрузку в зацеплении, связанную с погрешностями шагов зацепления шестерни и колеса, выбирается в зависимости от степени точности передачи по нормам плавности, окружной скорости и твердости рабочих поверхностей

__ этот коэффициент Учитывает неравномерность распределения нагрузки по длине контактной линии зубьев в зацеплении, выбирается в зависимости от твердости активной поверхности зубьев, расположения зубчатых колес на валу, коэффициента рабочей ширины передачи относительно делительного диаметра шестерни ψ_{bd}

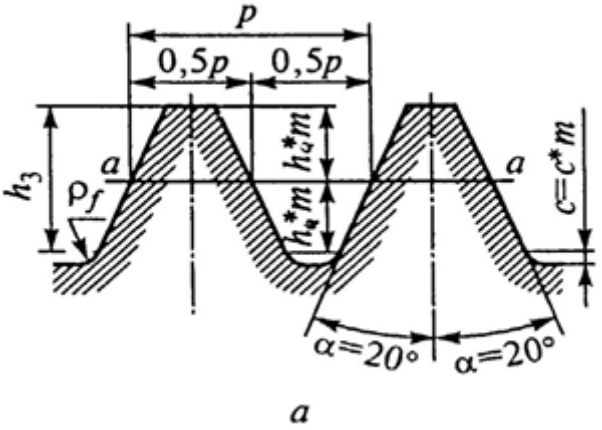
__ этот коэффициент зависит от степени равномерности нагружения двигателя и исполнительного звена

Задание #13

Вопрос:

Охарактеризуйте **параметры исходного контура** инструментальной рейки, которая используется для нарезани цилиндрических зубчатых колес методом обкатки

Изображение:



a

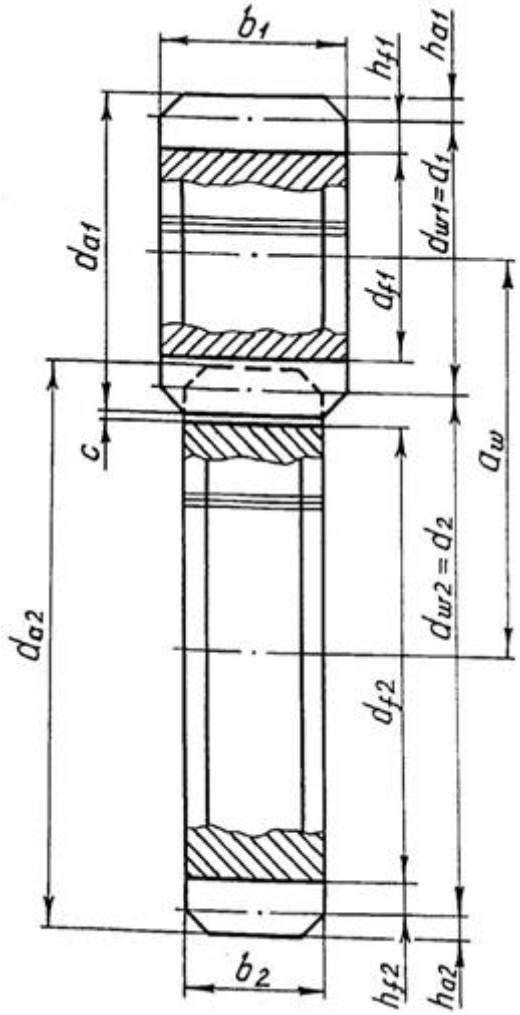
Укажите соответствие для всех 4 вариантов ответа:

1) **модуль** зубьев m (мм)

2) коэффициент высоты головки зуба
3) коэффициент радиального зазора
4) угол профиля

__ $h_a^* = h_a/m = 1$
__ *Линейная величина, в π раз меньшая основного окружного шага зубьев р эвольвентного цилиндрического зубчатого колеса,* $= p/\pi$
__ $c^* = c/m = 0.25$
__ $\alpha = 20°$

Задание #14
Вопрос:
Охарактеризуйте геометрические параметры цилиндрических прямозубых зубчатых колес, нарезанных без смещения
Изображение:



Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:
1) модуль
2) делительный диаметр шестерни (колеса)
3) **межосевое расстояние** для внутреннего зацепления

4) **высота головки зуба**
5) **высота ножки зуба**
6) **диаметры окружностей вершин зубьев шестерни (колеса)**
7) **диаметры окружностей впадин зубьев шестреник (колеса)**
8) **диаметры начальных окружностей шестерни (колеса)**
9) **угол зацепления**
10) **межосевое расстояние** для внешнего зацепления

__ $h_{a1(2)} = h_a^* m = m$

__ $h_{f1(2)} = (h_a^* + c^*)m = (1 + 0.25)m = 1.25m$

__ $d_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2h_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2m$

__ $\alpha_w = \alpha = 20°$

__ $d_{1(2)} = m \cdot z_{1(2)}$

__ $a_w = 0{,}5(d_{w2} - d_{w1}) = 0{,}5(d_2 - d_1) = 0{,}5m \cdot (z_2 - z_1)$

__ $d_{w1(2)} = d_{1(2)}$

__ $d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2h_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2.5m$

__ $m = p/\pi$

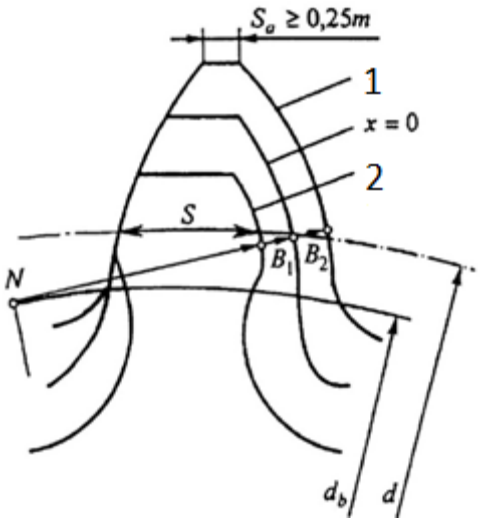
__ $a_w = 0{,}5(d_{w2} + d_{w1}) = 0{,}5(d_2 + d_1) = 0{,}5m \cdot (z_2 + z_1)$

Задание #15

Вопрос:

Охарактеризуйте, как изменятся параметры зубчатого колеса при нарезании его со смещением

Изображение:



Укажите соответствие для всех 6 вариантов ответа:

1) профиль зуба, нарезанного с положительным смещением

2) профиль зуба, нарезанного с отрицательным смещением
3) при положительном смещении
4) при отрицательном смещении смещении
5) угловая модификация, применяют для повышения нагрузочной способности зубчатой передачи
6) **высотная модификация, равносмещенные передачи,** применяют при больших i и малых z_1

__ зубчатые колеса имеют более толстые основания зубьев и большие радиусы кривизны эвольвент профиля Это увеличивает несущую способность передачи, исключает подрезание зубьев у основания при малом числе зубьев. Но при этом происходит уменьшение толщины вершин зубьев, их заострение
__ На рисунке поз.1 изображен ....
__ На рисунке поз.2 изображен ....
__ как называется и когда применяется смещение зубчатой передачи,при котором шестерня и колесо нарезаются с положительным смещением. При этом увеличиваются радиусы кривизны профилей зубьев и толщина зуба у основания, межосевое расстояние увеличивается, а угол зацепления становится больше 20 градусов (угла профиля)
__ как называется и когда применяется смещение зубчатой передачи, при котором Одинаковые по значению, но разные по знаку смещения у шестерни и колеса вызывают одинаковые увеличения толщины зуба шестерни и ширины впадины колеса
__ У зубчатых колёс с малым числом зубьев возможно их подрезание , т.е. срезание части эвольвенты вблизи основной окружности. в результате чего прочность зуба резко снижается. Из-за среза части эвольвенты у ножки зуба уменьшается длина рабочего участка профиля, в результате чего понижается коэффициент перекрытия и возрастает износ

Задание #16

Вопрос:
Охарактеризуйте, как изменятся параметры зубчатого колеса при нарезании его со смещением

Укажите соответствие для всех 7 вариантов ответа:
1) $17\cos\beta$

2) 17
3) высотная модификация зацепления, $x_1 > 0$, $x_2 = -x_1$, $x_1 + x_2 = 0$, равносмещенная передача
4) угловая модификация зацепления, $x_1 > 0$, $x_2 > 0$ и $x_1 + x_2 > 0$
5) $x_1 = \frac{17 - z_1}{17} \leq 0.6;\ x_2 = -x_1$

6) $d_{w1} > d_1,\ d_{w2} > d_2$

7) $d_{w1(2)} = d_{1(2)}$

8) $h_{a1} = (h_a^* + x_1)m,\ h_{a2} = (h_a^* + x_2)m = (h_a^* - x_1)m$

9) $h_{f1} = (h_a^* + c^* - x_1)m,\ h_{f2} = (h_a^* + c^* - x_2)m = (h_a^* + c^* + x_1)m$

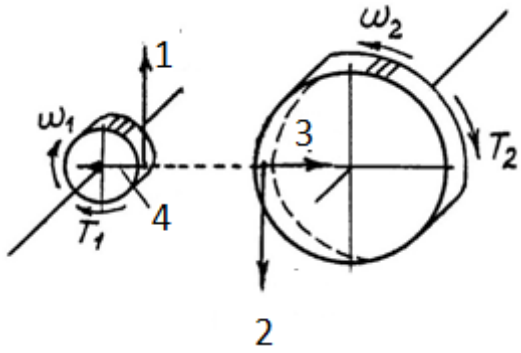
10) x_1

__ чему равна высота ножки зуба для шестерни и колеса для равносмещенной передачи (высотная модификация зацепления)
__ как соотносятся делительные и начальные диаметры для равносмещенной передачи (высотная модификация зацепления)
__ как определяется величина смещения x, если число зубьев у шестерни меньше Zmin для прямозубой передачи

__ чему равна высота головки зуба для шестерни и колеса для равносмещенной передачи (высотная модификация зацепления)
__ коэффициент смещения исходного контура для шестерни обозначается
__ чему должно быть равно минимальное число зубьев цилиндрической прямозубой передачи для исколючения подрезания ножки зуба
__ какая модификация зацепления (нарезание со смещением) выполняется, если число зубьев у шестерни меньше Zmin для прямозубой передачи

Задание #17

Вопрос:
Охарактеризуйте силы в прямозубой цилиндрической передаче
Изображение:



Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:

1) окружная сила на шестерне $F_{t1} = 2T_1/d_{w1} \approx 2T_1/d_1$

2) окружная сила на колесе $F_{t2} = 2T_2/d_{w2} \approx 2T_2/d_2$

3) радиальная сила на шестерне $F_{r1} = F_{t1}tg\alpha_w \approx F_{t1}tg20°$

4) радиальная сила на колесе $F_{r2} = F_{t2}tg\alpha_w \approx F_{t2}tg20°$

5) d_1

6) d_2

7) T_1, T_2

8) T2 , T1

__ делительный диаметр шестерни - это
__ вращающие моменты на шестерне и колесе - это соответственно ...
__ поз. 3 на рисунке - это
__ делительный диаметр колеса - это
__ вращающие моменты на колесе и шестерне - это соответсвенно ....
__ поз. 4 на рисунке - это
__ поз. 1 на рисукне - это
__ поз. 2 на рисукне - это

Задание #18

Вопрос:

Поясните, для каких расчетов используетс данная формула и обозначения в ней

Изображение:

$$\sigma_H = \sqrt{E_{\text{ПР}} \frac{F_t K_{H\beta} K_{HV} K_A}{b_w d_{w1}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \leq [\sigma_H]$$

Укажите соответствие для всех 6 вариантов ответа:

1) для определения расчетных контактных напряжений при проверочном расчете цилиндрической прямозубой зубчатой передачи внешнего зацепления (знак +) или внутреннего зацепления (знак -) на сопротивление контактной усталости, когда все размеры зубчатой передачи известны
2) для определения размеров зубчатой передачи при проектном расчете цилиндрической прямозубой зубчатой передачи внешнего зацепления (знак -) или внутреннего зацепления (знак +) на сопротивление контактной усталости
3) для определения расчетных напряжений изгиба при проверочном расчете цилиндрической прямозубой зубчатой передачи внешнего зацепления (знак -) или внутреннего зацепления (знак +) на сопротивление усталости, когда все размеры зубчатой передачи известны

4) передаточное число
5) передаточное отношение
6) окружная сила
7) радиальная сила
8) приведенный модуль упругости

9) рабочая ширина венца
10) расчетные контактные напряжения

__ данная формул используется ...
__ $E_{\text{ПР}}$
__ u - это
__ F_t
__ b_w
__ σ_H

Задание #19

Вопрос:

Укажите для каких расчетов используется данная формула и поясните используемые обозначения

Изображение:

$$a_w = 0.85(u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{E_{\text{ПР}} \frac{T_2 K_{H\beta} K_A}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}}$$

Укажите соответствие для всех 6 вариантов ответа:

1) для определения расчетных контактных напряжений при проверочном расчете цилиндрической прямозубой зубчатой передачи внешнего зацепления (знак +) или внутреннего зацепления (знак -) на сопротивление контактной усталости, когда все размеры зубчатой передачи известны
2) для определения размеров прямозубой цилиндрической передачи для внешнего (знак +) или внутреннего (знак -) зацепления при проектном расчете при выбранном материале и заданной твердости активных поверхностей зубьев зубчатых колес, при которых не будет прогрессивного усталостного выкрашивания
3) для определения расчетных напряжений изгиба при проверочном расчете цилиндрической прямозубой зубчатой передачи внешнего зацепления (знак +) или внутреннего зацепления (знак -) на сопротивление усталости, когда все размеры зубчатой передачи известны
4) передаточное число
5) передаточное отношение
6) межосевое расстояние
7) допускаемые контактные напряжения
8) расчетные напряжения изгиба
9) коэффициент рабочей ширины передачи относительно межосевого расстояния

10) коэффициент концентрацию нагрузки по длине зуба

__ $K_{H\beta}$ - это
__ ψ_{ba} - это
__ u - это ...
__ данная формула используется для
__ a_w - это
__ $[\sigma_H]$ - это ...

Задание #20

Вопрос:

Охарактеризуйте данные формулы и поясните обозначения в них

Изображение:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{К_П} \leq [\sigma_{Hmax}] \quad (1)$$

$$\sigma_{Fmax} = \sigma_F K_П \leq [\sigma_{Fmax}] \quad (2)$$

Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:

1) проверки статической прочности активных поверхностей зубьев пр пиковой нагрузке для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя
2) предотвращения статической поломки зуба при действии пиковой нагрузки при изгибе
3) расчетные контактные напряжения
4) расчетные напряжения изгиба
5) коэффициент кратковременной перегрузки
6) расчетные максимальные контактные напряжения
7) расчетные максимальные напряжения при изгибе
8) предельные допускаемые контактные напряжения
9) предельные допускаемые напряжения изгиба
10) проектного расчета зубчатой передачи по контактным напряжениям

__ формула 2 используется с целью
__ формула 1 используется с целью
__ $[\sigma_{Hmax}]$- это ...
__ σ_{Fmax}- это ...
__ σ_F- это ...
__ $К_П$- это ...
__ $[\sigma_{Fmax}]$- это ...
__ σ_{Hmax} - это ...

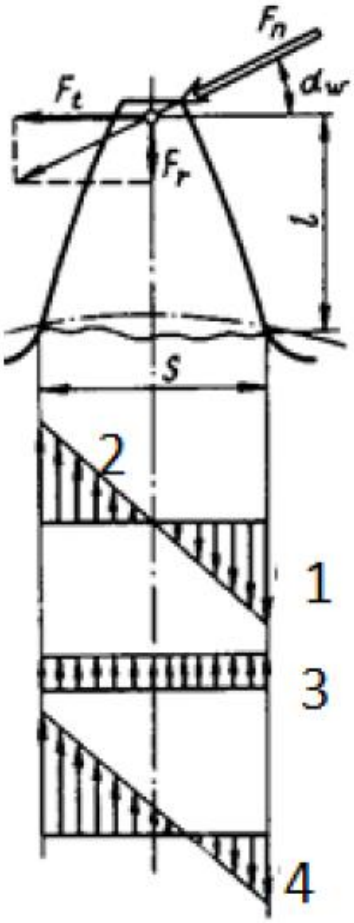
__ σ_H - это ...

Задание #21

Вопрос:

охарактеризуйте данную формулу и поясните обозначения в ней.
Охарактеризуйте напряжения в зубе при изгибе.

Изображение:



$$\sigma_F = Y_{FS} F_t K_F / (b_w m) \leq [\sigma_F]$$

Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:

1) для проверочного расчета с целью предотвращение усталостной поломки зубьев при изгибе
2) для проектного расчета для определения размеров зубчатой передачи при изгибе
3) это напряжения растяжения от действия силы Ft
4) это напряжения сжатия от действия силы Ft
5) это напряжения сжатия от действия силы Fr
6) это суммарные напряжения изгиба от действия сил Ft и Fr

7) основание зуба со стороны приложения силы (на рис. справа от оси), где возникают напряжения растяжения
8) основание зуба (на рис. слева от оси), где возникают напряжения сжатия
9) расчетные напряжения при изгибе
10) Коэффициент формы зуба, безразмерный коэффициент, значения которого зависят от числа зубьев колеса Z и коэффициента смещения инструмента X

__ поз.3 на рисунке - это
__ поз. 1 на рисунке - это
__ σ_F - это
__ поз. 4 на рисунке - это
__ поз.2 на рисунке - это
__ данная формула используется для
__ наиболее опасное сечение зуба при изгибе - это
__ Y_{FS} - это

Задание #22

Вопрос:

Сравните характеристики косозубой и прямозубой цилиндрических зубчатых передач.

Укажите соответствие для всех 7 вариантов ответа:

1) больше чем у косозубой цилиндрической зубчатой передачи
2) меньше чем у косозубой цилиндрической зубчатой передачи

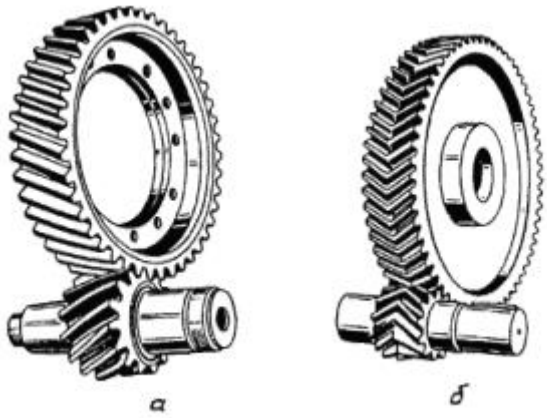
__ коэффициент торцового перекрытия у прямозубой цилиндрической зубчатой передачи
__ динамические нагрузки в прямозубой цилиндрической зубчатой передаче
__ осевые нагрузки на подшипники от прямозубой цилиндрической зубчатой передачи
__ габаритные размеры при той же мощности прямозубой цилиндрической зубчатой передачи
__ шум от работы прямозубой цилиндрической зубчатой передачи
__ нагрузочная способность прямозубой цилиндрической зубчатой передачи
__ плавность прямозубой цилиндрической зубчатой передачи

Задание #23

Вопрос:

сравните характеристики косозубой цилиндрической передачи и шевронной цилиндрической передачи

Изображение:



Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:
1) изображена косозубая цилиндрическая передача
2) изображена шевронная цилиндрическая передача
3) больше чем у шевронной зубчатой передачи
4) меньше чем у шевронной зубчатой передачи
5) от 8 до 22 градусов
6) от 25 до 45 градусов

__ угол наклона зубьев у косозубой цилиндрической зубчатой передачи
__ угол наклона зубьев у косозубой цилиндрической передачи находится в пределах
__ На рисунке Б
__ На рисунке А
__ угол наклона зубьев у шевронной цилиндрической передачи находится в пределах
__ шум у косозубой цилиндрической зубчатой передачи
__ сложность изготовления у косозубой цилиндрической зубчатой передачи
__ динамическоие нагрузки в косозубой цилиндрической зубчатой передачи
__ осевая нагрузка на подшипники от косозубой цилиндрической зубчатой передачи

Задание #24
Вопрос:
Как изменяются характеристики косозубой цилиндрической передачи с увеличением угла наклона линии зуба

Укажите соответствие для всех 5 вариантов ответа:
1) возрастает
2) уменьшается
3) не изменяется

__ с увеличением угла наклона зуба плавность работы
__ с увеличением угла наклона зуба габариты при той же передаваемой

мощности
__ с увеличением угла наклона зуба нагрузочная способность
__ с увеличением угла наклона зуба осевая нагрузка на опоры вала
__ с увеличением угла наклона зуба коэффициент торцового перекрытия

Задание #25

Вопрос:

Выберите формулы для расчета геометрических параметров для косозубой цилиндрической передачи

Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:

1) $= m_n / \cos\beta$
2) $d_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2h_{a1(2)} = d_{1(2)} + 2m_n$
3) $= m_n \cdot z_{1(2)} / \cos\beta$
4) $= 17\cos^3\beta$
5) =17
6) $= 0{,}5m_n \cdot (z_2 + z_1) / \cos\beta$
7) $= 0{,}5m_n \cdot (z_2 + z_1)$
8) $d_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2h_{f1(2)} = d_{1(2)} - 2.5m_n$
9) $z_v = \frac{z}{\cos^3\beta}$
10) $d_{w1(2)} = d_{1(2)}$

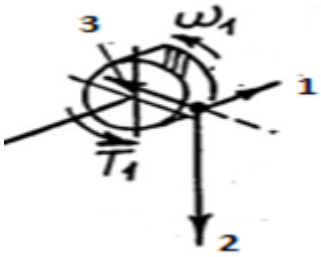
__ межосевое расстояние a_w
__ диаметр окружности вершин
__ диаметр окружности впадин
__ окружной модуль m_t через нормальный модуль m_n
__ минимальное число зубьев z_{1min}
__ делительный диаметр (передача со смещением) $d_{1(2)}$
__ эквивалентоное чсло зубьев
__ делительный диаметр (передача без смещения) $d_{1(2)}$
__ диаметры начальных окружностей

Задание #26

Вопрос:

Выберите формулы для расчета сил в зацеплении для косозубой цилиндрической передачи

Изображение:



Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:
1) окружная сила на шестерне F_{t1}
2) осевая сила F_{a1} на шестерне
3) радиальная сила на шестерне F_{r1}

__ Радиальная сила на колесе равна по величине но противоположно направлена (какой силе?)
__ Поз. 1 на рисунке - это
__ По формуле $= F_{t1} tg\beta$ определяется ...
__ По формуле $= F_{t1} tg20° / \cos\beta$ определяется
__ По формуле $= 2T_1/d_{w1} \approx 2T_1/d_1$ определяется
__ Поз. 3 на рисунке - это ...
__ Осевая сила на колесе равна по величине но противоположно направлена (какой силе?)
__ Окружная сила на колесе равна по величине но противоположно направлена (какой силе?)
__ Поз. 2 на рисукне - это

Задание #27
Вопрос:
Охарактризуйте косозубую цилиндрическую передачу

Укажите соответствие для всех 5 вариантов ответа:
1) одна пара зубьев
2) две пары зубьев
3) больше чем у прямозубой передачи
4) меньше чем у прямозубой передачи
5) эквивалентоного числа зубьев Zv
6) $Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2 \beta}{\varepsilon_\alpha}}$
7) $Y_{F\beta} = {}^{Y_\beta}/_{\varepsilon_\alpha}$
8) с целью выполения прочностного расчета и определения коэффициента формы зуба Y_{FS}
9) с целью увеличения прочности косозубой передачи

__ уменьшение контактных напряжений в косозубой передаче учитывают с помощью
__ у косозубой цилиндрической передачи в зацеплении постоянно находится ....
__ Эквивалентное число зубьев в косозубой передаче рассчитывается для ...
__ уменьшение напряжений изгиба в косозубой передаче учитывается с помощью ...
__ суммарная длина контактных линий зубьев, а также приведенный радуис кривизны контактитрующих зубьев у косозубой передачи ...

Задание #28

Вопрос:

Охарактризуйте косозубую цилиндрическую передачу

Изображение:

$$= \sqrt{\frac{K_{H\alpha}\cos^2\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad (1)$$

$$= \frac{z}{\cos^3\beta} \quad (2)$$

$$= Z_{H\beta} \cdot \sqrt{E_{\text{ПР}} \frac{F_t K_{H\beta} K_{HV} K_A}{b_w d_{w1}} \cdot \frac{u \pm 1}{u}} \quad (3)$$

$$= 0.75(u \pm 1) \cdot \sqrt[3]{E_{\text{ПР}} \frac{T_2 K_{H\beta} K_A}{\psi_{ba} u^2 [\sigma_H]^2}} \quad (4)$$

$$= Y_{FS} Y_{F\beta} F_t K_F / (b_w m) \quad (5)$$

$$= {}^{Y_\beta}/_{\varepsilon_\alpha} \quad (6)$$

Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:

1) по формуле (1)
2) по формуле (2)
3) по формуле (3)
4) по формуле (4)
5) по формуле (5)

6) по формуле (6)

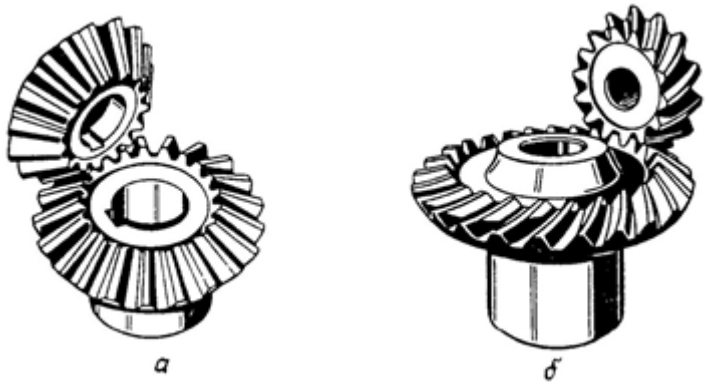
__ Эквивалентное число зубьев в косозубой передаче Z_v определяется
__ Проектные расчет косозубой цилиндричесой передачи проводится по ...
__ Расчетные напряжения изгиба для косозубой цилиндрической передачи σ_F определяются
__ Межосевое расстояние для косозубой цилиндрической передачи a_w определяется ....
__ коэффициент повышения прочности косозубых передач по напряжениям изгиба $Y_{F\beta}$ определяется
__ Коэффициент уменьшения контактных напряжений в косозубой передачи $Z_{H\beta}$ определяется ....
__ Проверочный расчет косозубой цилиндрической передаче по контактным напряжениям проводится по ....
__ Расчетные контактные напряжения в косозубой передаче σ_H определяются

Задание #29

Вопрос:

Охарактеризуйте коническую зубчатую передачу

Изображение:



Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:

1) коническая прямозубая передача
2) коническая передача с круговыми зубьями

__ какие передачи получили наибольшее распространение в машиностроении
__ какие передачи обладают меньшей несущей способностью, работают менее плавно и с большим шумом
__ У каких передач меньше нагрузка на опоры и валы
__ На рис. Б изображена
__ какие передачи рекомендуется применять при окружных скоростях до 3 м/с
__ у каких передач выше плавность работы, контактная прочность и

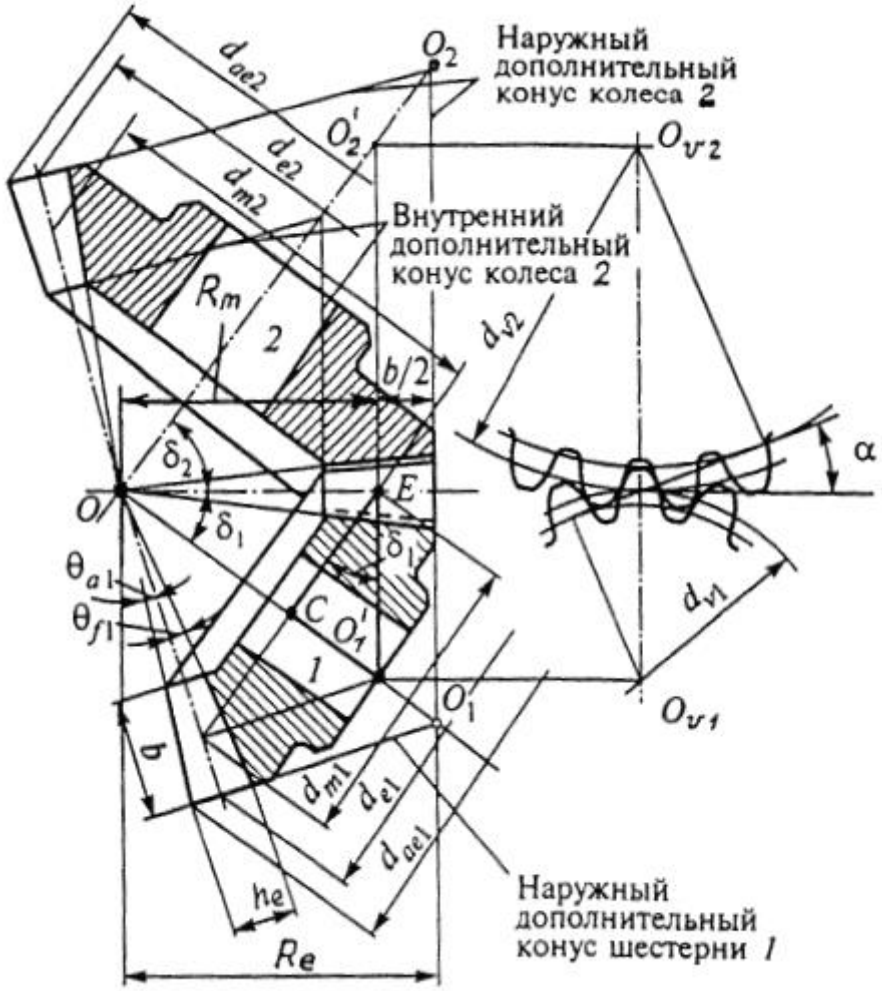
прочность на изгиб
__ какие передачи менее чувствительны к нарушению точности взаимного расположения зубчатых колёс, а их изготовление проще и производится на специальных станках
__ На рис. А изображена

Задание #30

Вопрос:

Охарактеризуйте коническую зубчатую передачу

Изображение:



Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:

1) червячные передачи
2) конические передачи
3) цилиндрические прямо- или косозубые передачи
4) *В целях упрощения расчётов конических зубчатых колёс на контактную и изгибную прочность*
5) *В целях определения геометрических размеров конических зубчатых колес*
6) $= z_{1(2)} / \cos \delta_{1(2)}$

7) $= z_{1(2)}/(\cos\delta_{1(2)} \cdot cos^3\beta_m)$
8) $\delta_{1(2)}$
9) $\beta_m = 35°$
10) $\beta_m = 0°$

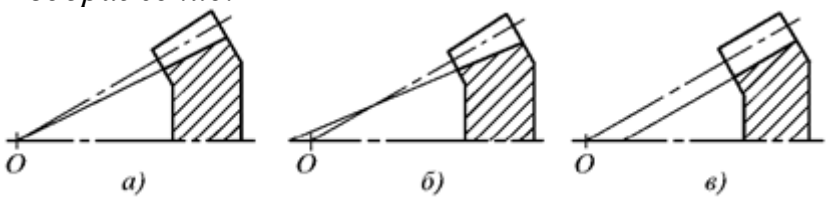
__ какие передачи применяются для передачи движения между параллельными валами?
__ Для конической передачи с прямыми зубьями числа зубьев эквивалентных прямозубых цилиндрических зубчатых колёс $z_{v1(2)}$ определяется..
__ Для конической передачи с круговыми зубьями числа зубьев эквивалентных прямозубых цилиндрических зубчатых колёс $z_{v1(2)}$ определяется..
__ Угол делительного конуса шестерни 1 и колеса 2 - это
__ какие передачи применяют для передачи движения между валами, оси которых перекрещиваются в пространстве?
__ *с какой целью конические зубчатые колеса заменяют эквивалентными цилиндрическими прямозубыми с размерами зубьев, равными размеру зуба конического зубчатого колеса в среднем сечении, нормальном к оси зуба ?*
__ Какие передачи применяют для передачи вращения между пересекающимися осями?
__ Расчетный угол наклона линии кругового зуба равен...

Задание #31

Вопрос:

Охарактеризуйте осевые формы зубьев конических зубчатых колес

Изображение:



Укажите соответствие для всех 6 вариантов ответа:

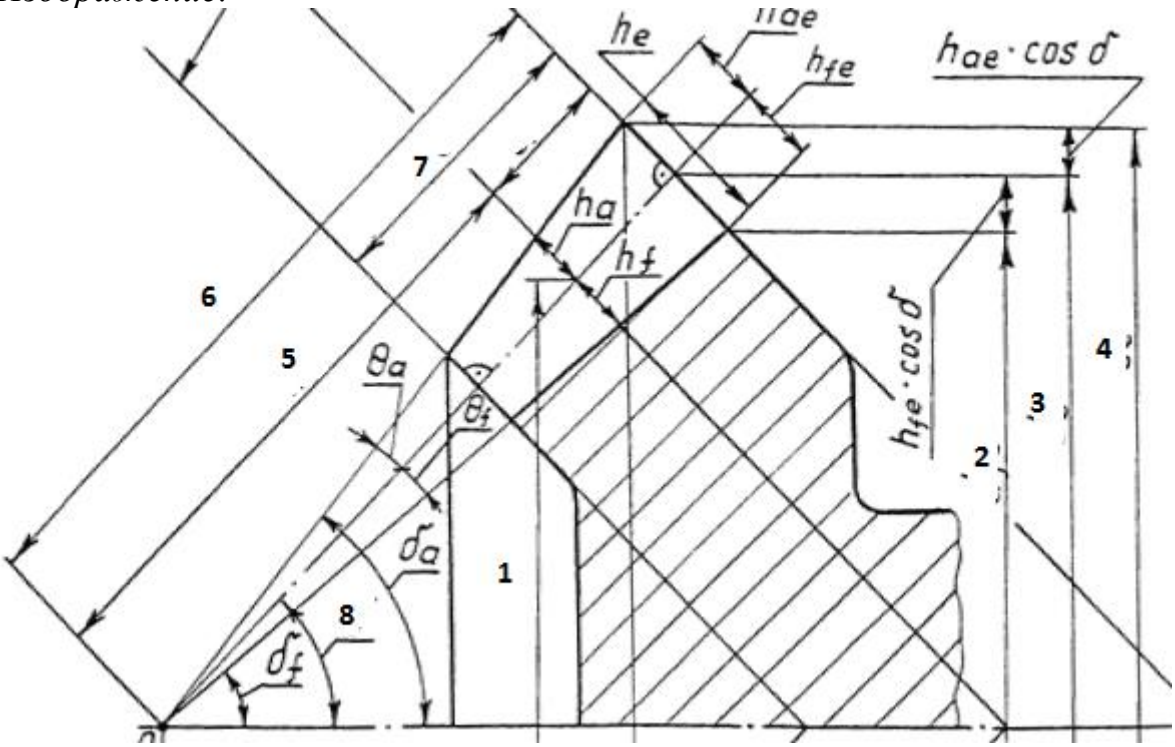
1) осевая форма I - нормально понижающиеся зубья (или пропорционально понижающиеся зубья)
2) осевая форма II - нормально сужающиеся зубья (или понижающиеся зубья)
3) осевая форма III - равновысокие зубья

__ На рис. А изображена ...
__ Для какой осевой формы зубьев конических колес характерно: высота ножки зуба уменьшается пропорциональна конусному расстоянию и эту форму применяют для прямых зубьев?
__ На рис. Б изображена ...

__ Для какой осевой формы зубьев конических колес характерно: является основной для колес с круговыми зубьями, используется в массовом производстве?
__ На рис. В изображена ...
__ Для какой осевой формы зубьев конических колес характерно: применяют для неортогональных передач?

Задание #32

Вопрос:
Укажите обозначение размеров конической зубчатой передачи (используя рисунок)
Изображение:



Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:
1) средний делительный диаметр $d_m = m_{tm} \cdot z$
2) внешние диаметры вершин зубьев d_{ae}
3) внешний делительный диаметр $d_e = m_{te} \cdot z$
4) внешние диаметры впадин зубьев d_{fe}
5) внешнее конусное расстояние R_e,
6) b - ширина зубчатого венца
7) среднее конусное расстояние R_m
8) $= 90° - \delta_2$
9) $= arctg\ u$

__ поз. 5 - это
__ поз. 6 - это
__ поз. 3 - это

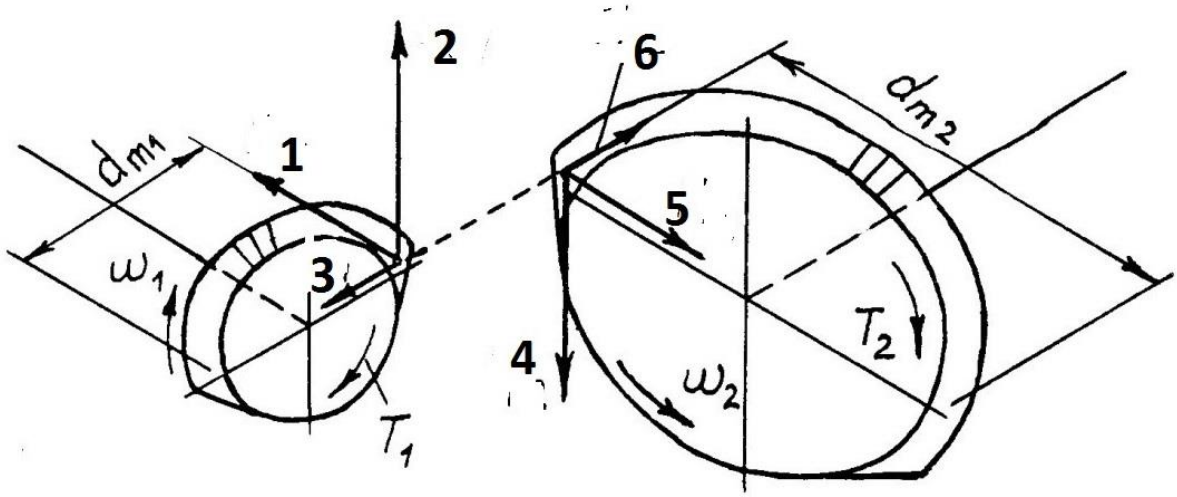
__ поз. 2 - это
__ Угол делительного конуса колеса - δ_2 равен
__ поз. 7 - это
__ Угол делительного конуса шестерни δ_1 равен
__ поз. 1 - это
__ поз. 4 - это

Задание #33

Вопрос:

Укажите обозначение и название сил в конической прямозубой передаче, формулы для их расчета

Изображение:



Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

1) Окружная сила на шестерне F_{t1}

2) Радиальная сила на шестерне F_{r1}

3) Осевая сила на шестерне F_{a1}

4) должно быть обеспечено совпадение направления линии зуба и направление вращения шестерни (например, шестерня с левым зубом вращается против часовой стрелки)

5) должно быть обеспечено несовпадение направления линии зуба и направление вращения шестерни (например, шестерня с правым зубом вращается против часовой стрелки)

__ Поз. 1 на рисунке - это
__ Поз. 2 на рисунке - это
__ какая сила определяется по формуле $= F_{t1} \cdot tg\alpha \cdot \sin\delta_1$
__ какая сила определяется по формуле $= F_{t1} \cdot tg\alpha \cdot cos\delta_1$
__ какой силе на шестрене равна по величине но противоположно направлена радиальная сила на колесе F_{r2}
__ какой силе на шестрене равна по величине но противоположно направлена

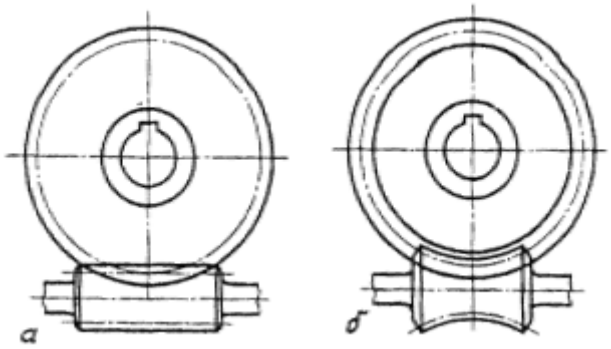
окружная сила на колесе F_{t2}
__ какая сила определяется по формуле $= 2T_1/d_{m1}$
__ Поз. 3 на рисунке - это
__ Как в конической передачи для избежания заклинивания зубьев добиваться обеспечения направления осевой силы на шестерне F_{a1} в сторону основания делительного конуса?
__ какой силе на шестрене равна по величине но противоположно направлена осевая сила на колесе F_{a2}

Задание #34
Вопрос:
Сравните характеристики червячной передачи и цилидрической зубчатой передачи

Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:
1) у червячной передачи больше чем у цилиндрической зубчатой передачи
2) у цилиндрической зубчатой передачи больше чем у червячной передачи
3) отношению числа зубьев червячного колеса к числу заходов (витков) червяка
4) отношению делительного диаметра червячного колеса к делительному диаметру червяка

__ передаточное отношение червячной передачи равно
__ склонность к заеданию
__ возможность редуцирования(понижения) частоты
__ выделение теплоты
__ шум при работе
__ скорость скольжения
__ изнашивание
__ габаритные размеры
__ плавность работы
__ КПД

Задание #35
Вопрос:
Сравните характеристики различных червячных передач
Изображение:

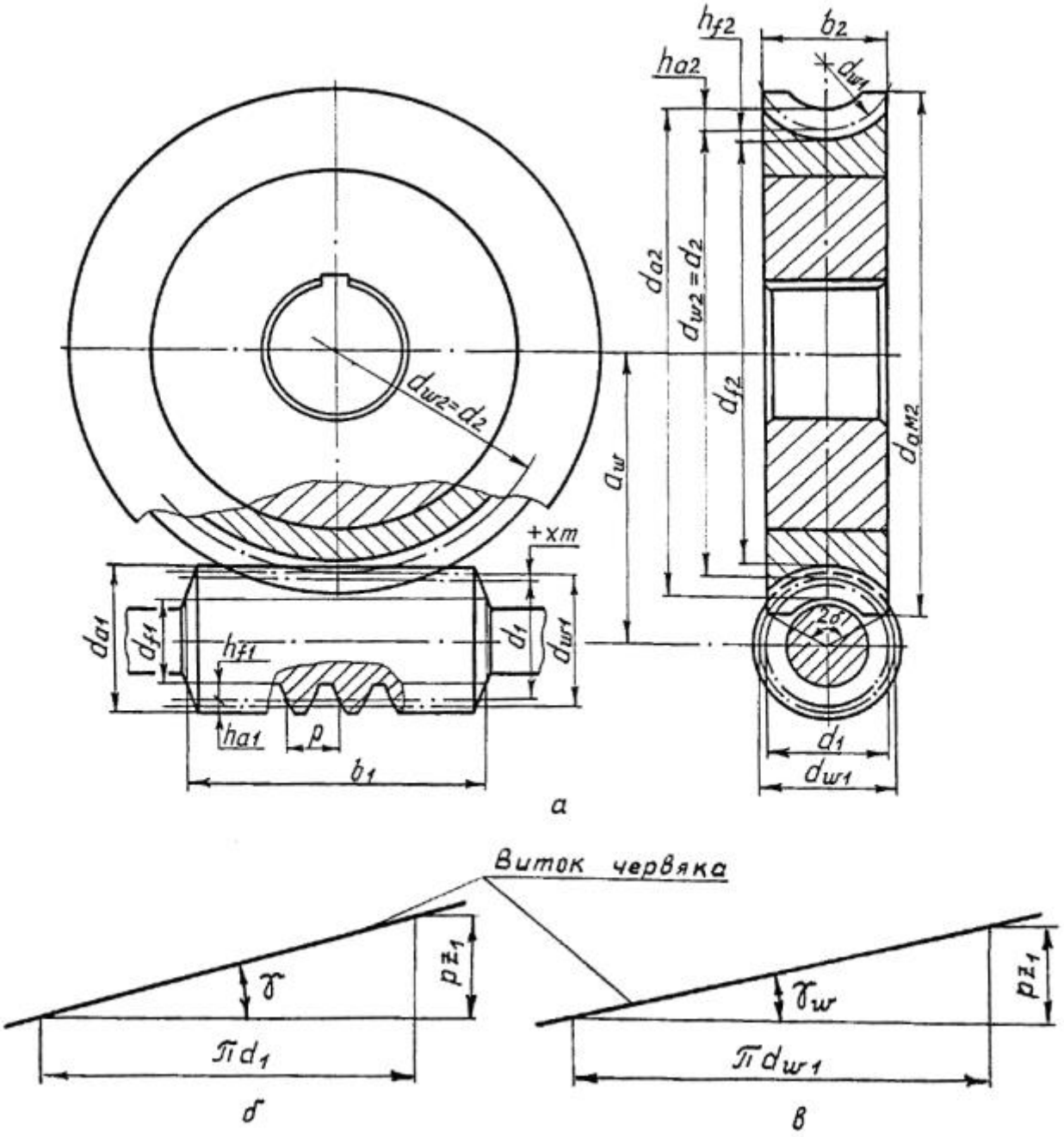


Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:
1) червячная передача с цилиндрическим червяком
2) червячная передача с глобоидным червяком
3) цилиндрические червяки с линейчатыми боковыми поверхностями витков
4) цилиндрические червяки с нелинейчатыми боковыми поверхностями витков

__ сложность изготовления и сборки ниже у какой передачи
__ конволютный червяк
__ чувствительность к осевому смещению червяка выше у какой передачи
__ на рис А изображена
__ нагрузочная способность выше у какой передачи
__ архимедов червяк
__ эвольвентный червяк
__ В червячных передачах **с какими цилиндрическими червяками** контактные линии расположены так, что при любом положении в процессе зацепления имеет место значительная составляющая скорости скольжения, перпендикулярную линии контакта, что обеспечивает повышенную несущую способность такой передачи?
__ на рис Б изображена
__ червяк ZT, образованный тором

Задание #36

Вопрос:
Укажите верные формулы для расчета геометрических параметров червячной передачи
Изображение:



Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

1) $= arctg\left(\frac{z_1}{q+2x}\right)$
2) $= mz_2$
3) $= arctg\left(\frac{z_1}{q}\right)$
4) q
5) $= m(q+2x)$
6) $= 0.5m(q+z_2)$
7) $= 0.5m(q+z_2+2x)$
8) $= \frac{a_w}{m} - 0.5(q+z_2)$

9) $= q \cdot m$

10) $= \frac{z_2}{z_1}$

__ Делительный диаметр червячного колеса d_2
__ Передаточное отношение червячной передачи i
__ угол подъёма витка червяка на делительном цилиндре γ
__ угол подъема линии витка на начальном цилиндре γ_w
__ Межосевое расстояние червячной передачи со смещением a_w
__ Делительный диаметр червяка d_1
__ число модулей в делительном диаметре червяка или **коэффициент диаметра червяка**
__ начальный диаметр червяка в передаче со смещением d_{w1}
__ коэффициент смещения инструмента при заданном межосевом расстоянии X
__ Межосевое расстояние червячной передачи без смещения a_w

Задание #37

Вопрос:

Расположите в порядке убывания количества отказов причины выхода из строя червячной передачи

Укажите порядок следования всех 7 вариантов ответа:

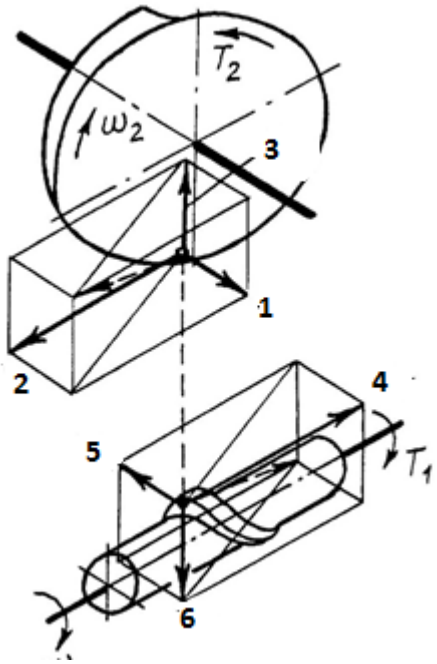
__ Нагрев масла в картере корпуса до температуры, превышающей предельную, что приводит к потере им защитных свойств и опасности заедания
__ Усталостная поломка зубьев колеса (в результате значительного их износа)
__ Усталостное выкрашивание активных поверхностей зубьев колес (наиболее опасно для венцов из оловянных бронз)
__ Износ зубьев колеса
__ Заедание - микросварка сопряженных поверхностей зубьев колеса и витков червяка под нагрузкой при отсутствии разделяющего масляного слоя
__ Пластические деформации активных поверхностей зубьев колеса при действии пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке передачи)
__ Статическая поломка зуба колесапри изгибе пиковой нагрузкой (при кратковременной перегрузке передачи)

Задание #38

Вопрос:

Укажите название сил и формулы для их расчета в червячной передаче

Изображение:



Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

1) радиальная сила на червячном колесе F_{r2}

2) **Окружная сила на колесе** F_{t2}

3) **Окружная сила на червяке** F_{t1}

4) Осевая сила на червяке F_{a1}

5) Осевая сила на червячном колесе F_{a2}

6) радиальная сила на червяке F_{r1}

__ По формуле $= \frac{2T_2}{d_{w2}}$ определяется

__ поз. 4 -

__ поз. 5 -

__ По формуле $= \frac{2T_1}{d_{w1}}$ определяется

__ По формуле $= F_{t2} tg20°$ определяется

__ поз. 1 -

__ Поз. 6 -

__ **Окружная сила на червяке** F_{t1}**, равная по модулю**

__ поз. 3 -

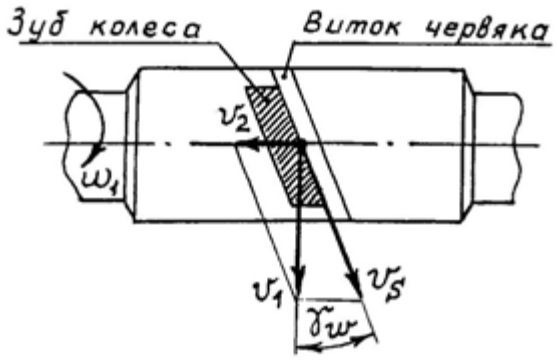
__ поз. 2 -

Задание #39

Вопрос:

Охарактеризуйте скорости в червячной передаче и используемые материалы для изготовлени червяка и венца червячного колеса

Изображение:

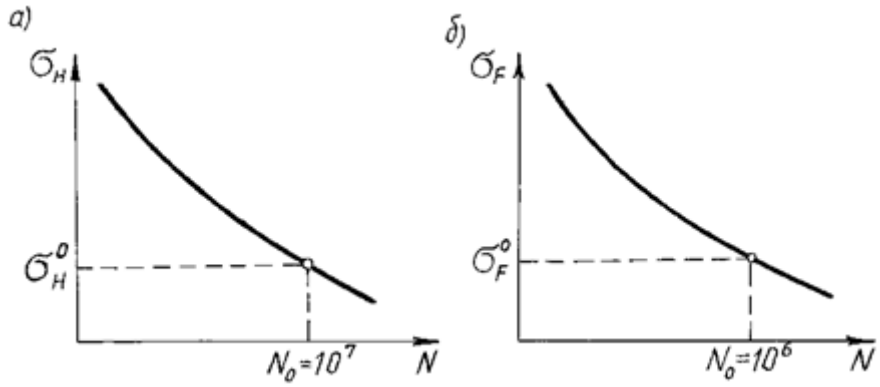


Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:
1) используются для изготовления червяка
2) используются для изготовления венца червячного колеса при скорости скольжения $v_s \geq 5$ м/с
3) используются для изготовления венца червячного колеса при скорости скольжения $v_s = 2 \ldots 5$ м/с
4) используются для изготовления венца червячного колеса при скорости скольжения $v_s \leq 2..4$ м/с
5) используются для изготовления венца червячного колеса при скорости скольжения $v_s < 2$ м/с
6) окружная скорость червячного колеса
7) окружная скорость червяка
8) скорость скольжения в червячной передаче
9) параллельна линии контакта и снижает несущую способность передачи
10) перпендикулярна линии контакта и обеспечивает повышенную несущую способность передачи

__ **азотируемые стали 38Х2МЮА, 38Х2Ю**
__ **серые чугуны СЧ15, СЧ20**
__ В червячных передачах с нелинейчатыми червяками составляющая скорости скольжения (как направлена и что обеспечивает?)...
__ **безоловянные бронзы БрА10Ж4Н4, БрА10Ж3Мц1,5, БрА9Ж3Л**
__ **сталь 18ХГТ после цементации и закалки**
__ какая из скоростей в червячной передаче является наибольшей
__ **оловянные бронзы БрО10Н1Ф1, БрО10Ф1**
__ **латунь ЛАЖМц66-6-3-2**

Задание #40

Вопрос:
Охарактеризуйте напряжения в червячной передаче
Изображение:



Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:

1) контактные напряжения
2) напряжения изгиба
3) сопротивление контактной усталости
4) сопротивление заеданию и усиленному износу
5) сопротивление поломке зуба
6) сопротивление перегреву масла
7) оловянные бронзы
8) безоловянные бронзы
9) σ_H^0 - условный предел контактной выносливости
10) σ_F^0 - условный предел ограниченной изгибной выносливости

__ Расчет по каким напряжениями в червячной передаче является основным?
__ Что обеспечивает расчет по контактным напряжениям для безоловянных бронз ?
__ Что обеспечивает расчет по контактным напряжениям для оловянных бронз ?
__ Из какого условия выбираются допускаемые контактные напряжения для материала венца червячного колеса - безоловянная бронза?
__ Расчет по каким напряжениями в червячной передаче является проверочным?
__ От каких напряжений зависят заедание, интенсивность износа и усталостное выкрашивание червячной передачи?
__ Из какого условия выбираются допускаемые контактные напряжения для материала венца червячного колеса - оловянная бронза?
__ Какое напряжение определяют для бронз *при условном числе циклов нагружения* $N_o = 10^7$
__ У каких бронз допускаемые контактные напряжения не зависят от числа циклов нагружения, а зависят от скорости скольжения?

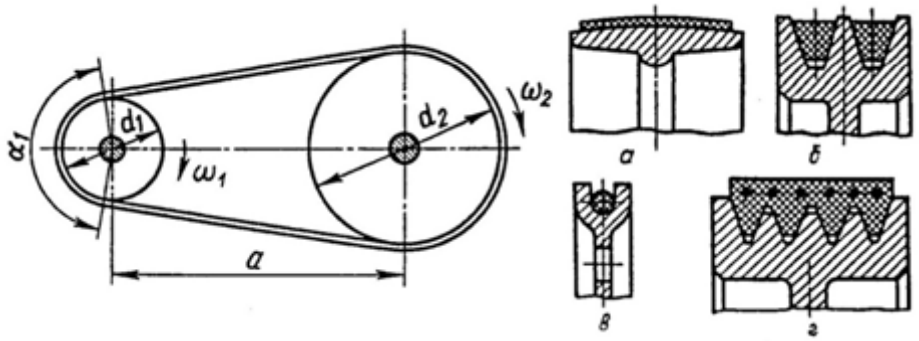
2 семестр изучения дисциплины

Задание #41

Вопрос:

Укажите достоинства и недостатки ременных передач трением

Изображение:



Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

1) достоинство ременной передачи трением

2) недостаток ременной передачи трением

__ Большие радиальные размеры, в особенности при передаче значительных мощностей

__ Возможность передачи движения на значительные расстояния (до 15 м)

__ Предохранение механизмов от перегрузок вследствие возможного проскальзывания ремня (к передачам зубчатым ремнем это свойство не относится)

__ Малая долговечность ремня в быстроходных передачах

__ Большие нагрузки на валы и подшипники от натяжения ремня, необходимость устройств для натяжения ремня

__ Чувствительность нагрузочной способности к наличию паров влаги и нефтепродуктов

__ Простота конструкции, эксплуатации и малая стоимость

__ Плавность и бесшумность работы вследствие эластичности ремня. Смягчение вибрации и толчков вследствие упругости ремня

__ Непостоянное передаточное число вследствие неизбежного упругого скольжения ремня

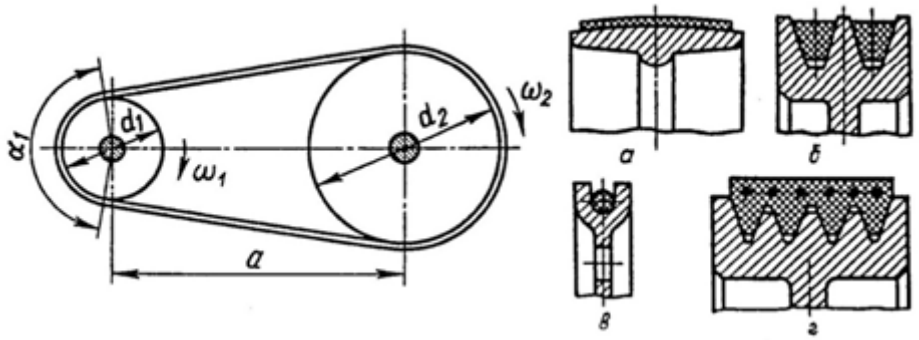
__ Возможность работы с высокими частотами вращения

Задание #42

Вопрос:

Охарактеризуйте свойства ременых передач в зависимости *от формы поперечного сечения ремня*

Изображение:



Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:
1) передача с плоским ремнем
2) передача с круглым ремнем
3) передача с клиновым ремнем (клиноременная передача)
4) передача с поликлиновым ремнем (поликлиноременная передача)
5) передачи с клиновыми и поликлиновыми ремнями
6) передача зубчатым ремнем

__ в данных передачах можно реализовать *большие силы трения и уменьшить габариты передачи*
__ на рис Г изображена
__ на рис В изображена
__ на рис Б изображена
__ передачи предназначены для пространственных передач малой мощности (оборудование полиграфической и текстильной промышленности, настольные станки, приборы, бытовые машины). Скорость ремня до 30 м/с.
__ какие передачи обладают *повышенными работоспособностью и ресурсом (в связи с меньшими напряжениями изгиба в плоских ремнях*). Их рекомендуют применять *при больших межосевых расстояниях (до 15 м) или высоких скоростях ремня (до 100 м/с)*
__ на рис А изображена
__ передачи имеет наибольшее распространение в машиностроении
__ Передачи *передающие нагрузку путем зацепления ремня со шкивами* - это

Задание #43
Вопрос:
Охарактеризуйте силы и напряжения, возникающие в ременной передаче трением
Изображение:

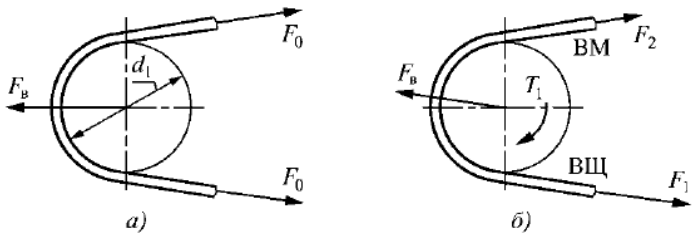
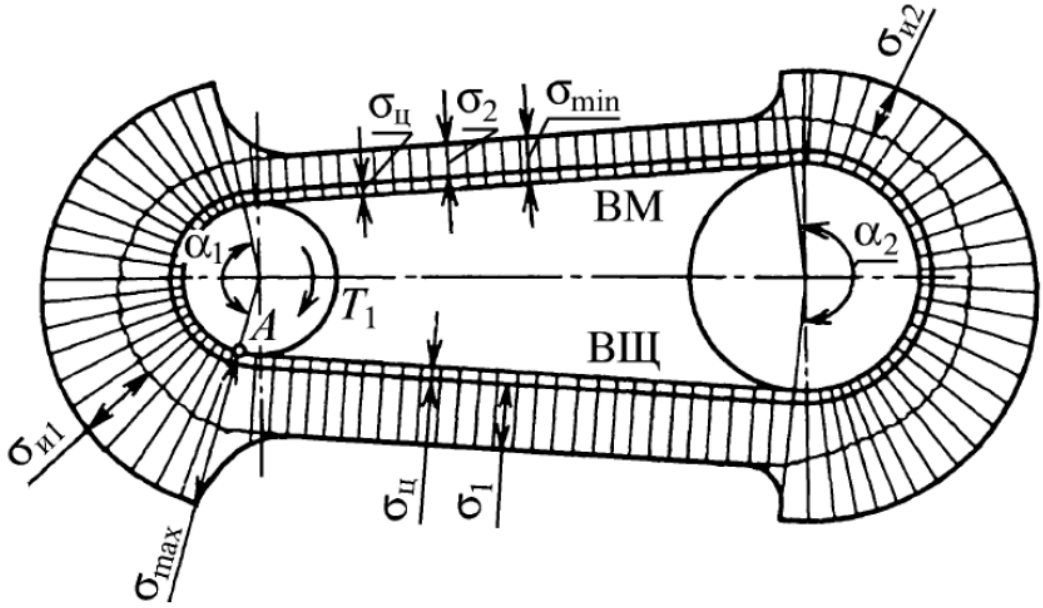


Рис. 20.3



Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

1) сила F_0 (см. рисунок)
2) окружная сила на шкиве F_t
3) центробежная сила $F_ц$.
4) Напряжение изгиба $\sigma_и$
5) Полезное напряжение σ_t
6) на ведущем шкиве
7) на ведомом шкиве

__ сила F_B, действующая на валы ременной передачи, в 2...3 раза больше **какой силы?,** что является серьезным недостатком ременных передач

__ Какая сила равна $= F_1 - F_2 = 2T_1/d_1$ (см. рисунок)

__ какая сила отбрасывает ремень от шкива, понижая тем самым силы трения и нагрузочную способность передачи

__ Чем больше (какая сила?) , тем выше тяговая способность передачи

__ На каком шкиве значение напряжений изгиба наиболее?

__ Какой силой создают предварительное натяже ремней для создания трения между ремнем и шкивом ремню после установки на шкив ?

__ Какое напряжение *возникает в ремне при огибании им шкивов* и является максимальным?

__ От какой силы возникает полезное напряжение σ_t в передаче ?
__ От какой силы возникает *Напряжение от силы предварительного натяжения* ?
__ Каким напряжением ограничивают минимально допустимым для каждого вида ремня диаметр ведущего шкива d_1 ?

Задание #44
Вопрос:
Охарактеризуйте виды скольжений, возникающих в ременной передаче
Изображение:

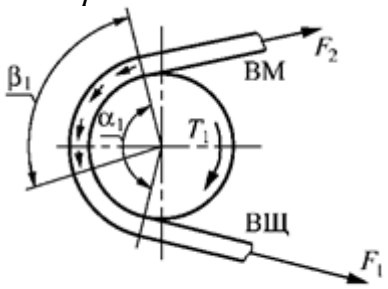


Рис. 20.6

Укажите соответствие для всех 7 вариантов ответа:
1) упругое скольжение ремня по шкиву
2) буксование ремня
3) *по дуге обхвата* a
4) *по дуге скольжения* b
5) *по дуге покоя (a-b)*

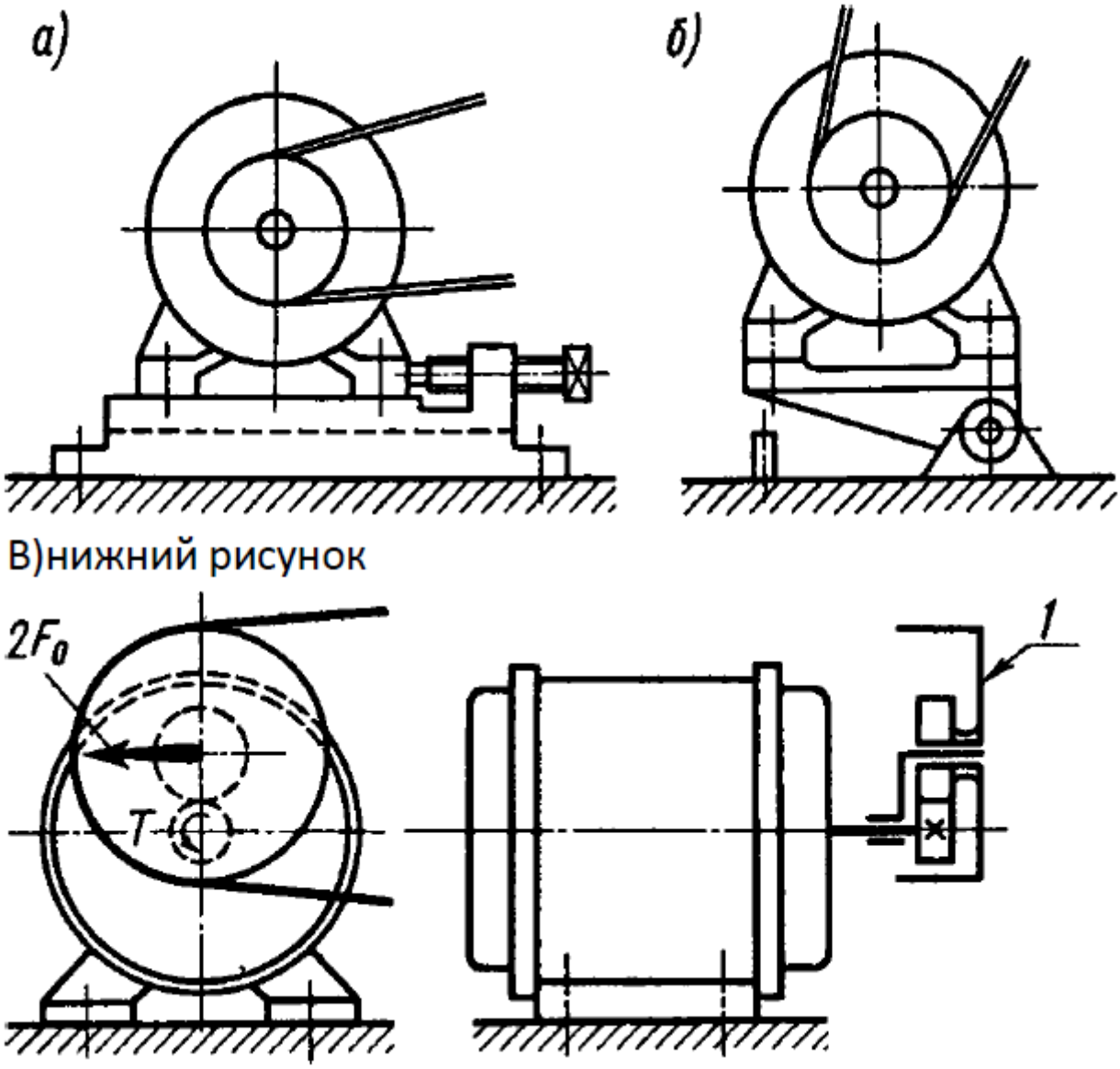
__ какой вид скольжения возникает, когда: По мере роста окружной силы F_t уменьшается дуга покоя, следовательно, уменьшается и запас сил трения. При значительной перегрузке дуга скольжения β_1 достигает значения дуги обхвата α_1 и ремень скользит по всей поверхности касания с ведущим шкивом
__ какой вид скольжения возникает из-за того, что при уменьшении силы натяжения ремень под действием силы упругости укорачивается, преодолевая сопротивление силы трения в контакте ремня со шкивом. При этом ремень отстает от шкива
__ какой вид скольжения постоянно возникает в ременной передаче
__ какой вид скольжения приводит к снижению скорости и, следовательно, к потере части мощности, а также вызывает электризацию, нагревание и изнашивание ремня, сокращая его ресурс
__ по какой части шкива *ремень движется вместе со шкивом без скольжения*
__ по какой части шкива происходит упругое скольжение ремня
__ при каком виде скольжения передача неработоспособна?

Задание #45

Вопрос:

Охарктеризуйте критерии работоспособности ременной передачи, коэффициент скольжения и передаточное число, натяжные устройства

Изображение:



Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:

1) **передаточное число u**

2) ***коэффициентом скольжения*** ξ

3) **Расчет по тяговой способности**

4) **Расчет на ресурс**

5) **j - коэффициент тяги**

6) Устройство натяжения ремня постоянного действия, где натяжение создается грузом, силой тяжести узла или пружиной. К ним относятся качающиеся плиты

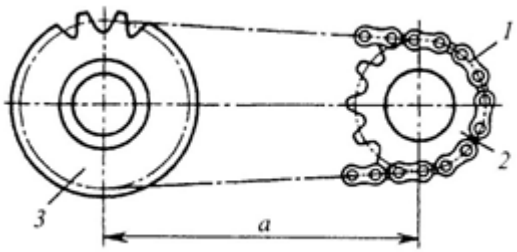
7) Устройство натяжения ремня периодического действия, где натяжение регулируется винтами

8) Устройство, автоматически обеспечивающtt регулирование натяжения в зависимости от нагрузки с использованием активных и реактивных сил и моментов, действующих в передаче
9) к усталостному разрушению ремня (возниконовению трещин, разрывов, расслаивания)
10) к буксованию и упругому скольжению ремня, его износу

__ по данной формуле $= (v_1 - v_2)/v_1$ определяют
__ по данной формуле $= \frac{d_2}{d_1(1-\xi)}$ определяют
__ по данной формуле $= F_t/(2F_o)$ определяется
__ к чему приводит циклическое деформирование ремня, периодически повторяющиеся напряжения изгиба при огибании ведущего и ведомого шкивов?
__ какой расчет является **основным** расчетом ременных передач, обеспечивающим одновременно и прочность ремней, и передачу ими требуемой нагрузки
__ на рис. В изображено
__ на рис. Б изображено
__ на рис. А изображено
__ какой расчет для ременной передачи является проверочным, зависит от числа изгибов ремня на шкивах и частоты пробегов ремня

Задание #46

Вопрос:
Охарактеризуйте свойства цепной передачи
Изображение:



Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:
1) достоинства цепеных передач по сравнению с зубчатыми передачами
2) недостатки цепных передач
3) достоинства цепеных передач по сравнению с ременными передачами
4) приводная цепь
5) ведущая звездочка
6) ведомая звездочка

__ Удлинение цепи вследствие износа шарниров и сход ее со звездочек, что требует применения натяжных устройств
__ требуют значительно меньшей силы предварительного натяжения, обеспечивают постоянство передаточного числа (отсутствует скольжение и буксование)
__ поз. 1 - это
__ Значительный шум при работе вследствие удара звена цепи о зуб звездочки при входе в зацепление, особенно при малых числах зубьев и большом шаге
__ Сравнительно быстрое изнашивание шарниров цепи, необходимость применения системы смазывания и установки в закрытых корпусах
__ более компактны, передают большие мощности, Могут передавать движение одной цепью нескольким ведомым звездочкам
__ могут передавать движение между валами при значительных межосевых расстояниях (до 8 м)
__ поз. 2 - это
__ поз. 3 - это

Задание #47
Вопрос:
Охарактеризуйте основные типы приводных цепей
Изображение:



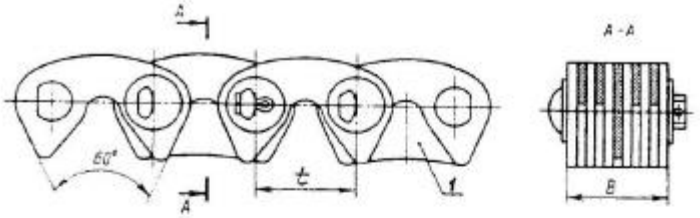
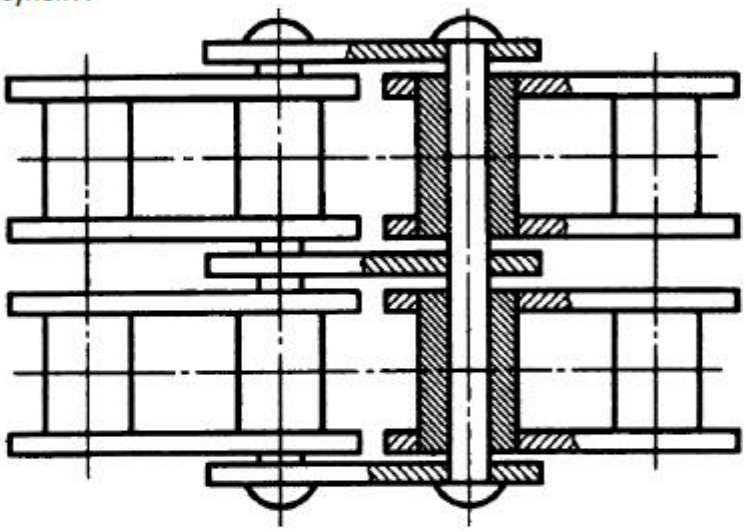


Рисунок А



< - Рисунок Б

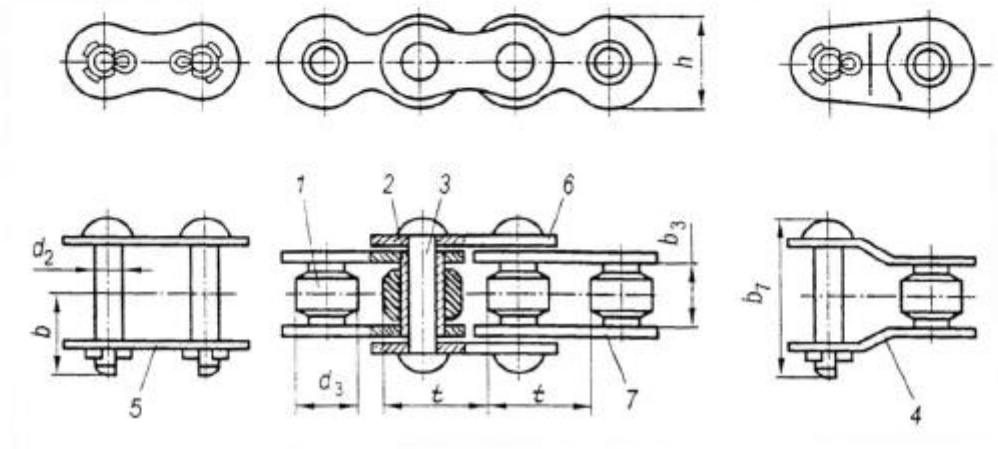


Рисунок В

Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:
1) зубчатая цепь
2) роликовая цепь
3) втулочная цепь

__ на рис. В изображена
__ Какие цепи состоят из звеньев, составленных из набора пластин 1, шарнирно соединенных между собой. Каждая пластина имеет по два зуба и впадину между ними для размещения зуба звездочки. Пластины в звеньях раздвинуты на ширину одной или двух пластин сопряженных звеньев

__ Для какой цепи характерно: Зацепление цепи со звездочкой происходит через ролик, который, поворачиваясь на втулке, перекатывается по зубу звездочки. Такая конструкция позволяет выровнять давление зуба на втулку и уменьшить изнашивание как втулки, так и зуба.
__ Какой вид цепи наиболее распространен, применяется при скорости до 15 м/с
__ на рис. Б изображена
__ Какие цепи *не имеют роликов*, что удешевляет цепь, уменьшает ее массу, но существенно увеличивает износ втулок цепи и зубьев звездочек.Используются при скорости до 1 м/с
__ на рис. А изображена
__ Какие цепи работают плавно, с малым шумом, лучше воспринимают ударную нагрузку и допускают высокие скорости, но при этом тяжелее, сложнее в изготовлении и дороже, их Область применения сокращается

Задание #48

Вопрос:

Охарактеризуйте параметры цепной передачи

Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:

1) Передаточное число цепной передачи
2) Шаг цепи
3) Диаметр делительной окружности
4) Крупный шаг цепи
5) Мелкий шаг цепи
6) многорядные цепи с мелким шагом
7) однорядные цепи с мелким шагом
8) однорядные цепи с крупным шагом
9) нагрузочная способность возрастает прямопропорционально числу рядов
10) нагрузочная способность уменьшается прямопропорционально числу рядов

__ какие цепи могут работать при существенно больших скоростях движения цепи при той же передаваемой мощности
__ По данной формуле $= P/[2sin(180^{\circ}/z)]$ определяется
__ Что является основным параметром цепной передачи?
чем больше величина этого параметра, тем выше нагрузочная способность цепи.
__ какие цепи позволяют уменьшить диаметры звездочек, снизить динамические нагрузки в передаче при той же передаваемой мощности
__ Какой шаг цепи принимают при больших скоростях цепи
__ При каком шаге цепи сильней удар звена о зуб в период набегания на звездочку, меньше плавность, бесшумность и долговечность передачи

__ По формуле $= \frac{n_1}{n_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$ определяют
__ при увеличении количества рядов цепи

Задание #49

Вопрос:
Укажите достоинства и недостатки планетарных передач
Изображение:

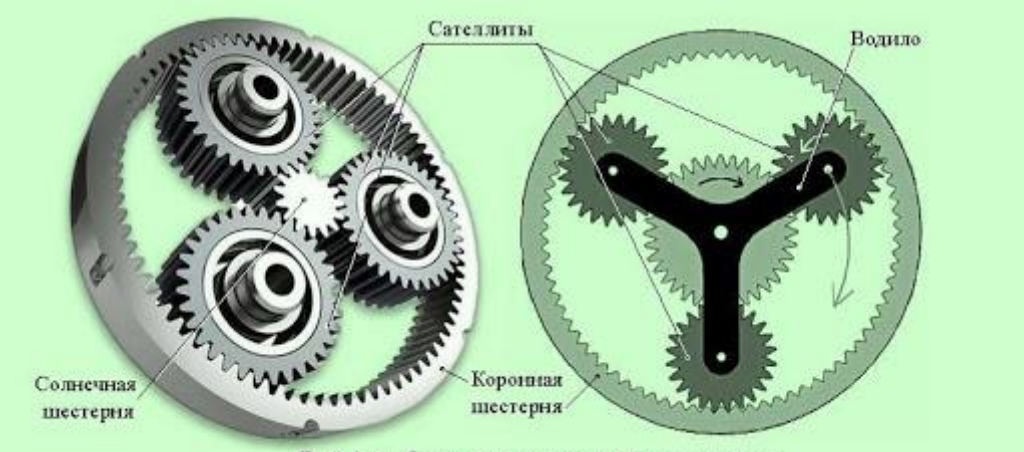


Рис. 1, а. Однорядная планетарная передача

Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:
1) достоинства
2) недостатки

__ Малые габариты и масса вследствие передачи мощности по нескольким потокам, число которых равно числу сателлитов
__ Работа с меньшим шумом по сравнению с обычными зубчатыми передачами, что связано с меньшими размерами колес и замыканием сил в механизме
__ Малые нагрузки на валы и опоры, что упрощает конструкцию опор и снижает потери в них
__ Возможность получения больших передаточных отношений при небольшом числе зубчатых колес и малых габаритах
__ Повышенные требования к точности изготовления и монтажа передачи
__ Для нарезания колес с внутренними зубьями требуются зубодолбежные станки
__ Большее число деталей (подшипников), более сложная сборка
__ Удобство компоновки в машинах благодаря соосности ведущего и ведомого валов

Задание #50

Вопрос:
Сравните характеристики планетарной и обычной зубчатой цилиндрической передачи

Изображение:

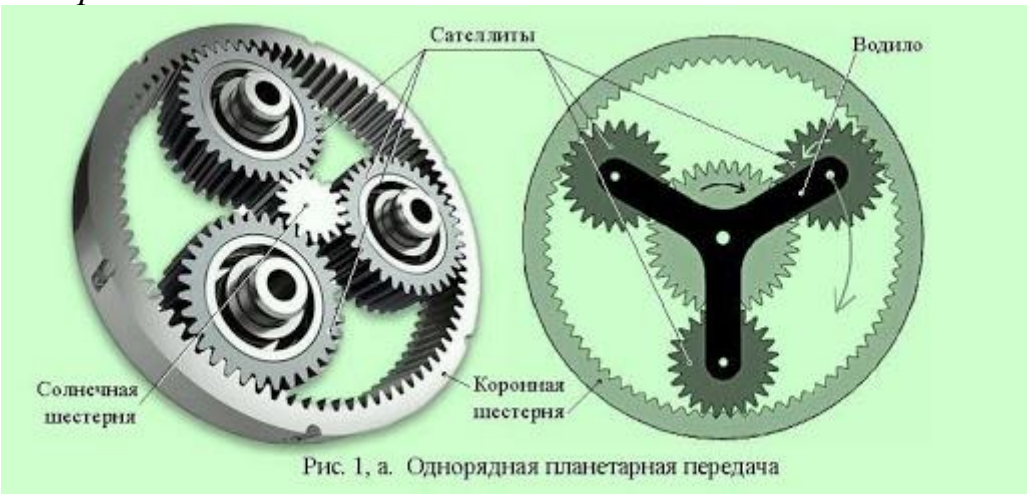


Рис. 1, а. Однорядная планетарная передача

Укажите соответствие для всех 6 вариантов ответа:
1) больше чем у обычной цилиндрической зубчатой передачи
2) меньше чем у обычной цилиндрической зубчатой передачи

__ Требования к точности изготовления и монтажа
__ габариты и масса при одинаковом передаточном отношении
__ шум при работе
__ Нагрузки на валы
__ Возможность получения больших передаточных отношений при малых габаритах
__ Сложность сборки и количество деталей

Задание #51

Вопрос:
Охарактеризуйте зубчатые передачи, изображенные на рисунках
Изображение:

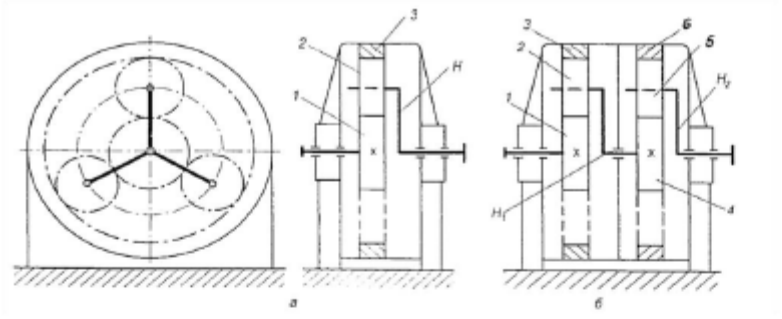


Рисунок 1

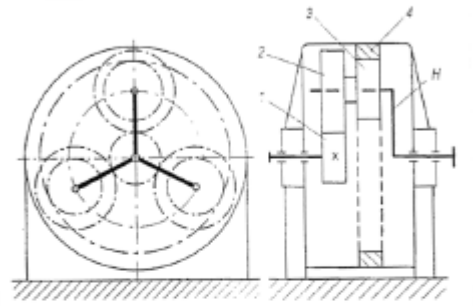


Рисунок 2

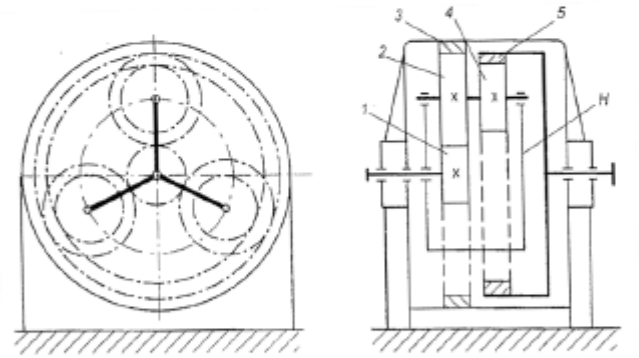


Рисунок 3

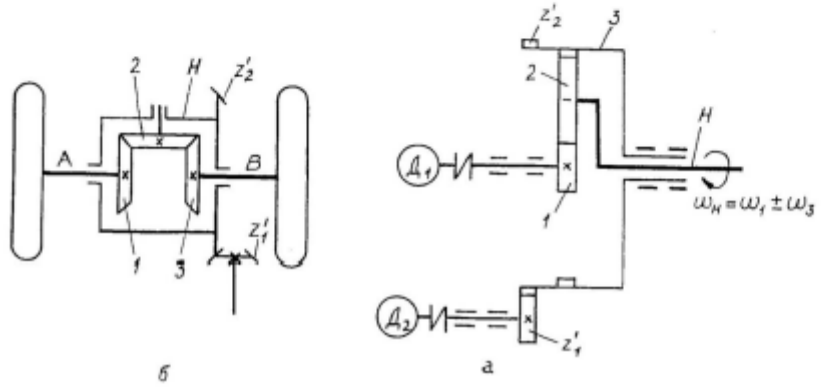


Рисунок 4

Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

1) двухступенчатая планетарная передача, состоящая из последовательно соединенных одноступенчатых планетарных передач по схеме 2К-Н

2) **Простая одноступенчатая планетарная передача** по схеме 2К-Н

3) **Простая двухступенчатая передача с двухвенцовыми сателлитами**

4) Дифференциальная планетарная передача

5) двухступенчатая планетарная зубчатая передача, выполненная по схеме ЗК

6) рядовая зубчатая передача двухступенчатая

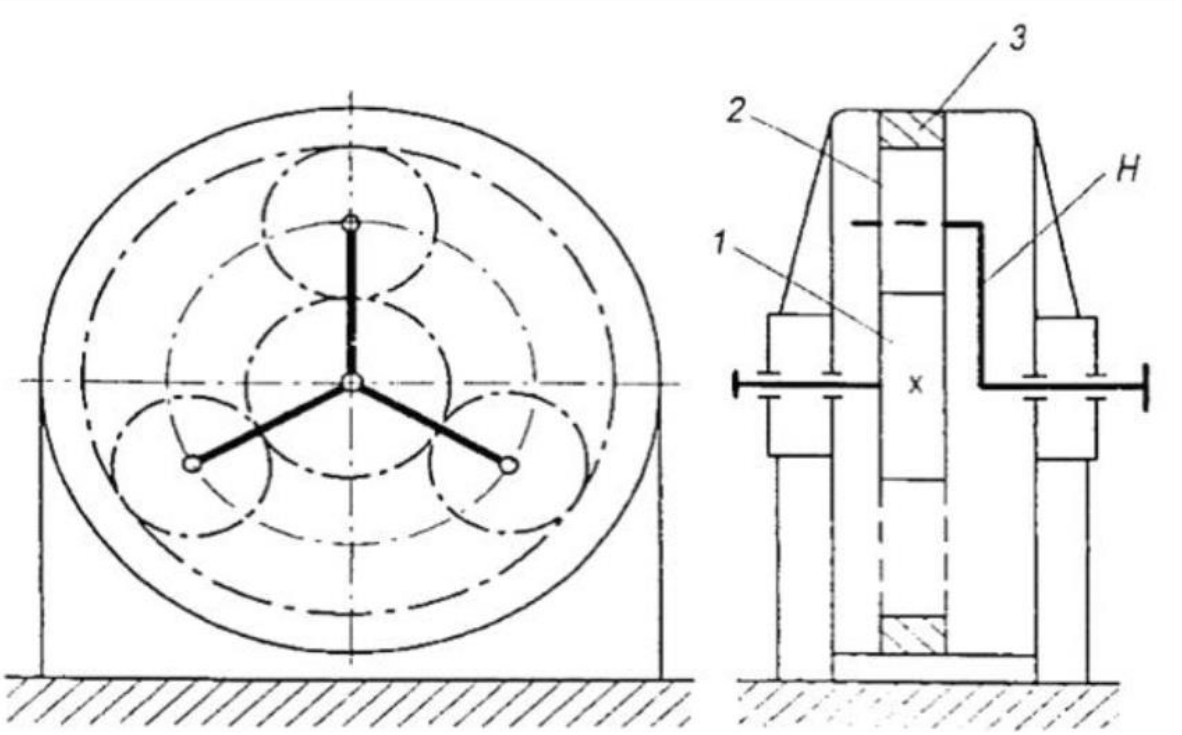
__ На рис 3 изображена
__ На рис 1 Б изображена
__ Планетарная передача, в которой все основные звенья свободны (т.е. подвижны), то это
__ Если в планетарной передаче центральное колесо с внутренними зубьями сделать неподвижным, то это…
__ На рис 4 А изображена
__ На рис 4 Б изображена
__ Какая передача получила наибольшее распространение в силовых приводах при передаточных отношениях i= 3...8 , имеет технологичную конструкцию и высокий КПД
__ На рис 1 А изображена
__ Какая передача позволяет суммировать движения двух основных звеньев на одном или раскладывать движение одного звена на два остальных
__ На рис 2 изображена

Задание #52

Вопрос:

Укажите основные элементы планетарной передачи, изображенной на рисунке, и характеризуйте основные свойства различных планетарных передач

Изображение:



Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:

1) колесо с внутренними зубьями
2) шестерня с наружными зубьями
3) сателлит
4) водило
5) Простая одноступенчатая планетарная передача выполненная по схеме 2К-Н
6) Дифференциальная планетарная передача
7) Планетарная передача выполненная по схеме ЗК
8) Простая двухступенчатая передача с двухвенцовыми сателлитами

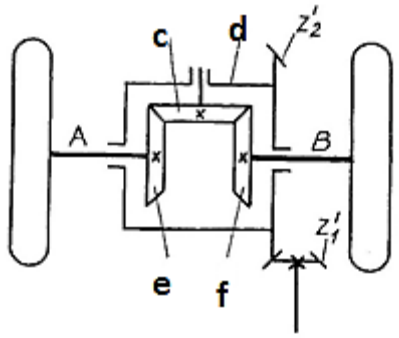
__ Какая передача получила наибольшее распространение в силовых приводах при передаточных отношениях i= 3...8. Она имеет технологичную конструкцию и высокий КПД, равный 0,96...0,98. Ведущий и ведомый валы вращаются в одну сторону
__ Поз 1 это
__ Какая передача позволяет суммировать движения двух основных звеньев на одном или раскладывать движение одного звена на два остальных
__ Поз 2 это
__ На рисунке изображена (какая передача?)...
__ Какая передача обеспечивает несколько большее передаточное отношение, чем одноступенчатая с одновенцовыми сателлитами, но сложнее в изготовлении и имеет большие осевые габариты. Оптимальные передаточные отношение i ***=9... 17***
__ В какой передаче основными звеньями являются три центральных зубчатых колеса: ведущая шестерня с внешними зубьями, неподвижное колесо и подвижное колесо , имеющие внутренние зубья. Центральная ведущая шестерня связана с входным ведущим валом, а подвижное центральное колесо с внутренними зубьями - с выходным ведомым валом. Сателлиты жёстко соединены. Водило Н не нагружено внешними вращающими моментами и служит только для поддержания осей сателлитов
__ Поз Н это
__ Поз 3 это

Задание #53

Вопрос:

Укажите основные элементы планетарной передачи, изображенной на рисунке, назовите ее тип, область применения.

Изображение:

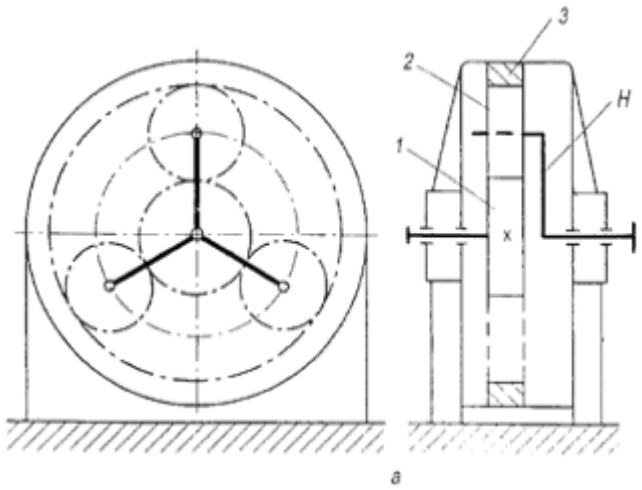


Укажите соответствие для всех 5 вариантов ответа:
1) это конические сателиты
2) это центральные конические зубчатые колёса 1 и 3 передачи
3) это водило
4) это конический сателит
5) это дифференциал заднего моста автомобиля
6) это простая планетарная передача для заднего моста автомобиля
7) для суммирования скорости вращения от двух источников движения на водиле
8) для того,чтобы вращение водила раскладываломь между двумя колёсами обратно пропорционально моментам сопротивлений на колёсах

__ поз. c - это
__ поз. d - это
__ данная передача предназанчена для
__ поз. e, f - это
__ на рисунке изображена

Задание #54

Вопрос:
Для простой одноступенчатой передачи по схеме 2К-Н укажите как определяется передаточное отношение при остановленных различных звеньях
Изображение:



Укажите соответствие для всех 4 вариантов ответа:

1) $i_{13}^{(H)} = -\frac{z_3}{z_1}$

2) $i_{1H}^{(3)} = \frac{\omega_1}{\omega_H} = 1 + \frac{z_3}{z_1}$

3) $\frac{\omega_1 - \omega_H}{\omega_3 - \omega_H} = -\frac{z_3}{z_1}$

4) $i_{1H}^{(2)} = z_1\left(i_{1H}^{(3)} - 1\right)$

5) $i = 0.5(z_3 - z_1)$

6) метод мысленной остановки водила дифференциальной планетарной передачи, при котором получают обычную простую непланетарную передачу, в которой сателлиты становятся паразитными зубчатыми колёсами, не влияющими на её передаточное отношение

7) метод мысленной остановки сателитов дифференциальной планетарной передачи, при котором получают обычную простую непланетарную передачу

__ Укадите формулу для расчета передаточного отношения планетарной передачи для случая: ведущее центральное зубчатое колесо 1, ведомым - центральном колесе 3, водило H - мысленно остановлено?

__ Какой метод используется для определения передаточного отношения планетарной зубчатой передачи при любом остановленном основном звене и любом направлении передачи движения.

__ Укадите формулу для расчета передаточного отношения планетарной передачи для случая: зубчатое колесо 3 неподвижно, зубчатое колесо 1 является ведущим, водило H - ведомым?

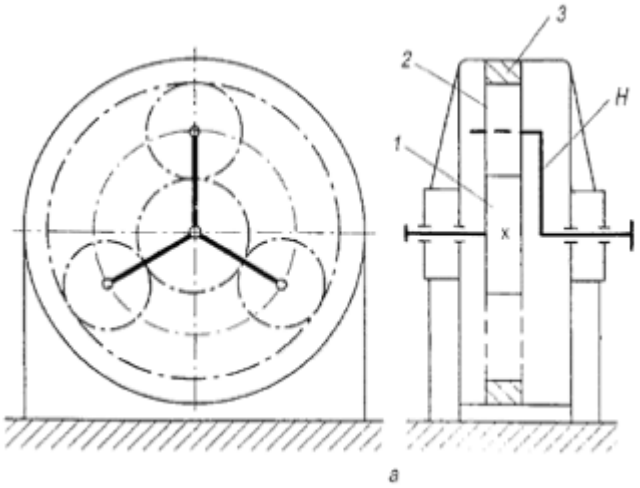
__ Укажите формулу Виллиса, которая может использована для определения передаточного отношения планетарной передачи при указании остановленного звена, ведущего и ведомого звеньев

Задание #55

Вопрос:

Как определяются числа зубьев для простой одноступенчатой планетраной передачи 2К-Н (см. рисунок)

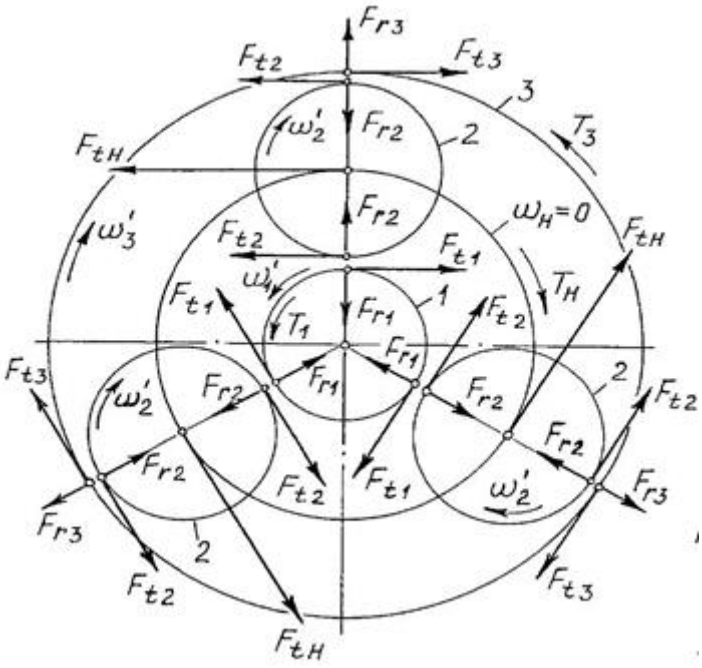
Изображение:



Укажите соответствие для всех 7 вариантов ответа:
1) из формулы передаточного отношения и должно быть кратно числу сателлитов
2) из условия неподрезания ножки зуба и кратно числу сателлитов
3) $= z_1 \left(i_{1H}^{(3)} - 1\right)$
4) $= 1 + \frac{z_3}{z_1}$
5) из условия соосности, в соответствии с которым межосевые расстояния зубчатых пар с внешним и внутренним зацеплениями должны быть равны
6) $= 0.5(z_3 - z_1)$
7) из условия, что сумма радиусов окружностей вершин зубьев соседних сателлитов была меньше расстояния между их осями
8) из условия, что в результате деления суммы зубьев центральных зубчатых колёс на число сателлитов должно быть получено целое число

__ Число зубьев сателлита вычисляют из
__ Число зубьев центральной ведущей шестерни 1 принимают из
__ Число зубьев центральных зубчатых колёс 3 с внутренними зубьями определяют из
__ Условие сборки планетарной передачи определяют из
__ Условие соседства в планетарной передаче определяют из
__ Число зубьев центральных зубчатых колёс равно
__ Число зубьев сателлитов равно

Задание #56
Вопрос:
Укажите, как определяются силы в планетарной передаче
Изображение:



Укажите соответствие для всех 7 вариантов ответа:

1) $F_{t1} = \dfrac{2T_1 K_W}{n_W \cdot d_{w1}}$

2) $F_{t1} = \dfrac{2T_1}{n_W \cdot d_{w1}}$

3) для обращённого механизма (при остановленном водиле) с использованием зависимостей для обычных цилиндрических зубчатых передач

4) частоты вращения зубчатых колёс рассматриваемых пар вычисляют при остановленном водиле

5) n_W

6) K_W

7) с использованием зависимостей для обычных цилиндрических зубчатых передач

8) частоты вращения зубчатых колёс рассматриваемых пар вычисляют при подвижном водиле

9) взаимно уравновешиваются

10) в 2 раза больше чем на сателите

__ Число сателитов обозначается

__ Радиальные силы , действующие на прямозубые центральную ведущую шестерню, одновенцовый сателлит и центральное колесо с внутренними зубьями, равны..

__ Как проводят расчёт на прочность планетарных зубчатых передач?

__ коэффициент неравномерности нагрузки между сателитами обозначается

__ Как определяют частоты вращения зубчатых колёс рассматриваемых пар простой планетарной передачи при расчете эквивалентного числа циклов

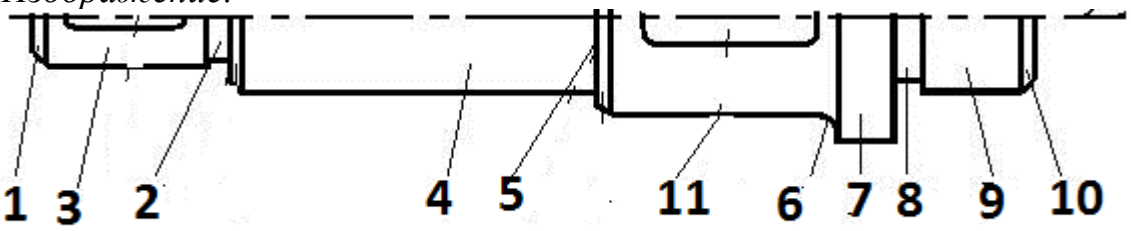
нагружений зубьев?
__ Окружная сила на водиле H равна
__ Как определяется окружная сила на центральной ведущей шестерне простой планетарной передачи для реальных условий?

Задание #57

Вопрос:

Охарактеризуйте валы и оси, их основные элементы

Изображение:



Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

1) оси
2) валы
3) фаска
4) канавка
5) шип
6) цапфа
7) шейка
8) буртик
9) заплечик
10) галтель

__ поз. 3 -
__ поз. 5 -
__ поз. 2 и 8 -
__ поз. 4 и 9 -
__ *предназначены только для поддержки установленных на них деталей и воспринимают действующие на эти детали си*лы
__ *предназначены для передачи вращающего момента вдоль своей оси, а также для поддержания расположенных на нем деталей и восприятия действующих на эти детали сил*
__ поз. 6 -
__ поз. 7 -
__ поз. 11 -
__ поз. 1, 10 -

Задание #58

Вопрос:

Укажите правильно выполненные переходные участки между ступенями

валов, которые обеспечиваеют точное осевое положение деталей на валу
Изображение:

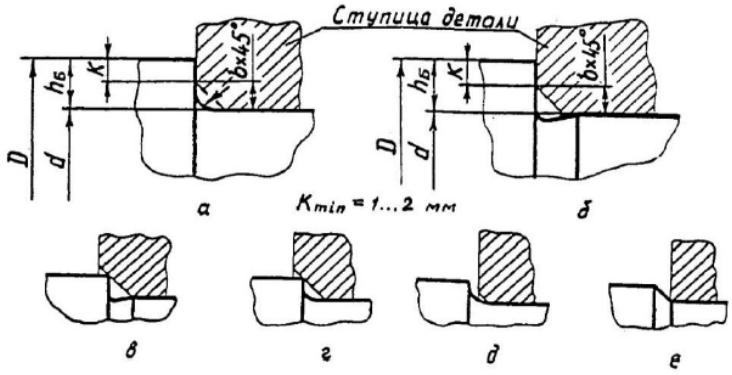


Рисунок 1

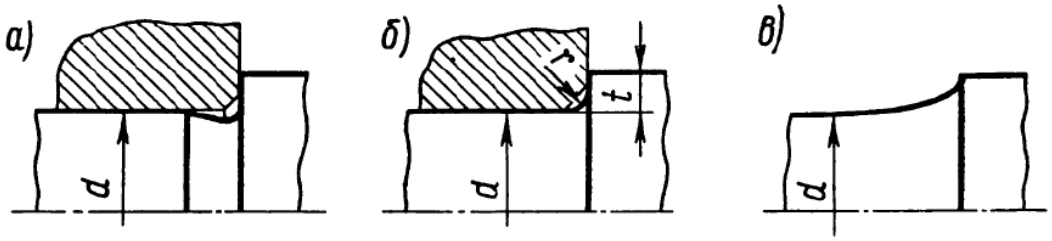


Рисунок 2

Укажите соответствие для всех 5 вариантов ответа:
1) рис. 2,а и рис. 1, б
2) рис. 2,б и рис. 1, а
3) рис. 2, в
4) рис. 1, а, б
5) рис. 1, в, г
6) рис. 1, д, е

__ переходные участок с канавкой со скруглением для выхода шлифовального круга
__ На каком рисунке 1 изображено правильное осевое фиксирование детали упором в буртик
__ переходный участок с галтелью переменного радиуса
__ переходный участок с галтелью постоянного радиуса
__ На каком рисунке изображен переходный участок, который используется для снижения концентрации напряжений, и потому применяется на сильно нагруженных участках валов или осей

Задание #59

Вопрос:
Поясните порядок проектирования и расчета валов

Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:
1) проектный расчет валов
2) проверочный расчет валов

3) понижают допускаемое напряжение на кручение
4) повышают допускаемое напряжение на кручение
5) определяют исходя из крутящего момента на валу
6) определяют исходя из функционального назначения, технологии изготовления и сборки
7) определяют исходя из изгибающего момента на участке вала

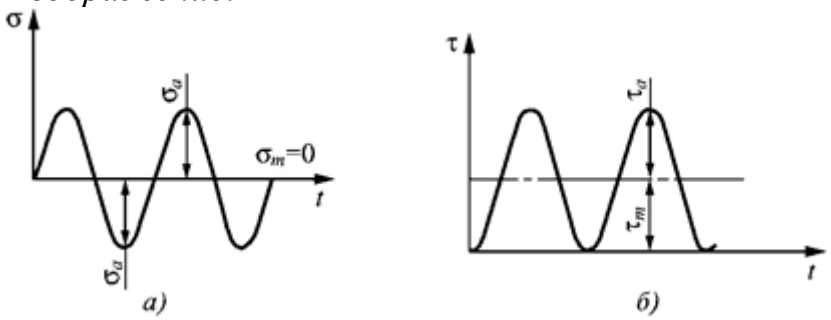
__ диаметр вала под зубчатым колесом (для выходного вала)
__ какой расчет валов выполняют на статическую прочность, на сопротивление усталости и на жесткость
__ при каком расчете определяют диаметр вала под зубчатым колесом (для промежуточного вала)
__ как при проверочном расчете вала учитывают влияние на прочность вала изгиба, концентрации напряжений и характера изменения нагрузки
__ при каком расчете расчет выполняют условно только на кручение
__ при каком расчете определяют диаметр выходного конца вала
__ диаметр выходного конца вала определяют
__ диаметр вала под подшипниками
__ какой расчет валов выполняют на статическую прочность с целью ориентировочного определения диаметров отдельных ступеней
__ диаметр вала под зубчатым колесом (для промежуточного вала) определяют

Задание #60

Вопрос:

Охарактеризуйте особенности проверочного расчета валов

Изображение:



Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

1) расчет вала на сопротивление усталости
2) расчет вала на статическую прочтость
3) напряжения изгиба
4) напряжения кручения
5) повышает предел выносливости
6) понижает предел выносливости

__ какие напряжения изменяются по симметричному циклу

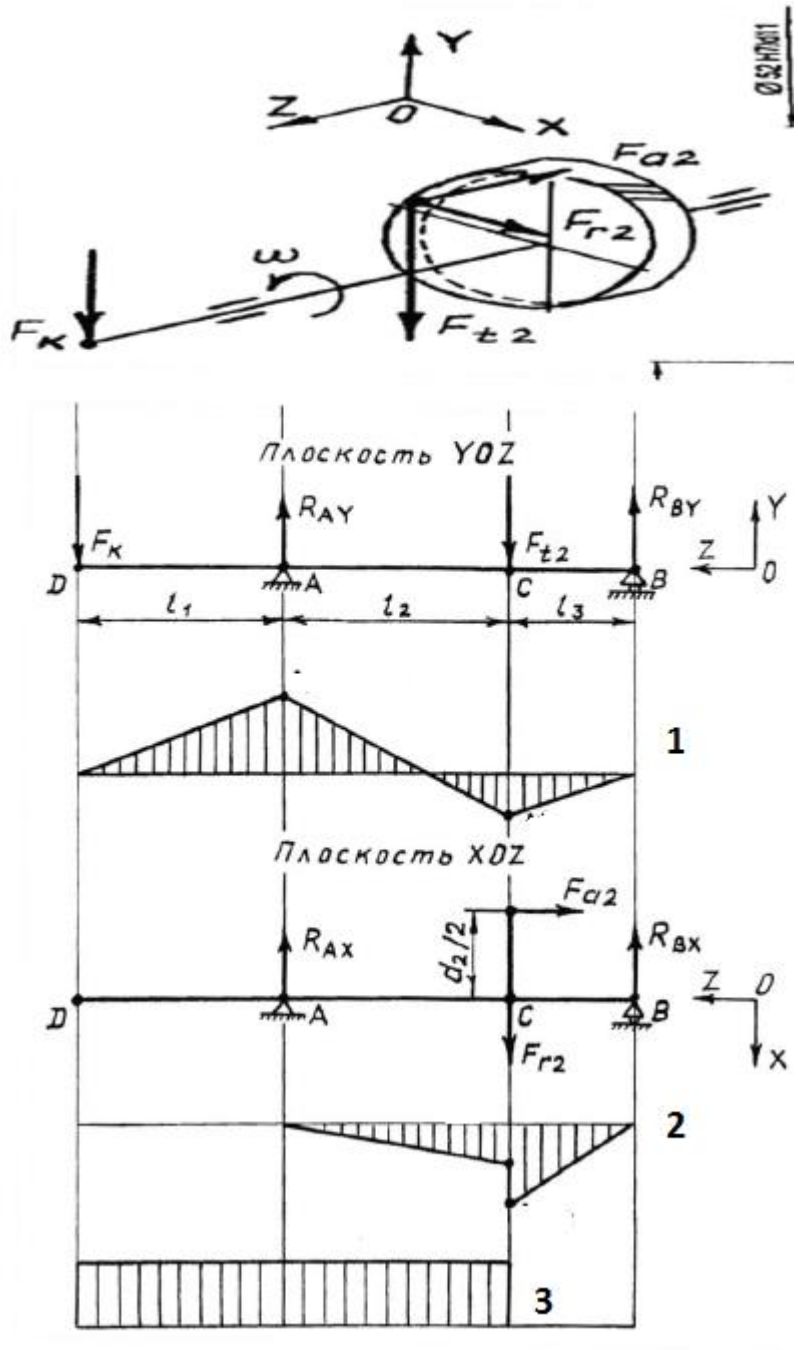
__ какие напряжения изменяются по отнулевому циклу
__ какой расчет вала является основным
__ шероховатости поверхности
__ на рис. Б изображены
__ концентрация напряжений
__ размеры поперечного сечения детали
__ какой расчет вала является проверочным
__ на рис. А изображены
__ поверхностное упрочнение

Задание #61

Вопрос:

Охарактеризуйте эпюры изгибающих и крутящих моментов на валу (см. рисунок)

Изображение:



Укажите соответствие для всех 7 вариантов ответа:

1) эпюра изгибающего момента Мх
2) эпюра изгибающего момента Му
3) эпюра крутящего момента Мк
4) из-за концентации напряжений из-за посадки с натягом и шпонки
5) из-за изгибающего момента от осевой силы Fa на косозубом колесе
6) нет, данный участок вала не передает крутящий момент от колеса к муфте на выходном конце вала
7) есть, данные участок вала передает крутящий момент от колеса к муфте на выходном конце вала
8) $= F_a \cdot d_2/2$
9) $= F_k \cdot l_1$

10) =0

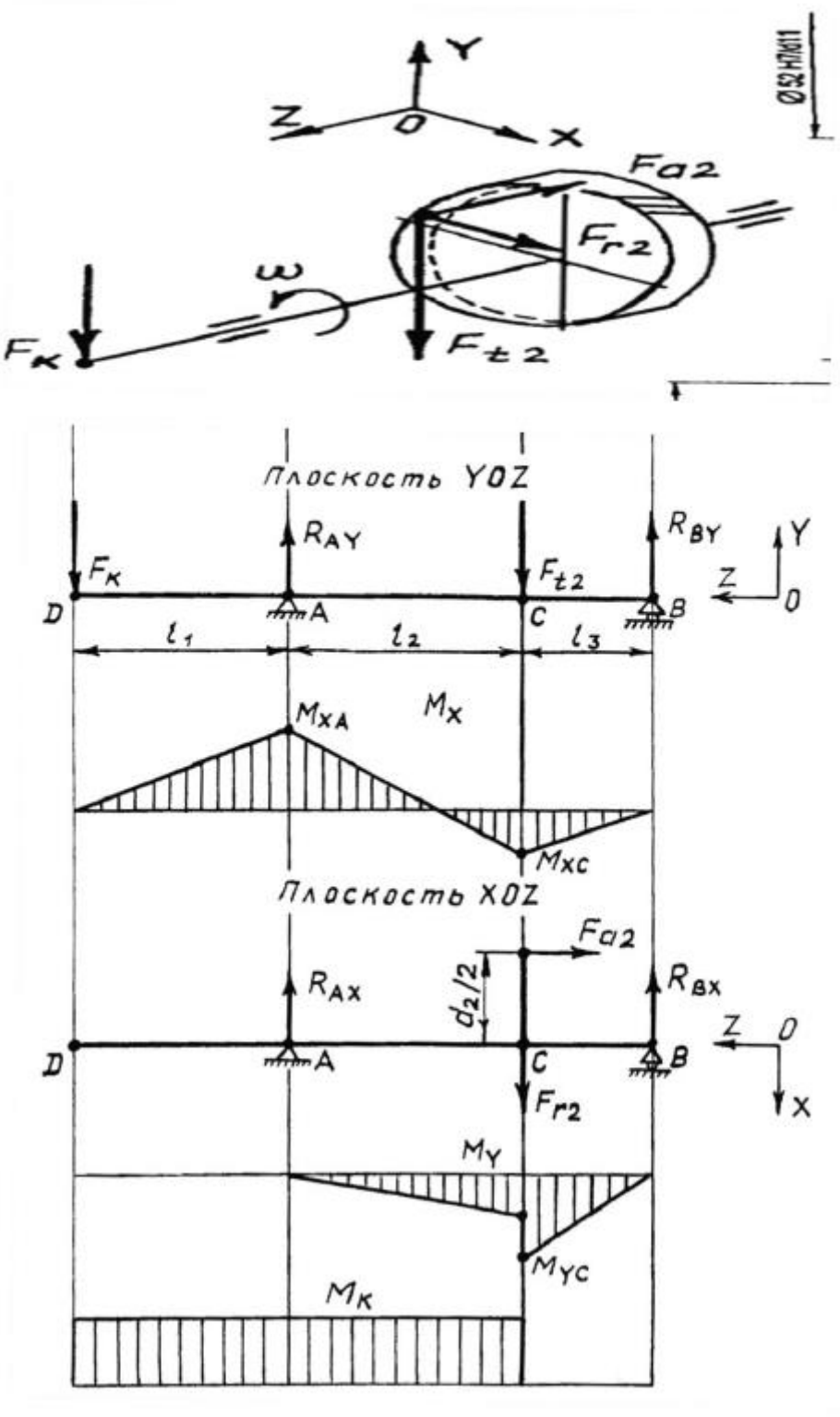
__ почему возникает скачок на эпюре (поз. 2)?
__ есть ли на участке вала С-В крутящий момент?
__ поз. 2 на рисунке - это
__ поз. 1 на рисунке - это
__ поз. 3 на рисунке - это
__ чему равен изгибающий момен на конце вала
__ чему равен скачок изгибающего момента в сечении под косозубым колесом?

Задание #62

Вопрос:

Охарактеризуйте опасные сечения и коэффициент запаса прочности на валу (см. рисунок)

Изображение:



Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

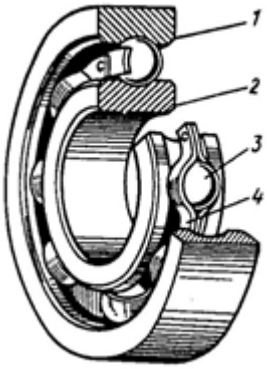
1) является опасным сечением
2) не является опасным сечением
3) действуют в сечении С
4) действуют в сечении А
5) для сечения с наименьшей величиной коэффициента запаса прочности по усталости *S*

6) должен быть ≥[S] = 1,5...2,5
7) должен быть <[S] = 1,5...2,5
8) в целях предупреждения пластических деформаций и разрушений в период действия кратковременных перегрузок (например, при пуске)
9) в целях предупреждения усталостной поломки вала
10) для сечения с наибольшей величиной коэффициента запаса прочности по усталости *S*

__ Проверку статической прочности вала проводят в целях....
__ концентратор напряжений - посадка подшипника с натягом
__ Изгибающий момент Мх и крутящий момент Мк
__ сечение А
__ Изгибающий момент Мх и Му и крутящий момент Мк
__ концентратор напряжений - посадка зубчатого колеса с натягом, шпоночный паз или шлицы
__ сечение D
__ сечение С
__ Проверку статической прочности вала проводят для сечения....
__ **коэффициент запаса прочности по усталости** *S*

Задание #63

Вопрос:
Охарактеризуйте достоинства и недостатки подшипников качения, их основные элементы
Изображение:



Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:
1) достоиство подшипников качения
2) недостаток подшипников качения

__ Малая стоимость изготовления в связи с массовым производством
__ Полная взаимозаменяемость, готовность к эксплуатации без дополнительной подгонки или приработки
__ Малые осевые размеры, простота монтажа и эксплуатации
__ Малая и переменная по углу поворота осевая и радиальная жесткость

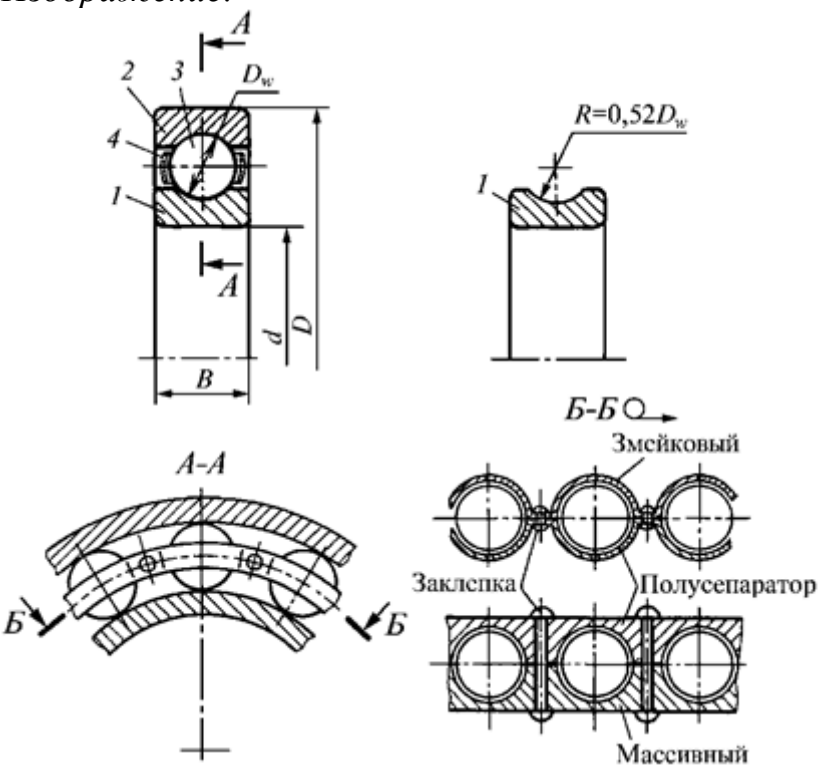
__ Большое сопротивление вращению, шум и малый ресурс при высоких частотах вращения
__ Малые потери на трение, особенно при трогании с места и невысоких частотах вращения, незначительный нагрев при работе
__ Большие радиальные размеры
__ Малое использование дефицитных цветных металлов при изготовлении
__ Чувствительность к ударным и вибрационным нагрузкам
__ Малая потребность в смазочном материале

Задание #64

Вопрос:

Охарактеризуйте основные элементы подшипников качения

Изображение:



Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

1) внутренне кольцо
2) наружное кольцо
3) тела качения (на рис. - шарики)
4) сепаратор
5) змейковый сепаратор
6) массивный сепаратор
7) радиальные подшипники
8) радиально-упрорные подшипники
9) упрорные подшипники
10) упрорно-радиальные подшипники

__ какие подшипники воспринимают осевую нагрузку и для них указывается

осевая грузоподъемность
__ какие подшипники воспринимают осевую и небольшую радиальную нагрузку и для них указывается осевая грузоподъемность
__ какой сепаратор наиболее часто используетс и состоит из двух волнистых кольцеобразных полусепараторов, соединенных между собой заклепками
__ какие подшипники воспринимают в основном радиальную нагрузку и для них указывается радиальная грузоподъемность
__ поз. 2 -
__ поз. 3 -
__ какой сепаратор используется в быстровращающихся узлах и подшипниках высокой точности, обеспечивает более точное положение тел качения относительно колец подшипников
__ поз. 1 -
__ какие подшипники воспринимают радиальную и осевую нагрузку и для них указывается радиальная грузоподъемность
__ поз. 4 -

Задание #65

Вопрос:
Охарактеризуйте подшипники, изображенные на рисунке
Изображение:

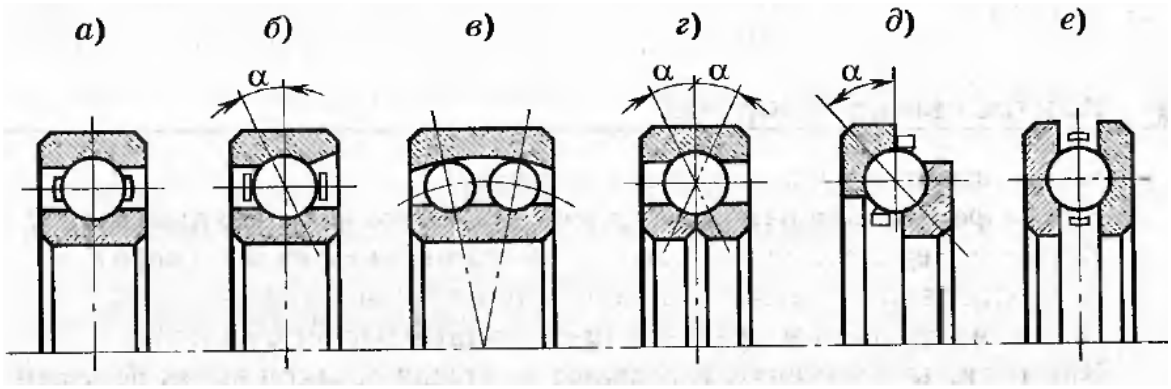


Рисунок 1

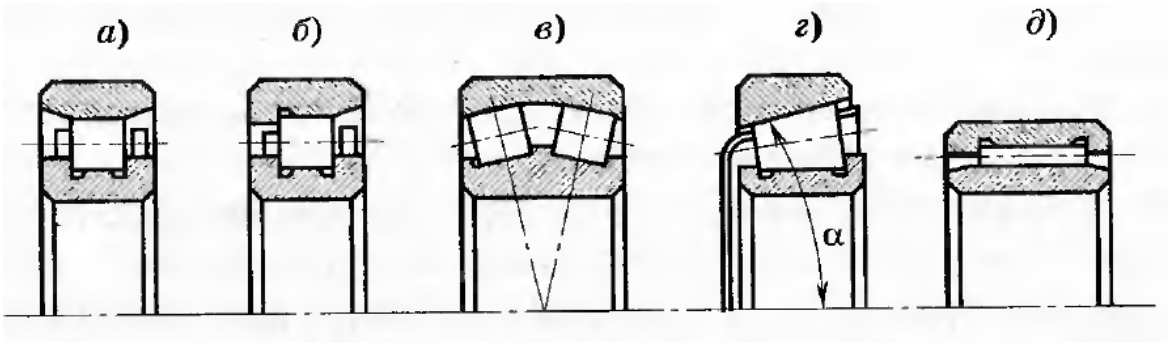


Рисунок 2

Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:
1) шариковый радиальнй подшипник
2) шариковый радиально-упорный подшипник
3) шариковый радиальный двухрядный сферический

4) радиально-упорный однорядный четырехточечный шариковый подшипник
5) шариковый упорно-радиальный подшипник
6) шариковый упорный подшипник

__ На рис 1 В изображен
__ На рис 1 Д изображен
__ На рис 1 Е изображен
__ воспринимает радиальную нагрузку и небольшую осевую нагрузку, не самоустанавливающийся
__ На рис 1 А изображен
__ воспринимает осевую нагрузку
__ На рис 1 Г изображен
__ воспринимает радиальную нагрузку и односторонюю осевую нагрузку в зависимости от угла контакта, имеет 2 точки контакта
__ На рис 1 Б изображен
__ воспринимает осевую нагрузку и радиальную нагрузку в зависимости от угла контакта

Задание #66

Вопрос:

Охарактеризуйте подшипники, изображенные на рисунке

Изображение:

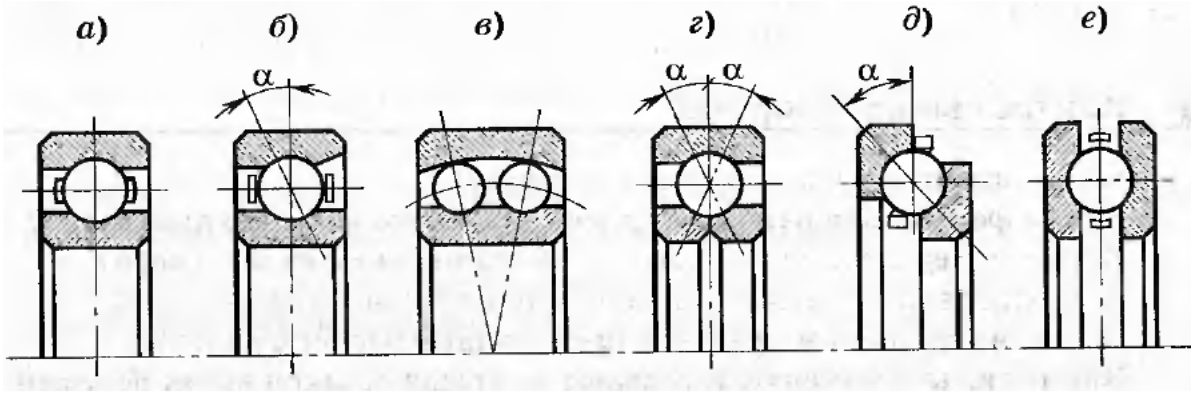


Рисунок 1

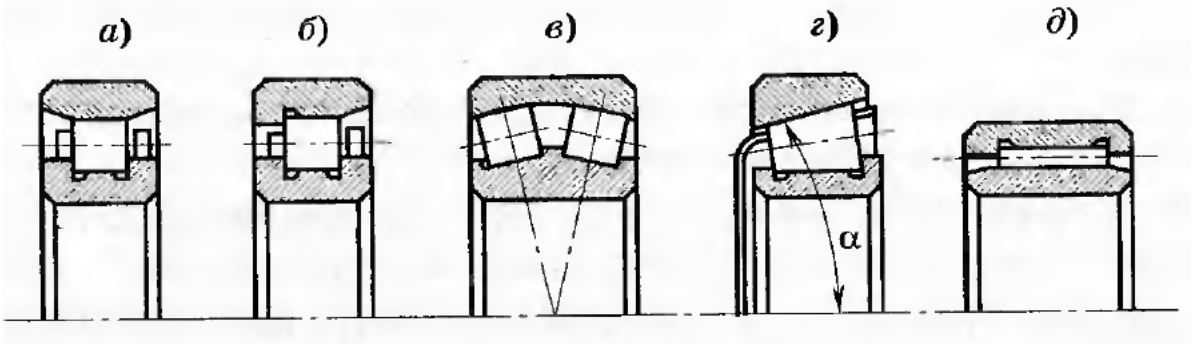


Рисунок 2

Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

1) **Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами**
2) **Роликовый радиальный подшипник с короткими цилиндрическими роликами с бортами на обоих кольцах**
3) **Игольчатый роликоподшипник**
4) **Роликовый радиальный сферический двухрядный подшипник**
5) **Роликовый радиально-упорный конический подшипник**

__ На рис 2 Г изображен
__ воспринимает радиальную и небольшую осевую нагрузку, не требует регулировки, фиксирует вал в осевом направлении
__ воспринимает радиальную и небольшую одностороннюю осевую нагрузку, не конический и не самоустанавливающейся
__ воспринимает радиальную и осевую нагрузку в зависимоси от угла контакта
__ На рис 2 А изображен
__ На рис 2 В изображен
__ На рис 2 Д изображен
__ На рис 2 Б изображен
__ воспринимает только радиальную нагрузку, применятся при ограниченных радиальных размерах
__ воспринимает только радиальную нагрузку, не самоустанавливающийся

Задание #67

Вопрос:
Поясните, что указывает каждая позиция в основном условном обозначении подшипника (см. рис), и на примере подшипника 7209
Изображение:

Поясните, что указывает каждая позиция в основном условном обозначении подшипника

X	XX	X	X	XX
Поз. 5	Поз. 4	Поз. 3	Поз. 2	Поз. 1

Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:
1) внутренний диаметр подшипника (внутренний диаметр определяют умножением этого числа на 5)
2) тип подшипника
3) серия диаметров (определяет наружный диаметр подшипника при одинаковом внутреннем диаметре)
4) конструктивная разновидность подшипника (если базовый типоразмер, то не указывается в обозначении)
5) серия ширин (определяет ширину подшипника при одинаковых других размерах)

6) размерная серия подшипников
7) имеют большую грузоподъемность но меньшую предельную частоту вращения
8) имеют меньшую грузоподъемность но большую предельную частоту вращения
9) 45 мм
10) 50 мм

__ шариковые подшипники при тех же габаритах имеют ..., по сравнению с роликовыми
__ поз. 3 - это
__ поз. 2 - это
__ с увеличением размерной серии (больше ширина и наружный диаметр при том же внутреннем диамтре подшипника) подшипники обычно имеют ...
__ поз. 5 - это
__ серия диаметров с серией ширин образуют
__ роликовые подшипники при тех же габаритах имеют ..., по сравнению с шариковыми
__ поз. 1 - это
__ поз. 4 - это
__ внутренний диаметр подшипника 7209 равен

Задание #68
Вопрос:
Расположите в порядке увеличения точности (от грубых к более точным) классы точностей радиальных и радиально-упорных шарикоподшипников и радиальных роликоподшпиников и радиально-упорных конических роликоподшипников

Укажите порядок следования всех 7 вариантов ответа:
__ 8
__ 2
__ 7
__ 5
__ 4
__ 6
__ 0

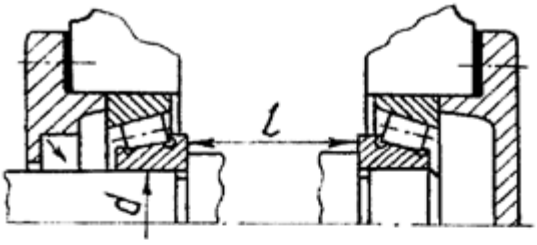
Задание #69
Вопрос:
Расположите в порядке убывания причины отказов подшипников качения (от наиболее часто встречающихся к редко встречающимся)

Укажите порядок следования всех 5 вариантов ответа:
__ **Смятие** *рабочих поверхностей дорожек и тел качения* (образование

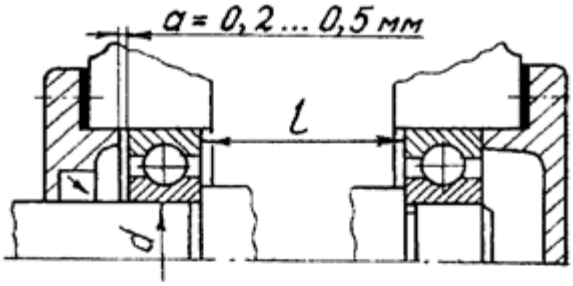
лунок и вмятин) вследствие местных пластических деформаций под действием вибрационных, ударных или значительных статических нагрузок
__ **Разрушение сепараторов** *от действия центробежных сил и воздействия на сепаратор разноразмерных тел качения*
__ **Абразивное изнашивание** вследствие плохой защиты подшипника от попадания абразивных частиц (строительные, дорожные, сельскохозяйственные машины, ткацкие станки).
__ **Усталостное выкрашивание** *рабочих поверхностей колец и тел качения в виде раковин или отслаивания под действием переменных контактных напряжений*
__ **Разрушение колец и тел качения** *вследствие перекосов колец или вследствие перегрузок ударного характера* (скалывание бортов, раскалывание колец и др.).

Задание #70
Вопрос:
Охарактеризуйте схемы установки подшипников качения
Изображение:

Схема 1

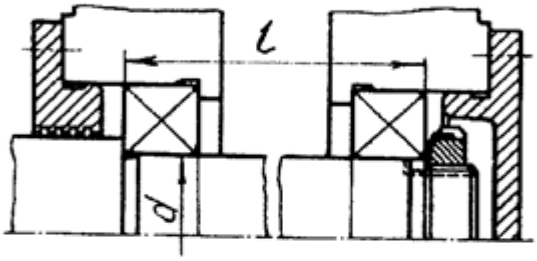


Вариант 1.1

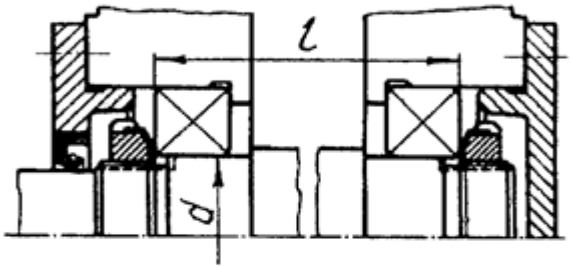


Вариант1.2

Схема 2

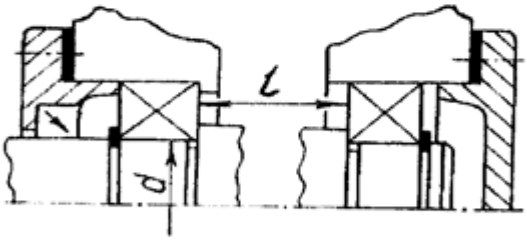


Вариант 2.1

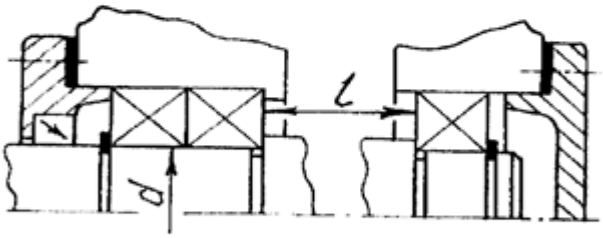


Вариант2.2

Схема 3

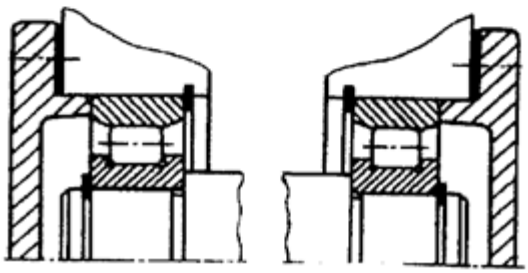


Вариант 3.1

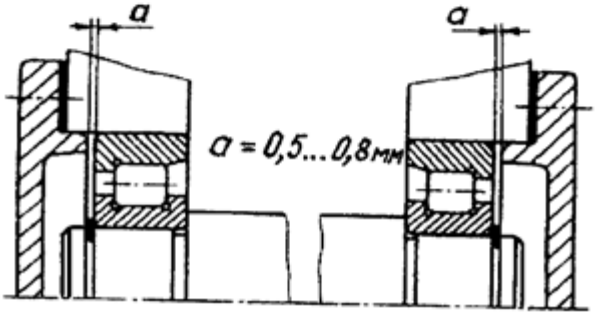


Вариант 3.2

Схема 4



Вариант 4.1



Вариант 4.2

Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:

1) установка подшипников "враспор"
2) установка подшипников "врастяжку"

3) одна опора фиксирующая, вторая плавающая
4) плавающий вал

__ какая схема установки вала защемление подшипников вследствие температурных деформаций даже при значительной длине вала
__ какая схема установки вала конструктивно наиболее проста и получила широкое распространение при относительно коротких валах, в этой схеме для исключения защемления вала в опорах из-за тепловой деформации применяют тепловой зазор
__ схема 4 это
__ схема 2 это
__ какая схема осевого фиксирования вала применяется в опорах валов конических шестерен и ступиц колес автомобилей
__ схема 1 это
__ схема 3 это
__ какая схема установки используется для одного из валов шевронной или сдвоенной косозубой передачи
__ какая схема установки обеспечивает самоустанавливающийся в осевом направлении вал

Задание #71

Вопрос:

Охарактеризуйте долговечность и грузоподъемность подшипников качения

Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:

1) Базовая статическая грузоподъемность подшипников C_0
2) базовая динамическая грузоподъемность подшипника С
3) по динамической грузоподъёмности (долговечности) для предупреждения усталостного выкрашивания
4) по статической грузоподъёмности на предотвращение возникновения пластических деформаций
5) меньше или равна базовой динамической грузопдъемности С
6) больше базовой динамической грузоподъемности С
7) больше или равна требуемой долговечности или ресурсу Lh
8) меньше требуемой долговечности или ресурсу Lh

9) по радиальной динамической грузоподъемности
10) по осевой динамической грузоподъемности

__ базовая долговечность (расчетный ресурс) при 90%-ой надежности L_{10h} должна быть
__ расчетная динамическая грузоподъемность подшипников Срасч долна быть
__ Если частота вращения кольца подшипника $n \geq 10$ мин$^{-1}$, то

предварительно выбранные подшипники рассчитываеют ...
__ такая постоянная сила, которой соответствует общая остаточная деформация тел качения и колец в наиболее нагруженной точке контакта, равная 0,0001 диаметра тела качения
__ для упорных или упорно-радиальных подшипников проверочный расчет на заданный ресурс или долговечность проводится по (какой грузоподъемности?)
__ для радиальных или радиально-упорных подшипников проверочный расчет на заданный ресурс или долговечность проводится по (какой грузоподъемности?)
__ Если подшипники воспринимают внешнюю нагрузку в неподвижном состоянии или вращаясь с частотой $n < 10$ мин$^{-1}$, то их проверяют...
__ постоянная сила, которую подшипник может воспринимать в течение 1 млн. оборотов без появления признаков усталости не менее чем у 90% из определенного числа подшипников, подвергающихся испытаниям

Задание #72
Вопрос:
Поясните определение эквивалентной динамической нагрузки
Изображение:

$$P_r = (VXR_r + YR_a)K_Б K_T \quad (1)$$

$$P_a = R_a K_Б K_T \quad (2)$$

$$P_r = (XR_r + YR_a)K_Б K_T \quad (3)$$

Укажите соответствие для всех 7 вариантов ответа:
1) эквивалентную динамическую нагрузку для упорно-радиальных подшипников
2) эквивалентную динамическую нагрузку для упорных подшипников
3) эквивалентную динамическую нагрузку для радиальных и радиально-упорных подшипников
4) коэффициенты радиальной и осевой нагрузкок
5) коэффициент безопасности (учитывет характер нагрузки) и температурный коэффициент (зависит от рабочей температуры подшипника)
6) коэффициент вращения, зависит от того, какое кольцо вращается

7) коэффициент режима нагрузки
8) радиальная и осевая нагрузки, действующие на подшипник
9) радиальная и осевая динамические грузоподъемности

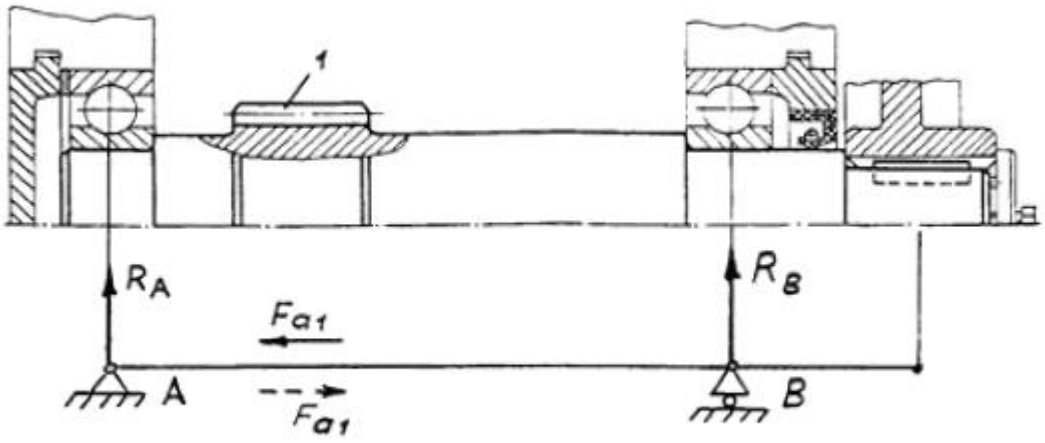
__ по формуле (2) определяют
__ по формуле (3) определяют
__ R_r и R_a - это
__ X и Y - это
__ V - это
__ $K_Б$ и K_T - это
__ по формуле (1) определяют

Задание #73

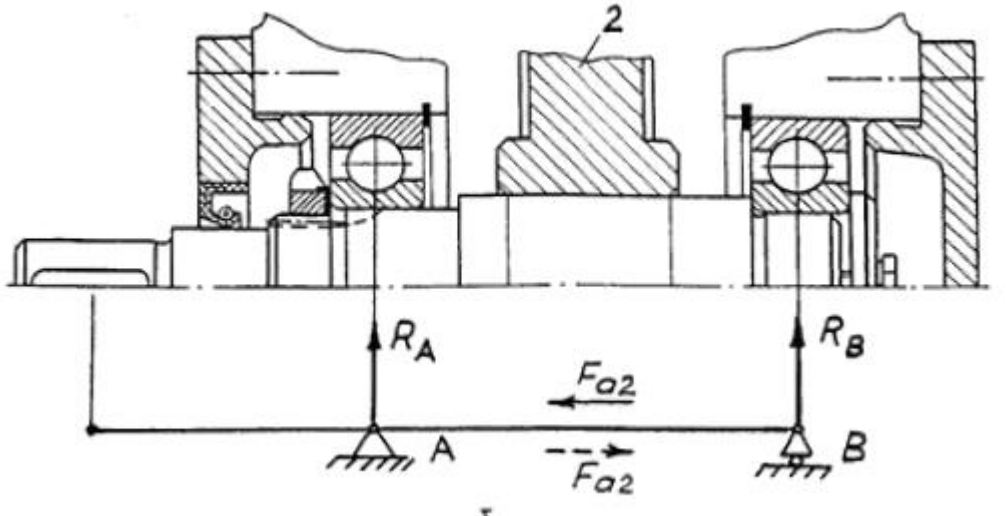
Вопрос:

Поясните, как определяются радиальные и осевые нагрузки, действующие на шариковые радиальные подшипники

Изображение:



а

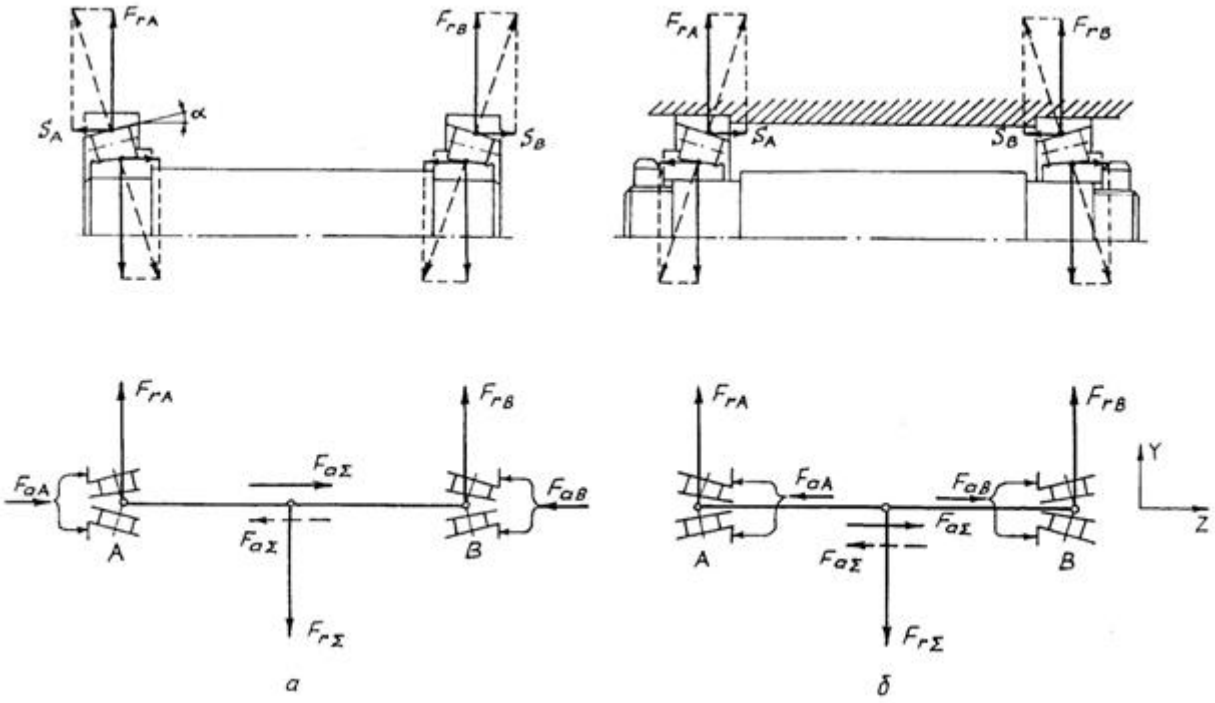


б

Укажите соответствие для всех 5 вариантов ответа:
1) суммарная радиальная реакции в соответсвующей опоре
2) $R_{a\text{A}} = 0$ и $R_{a\text{B}} = F_a$
3) $R_{a\text{A}} = F_a$ и $R_{a\text{B}} = 0$
4) суммарная осевая реакция в соответсвующей опоре
5) радиальная реакция в горизонтальной плоскости редуктора
6) плавающая опора
7) фиксированная опора
8) равна нулю, осевые силы компенсируются
9) равна Fa

__ чему равна осевая реакция в подшипниках при установке вала по схеме "плавающий вал" (шевронная передача или сдвоенная косозубая передача)
__ при установке подшипников по схеме «**одна опора фиксирующая, вторая плавающая»** осевую нагрузку воспринимает
__ для рис. Б при установке подшипников по схеме "врастяжку" и направлении осевой силы Fa2 на валу влево чему равны осевые нагрузки в подшипника А и В
__ радиальная нагрузка на подшипник равна
__ для рис. А при установке подшипников по схеме "враспор" и направлении осевой силы Fa1 на валу влево чему равны осевые нагрузки в подшипника А и В

Задание #74
Вопрос:
Охарактеризуйте силы и особенности расчета радиально-упорных подшипников качения
Изображение:



Укажите соответствие для всех 4 вариантов ответа:

1) возникают осевые составляющие $\boldsymbol{R_S}$

2) возникают радиальные состовляющие $\boldsymbol{R_S}$

3) наклон контактных поверхностей в подшипнике (величина силы зависит от угла наглона и типа подшипника)

4) осевая сила Fa, действующая на вал

5) осевые реакции в опорах Ra должны быть больше или равны составляющим Rs

6) осевые реакции в опорах Ra должны быть меньше составляющих Rs

7) эквивалентная статическая нагрузка была меньше или равна базовой статической грузоподъемности

8) эквивалентная статическая нагрузка была больше базовой статической грузоподъемности

__ В чем причина возникновения составяющих сил R_S в радиально-упорном подшипнике?

__ При проверочном расчете подшипников на статическую грузоподъемность нужно чтобы

__ Какие силы возникают в радиально-упорных подшипниках от действия радиальных нагрузок $\boldsymbol{R_r}$?

__ условие нераздвижения колец радиально-упорного подшипника для обеспечения нормальной работы имеют вид...

Задание #75

Вопрос:

Охарактеризуйте резьбы на рис. 1 и 2 по форме профиля резьбы, направлению винтовой линии резьбы, количеству заходов
Изображение:

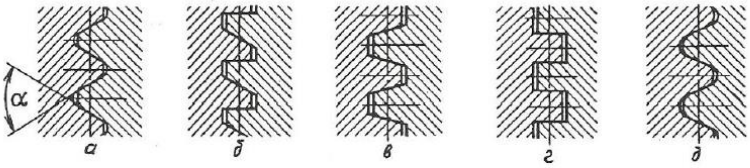
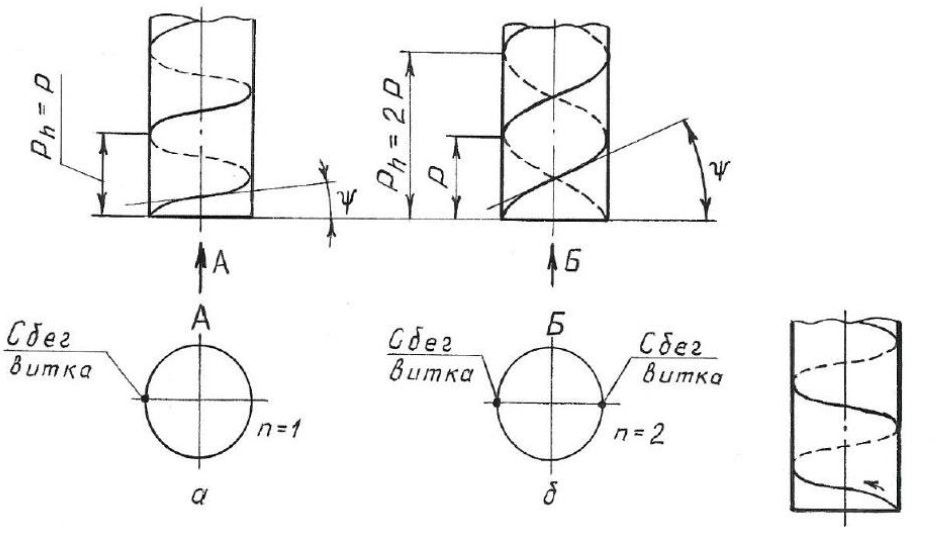


Рисунок 1



в Рисунок 2

Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:
1) упорная
2) треугольная
3) трапецеидальная
4) прямоугольная
5) круглая
6) однозаходная левая резьба
7) однозаходная правая резьба
8) двухзаходная правая резьба
9) резьбы для передачи движения
10) крепежные резьбы

__ на рис 2 в -
__ на рис 1 а -
__ на рис 1 д -
__ на рис 1 г -
__ на рис 2 б -
__ треугольная резьба по назначению относится к
__ трапецеидальная резьба по назначению относится к
__ на рис 1 б -
__ на рис 2 а -
__ на рис 1 в -

Задание #76

Вопрос:

Охарактеризуйте резьбы по назначению

Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

1) *Крепежные резьбы*
2) *Крепежно - уплотняющие резьбы*
3) *Резьбы для передачи движения*

__ Применяют в грузовых и ходовых винтах
__ прямоугольная резьба относитс к
__ упорная резьба относится к
__ конические метрическая и дюймовая резьба относятся к
__ метрическая резьба относится к
__ Применяют в основном в соединениях, требующих герметичности (в соединениях трубопроводов и в арматуре). Эти резьбы также выполняют однозаходными треугольного профиля, но без радиальных зазоров во избежание вытекания жидкости и с плавными закруглениями
__ трапецеидальна резьба относится к
__ трубная резьба относится к
__ Предназначены в основном для скрепления деталей. выполняют только однозаходными, как правило треугольного профиля. Этот профиль резьбы характеризуется повышенным трением, обеспечивающим меньшую опасность ослабления затянутой резьбы
__ круглая резьба относится к

Задание #77

Вопрос:

Охарактеризуйте достоинства и недостатки резьбовых соеденинений и соединений с натягом

Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

1) достоинства резьбовых соединений
2) недостатки резьбовых соединений
3) достоинства соединений с натягом
4) недостатки соединений с натягом
5) достоинства резьбовых соединений и соединений с натягом

__ Малая стоимость, обусловленная стандартизацией и высокопроизводительными процессами изготовления
__ Обеспечение многократной сборки - разборки
__ сравнительно большие размеры фланцев для размещения гаек или головок болтов
__ При небольшой силе на ключе создание значительной осевой силы затяжки вследствие клинового действия

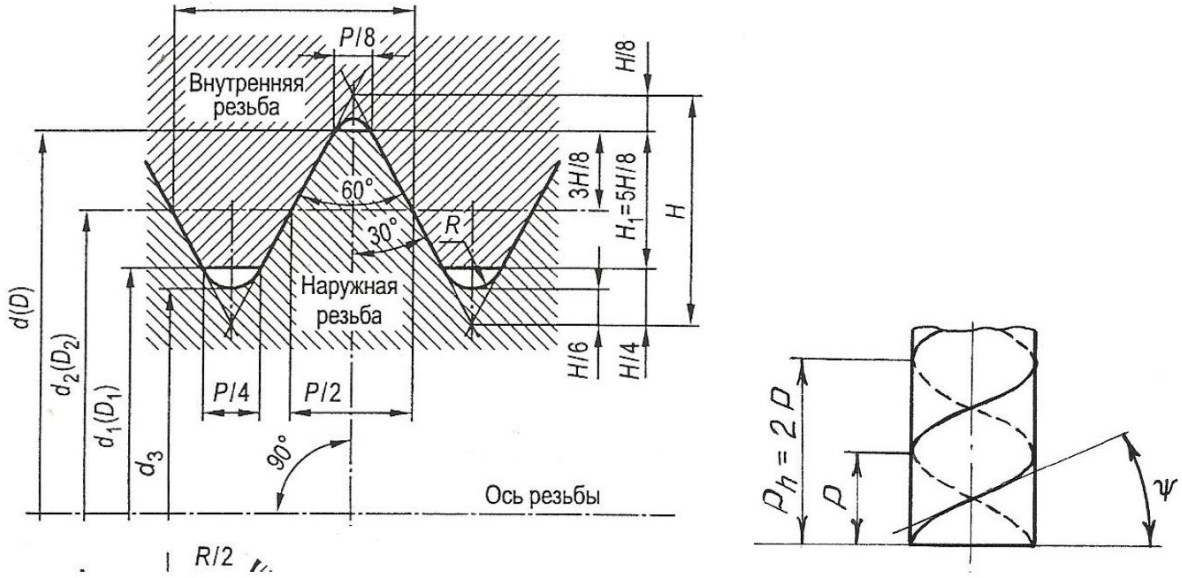
__ Рассеяние нагрузочной способности в связи с нестабильностью коэффициента сцепления (трения) и отклонениями действительных сопрягаемых размеров в пределах допусков.
__ Простота конструкции и технологичность: цилиндрические поверхности могут быть легко получены при обработке
__ Сложность сборки и особенно разборки
__ Высокая нагрузочная способность и надежность
__ Обеспечение не только соединения деталей, но и регулирование их осевого положения
__ Возможность соединения деталей из разнородных материалов

Задание #78

Вопрос:

Охарактеризуйте геометрические параметры цилиндрической резьбы

Изображение:



Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

1) d
2) D
3) d_1
4) D_1
5) d_2
6) D_2
7) P_h
8) P
9) α
10) ψ

__ средний диаметр наружной резьбы, т.е. диаметр воображаемого цилиндра, на котором толщина витка резьбы равна ширине впадины

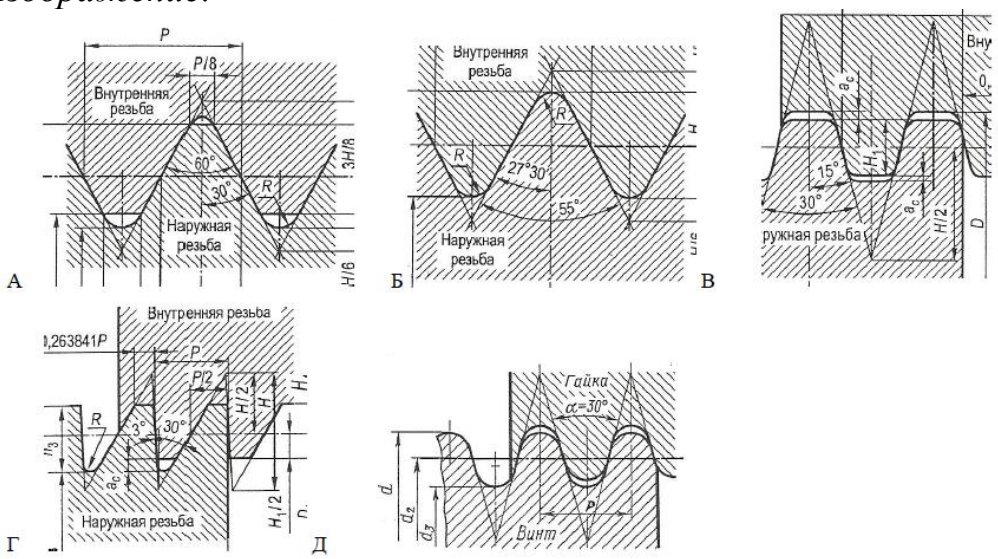
__ угол профиля резьбы
__ средний диаметр внутренней резьбы
__ внутренний диаметр внутренней резьбы
__ угол подъема резьбы
__ внутренний диаметр наружной резьбы
__ шаг резьбы, т.е. расстояние между одноименными сторонами двух соседних витков в осевом направлении
__ наружный диаметр внутренней резьбы
__ ход резьбы, т.е. расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении
__ наружный диаметр наружной резьбы (номинальный диаметр резьбы)

Задание #79

Вопрос:

Охарактеризуйте цилиндрически резьбы, изображенные на рисунке

Изображение:



Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

1) трубная резьба
2) трапецеидальная резьба
3) упорная резьба
4) круглая резьба
5) метрическая резьба

__ на рис Г изображена
__ основная резьба для механизмов, передающих усилие в обоих направлениях (ходовые винты, винты суппортов станков и др.). Она имеет профиль симметричной трапеции с углом профиля α=30° . Характеризуется меньшими потерями на трение, чем треугольная резьба
__ Широко используется для большинства резьбовых соединений как крепежная, а также для точных винтовых пар измерительных инструментов.

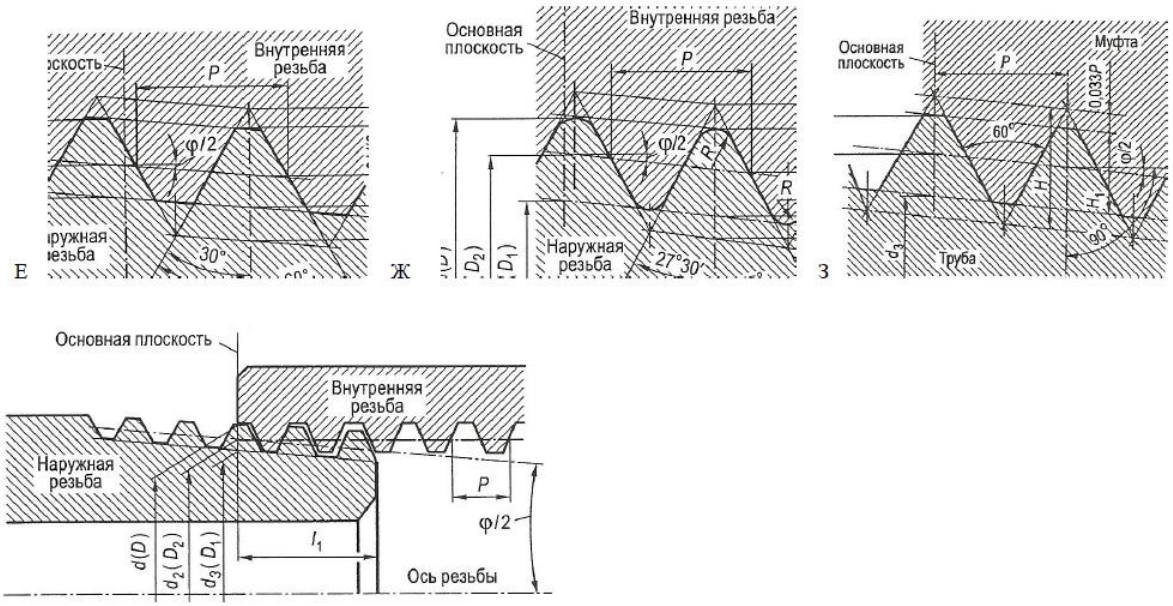
Все ее размеры измеряются в миллиметрах Имеет профиль в виде равностороннего треугольника (α=60º). Изготовляется по стандарту.
__ на рис В изображена
__ на рис Д изображена
__ Резьба стандартизована. Используется в передаче винт - гайка при больших односторонних осевых нагрузках (винты прессов, домкратов, нажимные устройства прокатных станов, резьбовые хвостовики грузовых крюков и т.д). Изготовляется однозаходной и многозаходной
__ на рис Б изображена
__ на рис А изображена
__ Резьба стандартизирована. Применяется для винтов, подверженным большим динамическим напряжениям, а также часто завинчиваемых и отвинчиваемых в загрязненной среде (вагонные стяжки, пожарная арматура). Большие радиусы закруглений исключают значительную концентрацию напряжений. Загрязняющие частицы, попадающие в круглую резьбу, выжимаются в ее радиальные зазоры
__ используют в цилиндрических резьбовых соединениях труб и арматуры трубопроводов, а также в соединениях внутренней цилиндрической резьбы с наружной конической резьбой. имеет симметричный треугольный профиль с углом профиля α=55°. Закругленные вершины и впадины и отсутствие зазора по ним обеспечивают герметичность соединения

Задание #80

Вопрос:

Охарактеризуйте конические резьбы, изображенные на рисунке

Изображение:



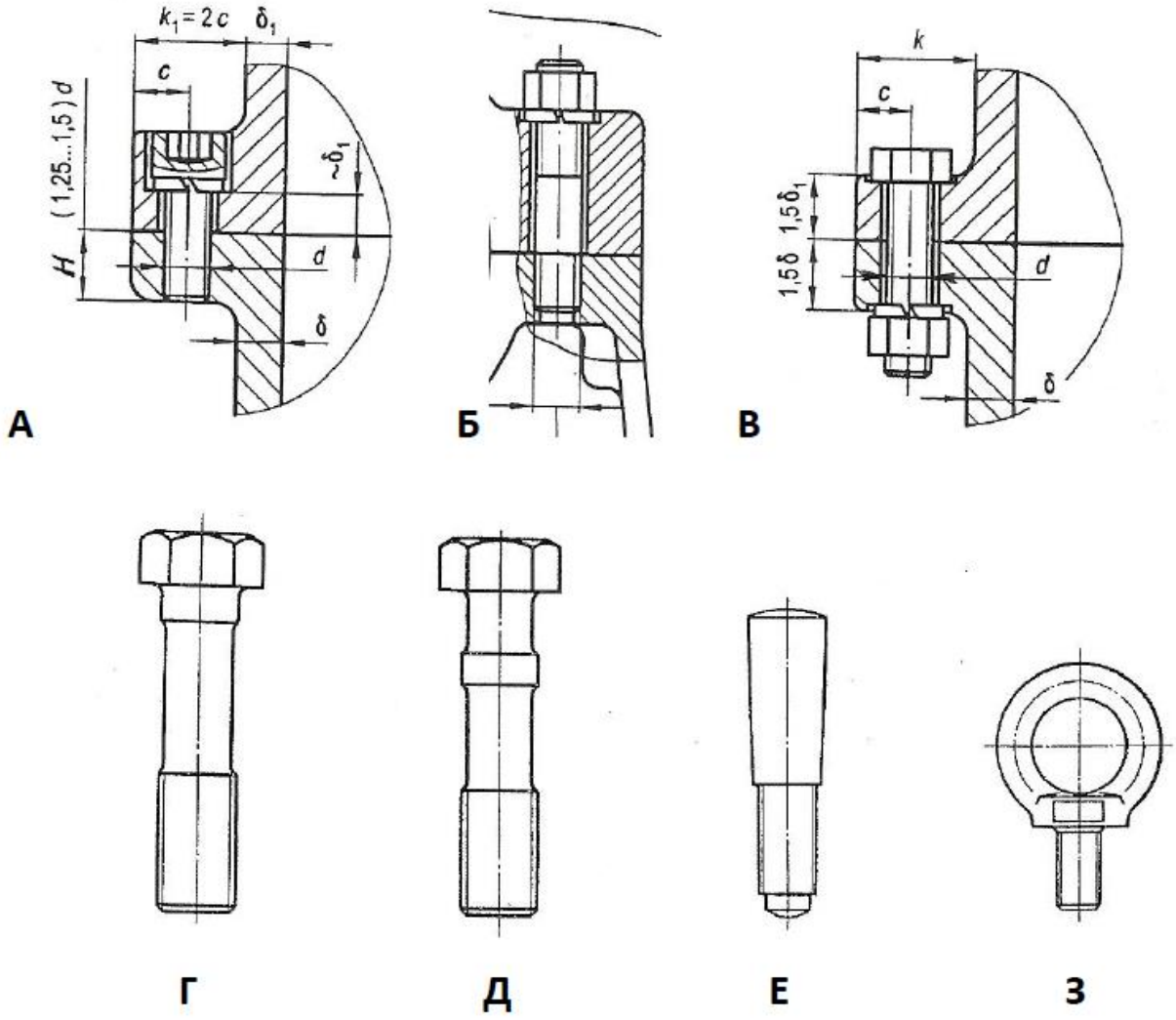
Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:

1) дюймовая коническая резьба
2) трубная коническая резьба
3) метрическая коническая резьба

4) конические резьбы
5) внутренние цилиндрические резьбы
6) метрические резьбы с мелким шагом
7) метрические резьбы с крупным шагом
8) М 16 х 1,5
9) М 16

__ На рис Е изображена
__ какие метрические резьбы имеют область применения: резьбовые соединения, подверженные действию переменных нагрузок (крепление колеса автомобиля, свечи зажигания ДВС); полые тонкостенные детали; регулировочные устройства (приборы, точная механика)
__ какие метрические резьбы меньше ослабляют деталь и отличаются повышенным самоторможением
__ Какие резьбы обеспечивают непроницаемость без специальных уплотнений. Их применяют для соединения труб, установки пробок, масленок и т.п. Отсутствие радиальных зазоров в резьбе и плотное прилегание профилей по вершинам обеспечивают герметичность соединения. Эти резьбы обеспечивают быстрое завинчивание и отвинчивание
__ обозначение метрической резьбы с крупным шагом имеет вид
__ обозначение метрической резьбы с мелким шагом имеет вид
__ На рис З изображена
__ На рис Ж изображена
__ какие резьбы допускают свинчивание с внутренними цилиндрическими резьбами

Задание #81
Вопрос:
Охарактеризуйте применение резьбовых соединений
Изображение:



Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:
1) *Соединения ввертными болтами с шестигранной головкой (без гайки) и ввертными винтами с цилиндрической головкой и шестигранным углублением под ключ*, ввинчиваемыми в одну из скрепляемых деталей
2) *Соединения болтами с навертной гайкой*
3) *Соединения шпильками с навертной гайкой*
4) болт с подголовком
5) конический (призонный) болт
6) грузовой болт (рым-болт)
7) болт с повышенной податливостью

__ На рис Г изображен
__ На рис Б изображено
__ На рис А изображено
__ На рис Е изображен
__ применяют при наличии места для расположения головки болта и гайки. Эти соединения наиболее простые и дешевые, так как не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях. Применяют для скрепления деталей, материал который не обеспечивает достаточной прочности и долговечности

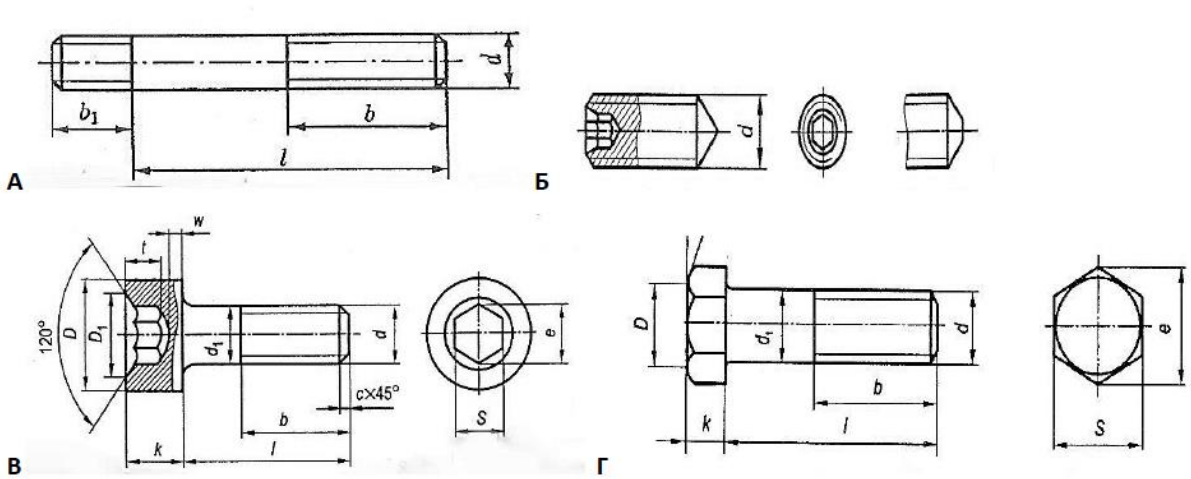
резьбы
__ На рис Д изображен
__ На рис В изображено
__ применяют вместо соединения ввертными болтами и болтами, когда прочность материала детали с резьбой недостаточна (например, сплавы на основе алюминия), а также при частых сборках и разборках соединения
__ применяют при отсутствии места для расположения гайки. Однако при этом должна быть достаточная прочность материала детали и возможность нарезания резьбы достаточной глубины
__ На рис 3 изображен

Задание #82

Вопрос:

Охарактеризуйте крепежные изделия, изображенные на рисунке, и расшифруйте обозначение болта Болт М12х1,25-6g х 60.109.40Х.019 ГОСТ 7817-80

Изображение:



Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:

1) шпилька
2) болт с шестигранной головкой под ключ
3) установочный винт
4) винт с цилиндрической головкой и внутренним шестигранником под ключ
5) диаметром резьбы 12 мм и крупным шагом 1,25 мм
6) диаметром резьбы 12 мм и мелким шагом 1,25 мм
7) с покрытием 40Х
8) с покрытием 01 толщиной 9 мкм
9) 60
10) 10.9

__ на рис Г изображен
__ на рис А изображен
__ длина болта, мм

__ класс прочности
__ Болт с метрической резьбой с диаметром ...и ... шагом
__ покрытие болта
__ на рис В изображен
__ на рис Б изображен
__ какие крепежные изделия служат для фиксации положения деталей. В соединениях выполняют вспомогательную роль:служат для устранения сдвига деталей при действии случайных и рабочих нагрузок

Задание #83

Вопрос:

Охарактеризуйте гайки, изображенные на рисунках 1 и 2

Изображение:

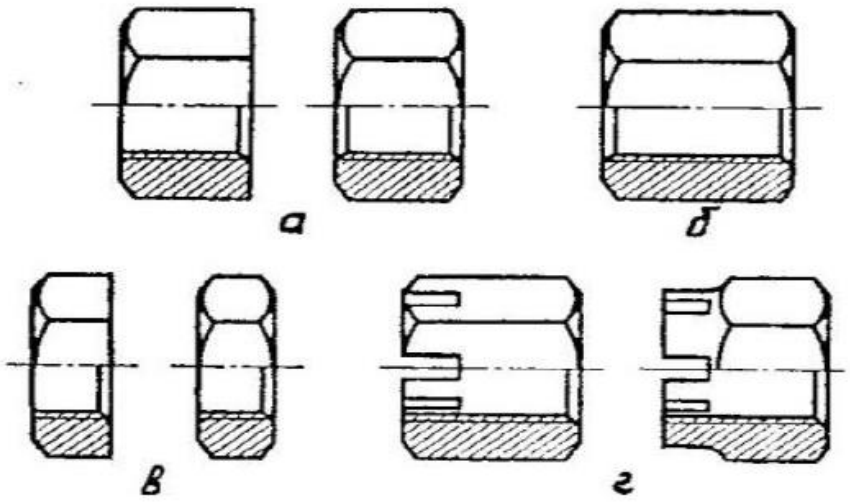


Рисунок 1

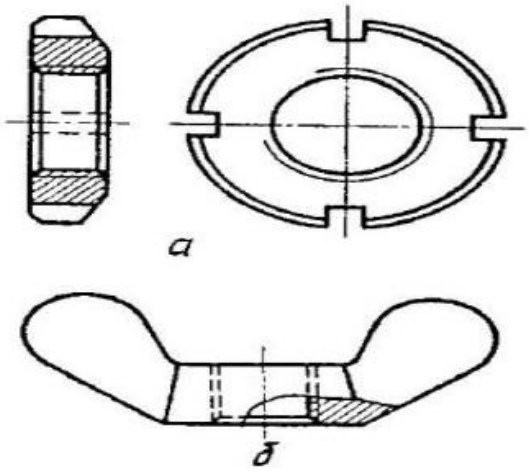


Рисунок 2

Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

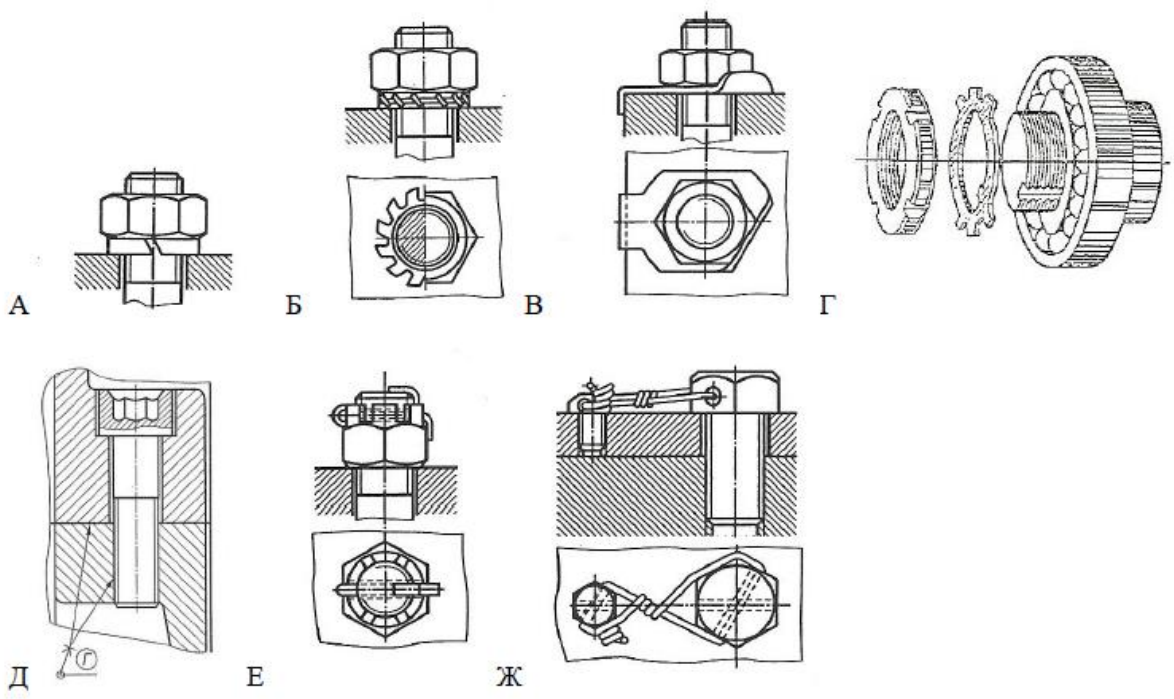
1) гайки шестигранные высокие и особо высокие
2) гайки шестигранные нормальные
3) гайки шестигранные низкие
4) гайки шестигранные прорезные и корончатые (выполняют высокими)

5) гайки круглые шлицевые
6) гайка-барашек

__ на рис 1 Г изображена
__ на рис 1 В изображена
__ какие гайки используют при необходимости стопорения гаек шплинтами
__ на рис 2 А изображена
__ __ на рис 2 Б изображена
__ Какие гайки применяют в часто разбираемых соединениях, например в приспособлениях. Это связано с тем, что при частых разборках и сборках наблюдается износ резьбы и обмятие граней ключом
__ для каких гаек соблюдается условие равнопрочности гайки и резьбового стержня
__ какие гайки применяют в тех случаях, когда стержень болта (винта, шпильки) оказывается недогруженным осевой силой (болты для отверстий из-под развертки или работающие на срез и т.д.), а также в качестве контргаек
__ на рис 1 Б изображена

Задание #84

Вопрос:
Охарактеризуйте способы стопорения резьбовых соединений (см. рисунок)
Изображение:



Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:
1) Стопорение дополнительным трением с помощью упругих шайб (пружинная шайба, шайба Гровера)

2) Стопорение с помощью деформируемых шайб (с помощью многолапчатой стопорной шайбы)
3) Стопорение дополнительным трением с помощью упругих шайб (осесимметричная стопорная шайба)
4) Стопорение с помощью деформируемых шайб
5) Стопорение с помощью шплинтов
6) Стопорение проволокой
7) Стопорение с помощью герметиков
8) при условии, что угол подъема резьбы ψ значительно меньше угла трения φ
9) при вибрациях, а также при переменной и ударной нагрузке
10) при условии применения плоских шайб

__ на рис А изображено
__ на рис Д изображено
__ на рис В изображено
__ на рис Б изображено
__ самоторможение резьбы обеспечивается при ....
__ ослабление затянутых резьбовых соединений и самоотвинчивание гаек и винтов происходит при условии ....
__ на рис Ж изображено
__ на рис Е изображено
__ на рис Г изображено

Задание #85
Вопрос:
Охарактеризуйте силовые соотношения в винтовой паре
Изображение:

$$= f / \cos(\alpha / 2) \qquad (1)$$

$$= \text{arctg } f_{ПР} \qquad (2)$$

$$= \frac{tg\psi}{tg(\varphi + \psi)} \qquad (3)$$

Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:
1) приведенный угол трения
2) приведенный коэффициент трения
3) КПД винтовой пары

4) угол профиля резьбы
5) коэффициент трения
6) угол подъема резьбы
7) приведенный угол трения больше угла подъема резьбы
8) приведенный угол трения меньше угла подъема резьбы
9) метрические резьбы (угол профиля 60 градусов)
10) трапецеидальные резьбы (угол профиля 30 градусов)

__ по формуле (3) определеяетя
__ fпр - это
__ по формуле (1) определяется
__ условие самоторможения резьбы имеет вид
__ наибольший приведенный коэффициент трения имеют
__ α - это
__ по формуле (2) определяется
__ j- это

__ f - это
__ y - это

Задание #86
Вопрос:
Охарактеризуйте классы прочности и классы точнсти резьбовых деталей

Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:
1) Для *гаек* из углеродистых и легированных сталей с номинальной высотой, равной или более 0,8*d*
2) Для *болтов, винтов и шпилек* из углеродистых нелегированных и легированных сталей
3) Для болтов, винтов, шпилек и гаек общемашиностроительного применения
4) 6.9
5) 10.9
6) 9
7) 10
8) 6
9) 90...100
10) 70...80

__ чему равен класс прочности гайки, если наибольший класс прочтости шпильки, с которой она может сопрягаться в соединении равен 6.9
__ установлены **три класса** точности: А (повышенной точности), В (нормальной точности) и С (грубой точности).
__ предусмотрены 7 классов прочности, обозначаемых одним числом: 4, 5, 6, 8, 9, 10, 12

__ предусмотрено 12 классов прочности, которые обозначают двумя числами, разделенными точкой: 3.6, 4.6, 4.8, 5.6, 5.8, 6.6, 6.8, 6.9, 8.8, 10.9, 12.9, 14.9.
__ чему равен класс прочтости болта, если минимальное значение предела прочтости равно 1000 МПа, а предела текучески 900 МПа
__ Каково отношение осевой силы затяжки $F_{зат}$ резьбового стержня к силе $F_{кл}$, (т.е. $F_{зат} / F_{кл}$) приложенной к концевому участку стандартного ключа при его длине $l \approx 15d$ для стандартных метрических резьб?
__ Расшифровка класса прочности для ....: Первое число, умноженное на 100, указывает минимальное значение временного сопротивления (предела прочности) σ_B в Н/мм^2 (МПа) материала резьбовой детали. Произведение первого и второго чисел, умноженное на 10, определяет минимальное значение предела текучести σ_T (или $\sigma_{0,2}$) материала в Н/мм^2
__ Расшифровка класса прочности для ....: число указывает наибольший класс прочности сопрягаемой резьбовой детали, с которыми данная резьбовая деталь может сопрягаться в соединении

Задание #87

Вопрос:
Охарактеризуйте подходы для расчета резьбы на прочность

Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:
1) первый со стороны опорной поверхности виток резьбы передает 1% всей осевой силы, второй - около 3% , а десятый - больше 34%.
2) первый со стороны опорной поверхности виток резьбы передает 34% всей осевой силы, второй - около 23% , а десятый - меньше 1%.
3) используют для улучшения распределения (сделать более равномерно) осевой нагрузки по виткам резьбы
4) не обеспечивает улучшения распределения осевой нагрузки по виткам резьбы
5) основная причина разрушения крепежных резьб
6) основная причина разрушения резьб винтовых механизмов (передача винт-гайка скольжения)
7) критерий работоспособности крепежных резьб
8) критерий работоспособности резьб винтовых механизмов (передача винт-гайка скольжения)
9) равнопрочность крепежной резьбы на срез и стержня болта (винта, шпильки) на растяжение
10) равнопрочность крепежной резьбы на смятие и стержня болта (винта, шпильки) на срез

__ *обечпечение износостойкости, связанной с напряжениями смятия* σ_{CM}
__ низкие гайки
__ износ витков резьбы
__ срез витков резьбы

__ срез у гайки вершин нижних витков резьбы под углом γ = **15…20°**
__ как распределяется осевая сила, действующая на резьбовой стержень, по виткам резьбы в месте свинчивания с резьбой (для 10 витков)?
__ Что является условием для назначения высоты стандартных гаек
__ висячие гайки
__ *обеспечение прочности, связанной с напряжениями среза* $\tau_{ср}$

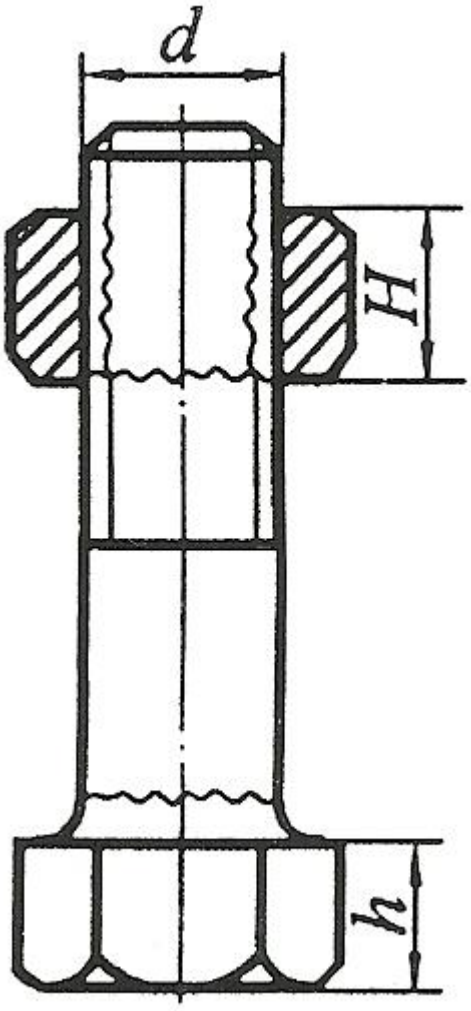
Задание #88

Вопрос:

Размеры стандартных резьбовых крепежных деталей из равнопрочных материалов установлены **из условия равнопрочности (каких? ...) элементов,**

а также расшифруйте обозначение гайки **Гайка М12 - 6Н. 8. 05. ГОСТ 5915 - 70**

Изображение:



Выберите несколько из 10 вариантов ответа:

1) с мелким шагом

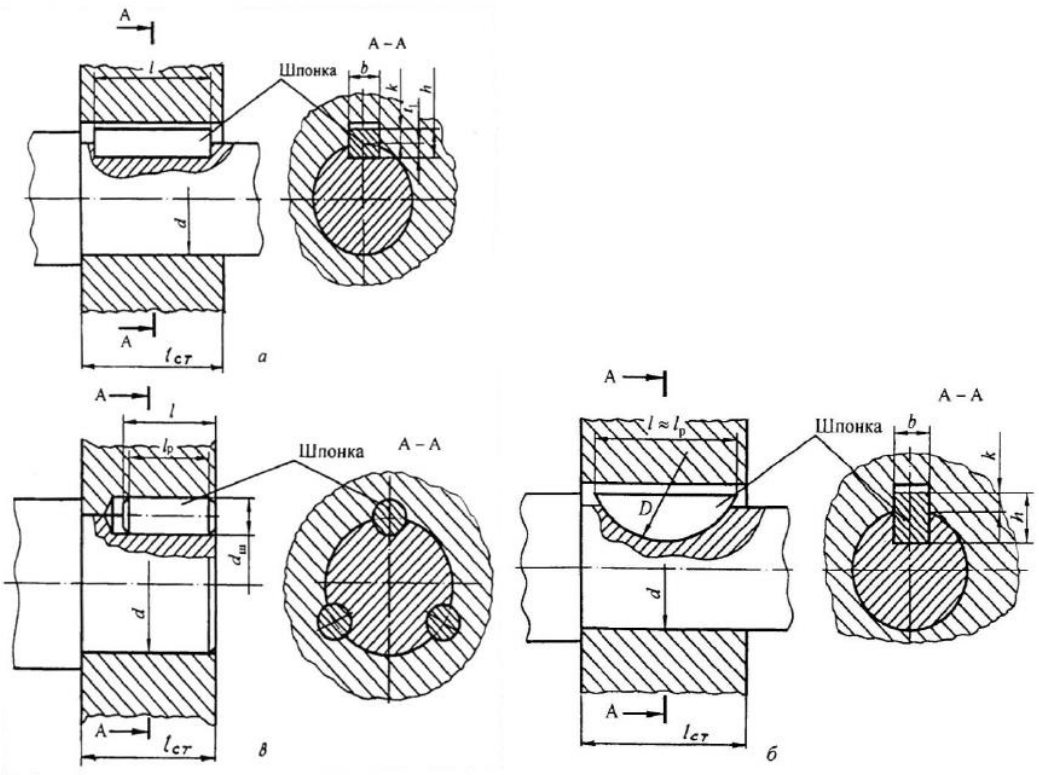
2) витков резьбы на срез на участке свинчивания с гайкой
3) класс прочности 8
4) смятия головки (у болта или винта)
5) разрыва стержня болта (винта) по внутреннему диаметру резьбы
6) класс прочности 05
7) отрыва головки (у болта или винта)
8) с покрытием 05
9) среза стержня болнта (винта)
10) с крупным шагом

Задание #89
Вопрос:
Охарактеризуйте достоинства и недостатки шлицевых и шпоночных соединений

Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:
1) достоинства шпоночных соединений
2) недостатки шпоночных соединений
3) достоинства шлицевых соединений по сравнению со шпоночными
4) недостатки шлицевых соединениний по сравнению со шпоночными

__ в большинстве случаев необходима ручная подгонка при установке в паз вала
__ большее сопротивление усталости вследствие меньшей глубины впадины и меньшей поэтому концентрации напряжений
__ способность точно центрировать соединяемые детали или точно выдерживать направление при их относительном осевом перемещении
__ ослабление вала и ступицы насаживаемой на вал детали из-за уменьшения сечения вала и значительной концентрациии напряжений изгиба и кручения
__ взаимозаменяемость (нет необходимости в ручной пригонке)
__ легкость монтажа и демонтажа, простота конструкции и сравнительно невысокая стоимость изготовления
__ меньшее число деталей соединения
__ более сложная технология изготовления, а следовательно, более высокая стоимость
__ большая несущая способность вследствие большей суммарной площади контакта
__ невысокая нагрузочная способность

Задание #90
Вопрос:
Охарактеризуйте шпоночные соединения, изображенные на рисунке
Изображение:



Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:
1) сегментная шпонка
2) призматическая шпонка
3) цилиндрическая шпонка
4) расчет на смятие
5) расчет на срез
6) от диаметра вала
7) от сил, действующих на вал
8) прочность шпонок на срез и изгиб обеспечена, если выполнено условие прочности на смятие
9) прочность шпонок на срез обеспечена, если выполнено условие прочности на изгиб

__ На рис В изображено шпоночное соединение с помощью
__ Для каких шпонок характерно: Паз в ступице выполняют протяжкой или долбяком. Паз под шпонку на валу выполняют в единичном и мелкосерийном производстве концевой фрезой в крупносерийном и массовом производстве - дисковой фрезой Для паза, выполненного концевой фрезой, необходима ручная пригонка
__ основным видом расчета для шпонок является
__ Для каких шпонок характерно: Паз на валу выполняют дисковой фрезой, в ступице - протяжкой или долбяком Такой способ изготовления обеспечивает легкость установки и удаления шпонки, взаимозаменяемость сопряжения
__ Шпонки выбирают по стандарту в зависимости от
__ На рис А изображено шпоночное соединение с помощью

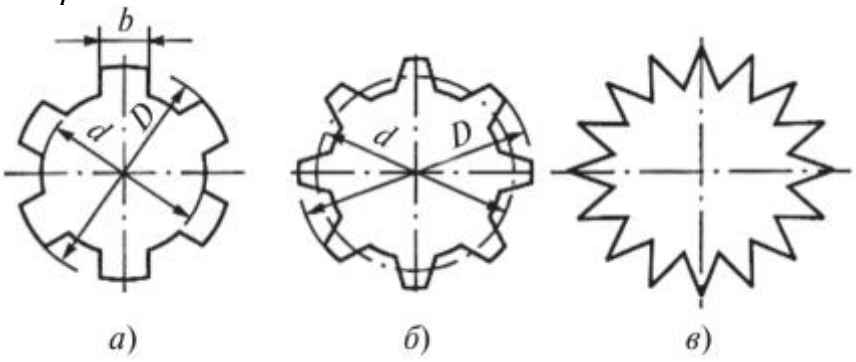
__ какие шпонки широко применяют в массовом и крупносерийном производстве, Ручная подгонка обычно не требуется. Шпонка в пазу вала самоустанавливается, не требует дополнительного крепления к валу
__ Размеры шпонок и пазов подобраны из условия, что
__ На рис Б изображено шпоночное соединение с помощью

Задание #91

Вопрос:

Охарактеризуйте шлицевые соединения

Изображение:



Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

1) эвольвентное шлицевое соединение
2) прямобочное шлицевое соединение
3) треугольное шлицевое соединение
4) (центрирование) обеспечивает наиболее точное центрирование
5) (центриование) применяют для передачи значительных и переменных по значению или направлению вращающих моментов, при жестких требованиях к мертвому ходу и при отсутствии высоких требований к точности центрирования: например, шлицевое соединение карданного вала автомобиля

__ центриования по боковым поверхностям b в прямобочном шлицевом соединении
__ для какого шлицевого соединения стандарт предусматривает легкую, среднюю и тяжелую, которые различаются высотой и числом z выступов
__ на рис А изображено
__ центрирование по наружному диаметру D в прямобочном шлицевом соединении
__ центрирование по внутреннему диаметру d в прямобочном шлицевом соединении
__ на рис В изображено
__ Профиль какого шлицевого соединения характеризуется повышенной прочностью вследствие утолщения выступа к основанию и плавного перехода в основании
__ на рис Б изображено

__ Какое шлицевое соединение применяют для передачи небольших вращающих моментов тонкостенными ступицами, пустотелыми валами, а также в соединениях торсионных валов, стальных валов со ступицами из легких сплавов, в приводах управления (например, привод стеклоочистителя автомобиля)
__ Какое шлицевое соединение характеризует большая нагрузочная способность вследствие большей площади контакта, большего количества зубьев и их повышенной прочности. Применяют для передачи больших вращающих моментов

Задание #92
Вопрос:
Охарактеризуйте расчет шлицевых соединений и расшифруйте их обозначение:
1) 40x2x9H/9g ГОСТ 6033-80
2) b - 8x36x40x7 F8/f8 ГОСТ 1139-80
3) D-8x36 x40 H7/f7 x7 ГОСТ 1139-80
4) d-8x36H7/f7x40x7 ГОСТ 1139-80
5) 40xH7/g6x2 ГОСТ 6033-80

Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:
1) сопротивление рабочих поверхностей смятию и изнашиванию, расчет напряжений смятия и сравнении их с допускаемыми
2) сопротивление рабочих поверхностей срезу, расчет напряжений среза и сравнении их с допускаемыми
3) число шлицев (зубьев)
4) ширина шлица, мм
5) это эвольвентное шлицевое соединение с наружным диаметром 40мм с центрированием по боковым поверхностям зубьев
6) это эвольвентное шлицевое соединение с наружным диаметром 40мм с центрированием по наружному диаметру
7) это прямобочное шлицевое соединение с наружным диаметром 40мм с центрирование по боковым поверностям шлицев
8) это прямобочное шлицевое соединение с наружным диаметром 40мм с центрирование по внутреннему диаметру шлицев
9) это прямобочное шлицевое соединение с наружным диаметром 40мм с центрирование по наружному диаметру шлицев
10) модуль шлицевого соединения, мм

__ В обозначении шлицевого соединеннния цифра 7 -это
__ В обозначении шлицевого соединеннния цифра 2 -это
__ Шлицевое соединеннние 5) - это
__ основной критерий работоспособности шлицевых соединений это..,
упрощенный (приближенный) расчет шлицевых соединений заключается в ...

__ Шлицевое соединенние 1) - это
__ Шлицевое соединенние 2) - это
__ В обозначении шлицевого соединенния цифра 8 - это
__ Шлицевое соединенние 3) - это
__ Шлицевое соединенние 4) - это

Задание #93

Вопрос:

Укажите достоиства и недостатки подшипников скольжения путем сопоставления

Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:

1) достоинства подшипников скольжения
2) недостатки подшипников скольжения

__ Значительные потери на трение в период пуска и при несовершенной смазке
__ Имеют сравнительно малые радиальные размеры
__ В процессе работы требуют постоянного надзора из-за высоких требований к наличию смазочного материала и опасности перегрева; перерыв в подаче смазочного материала ведет к разрушению подшипника
__ Большой расход смазочного материала, необходимость его очистки и охлаждения
__ Работают бесшумно
__ Способны воспринимать значительные ударные и вибрационные нагрузки вследствие больших размеров рабочей поверхности и высокой демпфирующей способности масляного слоя
__ Для тихоходных машин могут иметь весьма простую конструкцию
__ Имеют сравнительно большие осевые размеры
__ разъемные подшипники допускают установку их на шеики коленчатых валов; при ремонте не требуют демонтажа муфт, шкивов
__ Надежно работают в высокоскоростных приводах

Задание #94

Вопрос:

Охарактеризуйте подшипники, изображенные на рисунке.

Изображение:

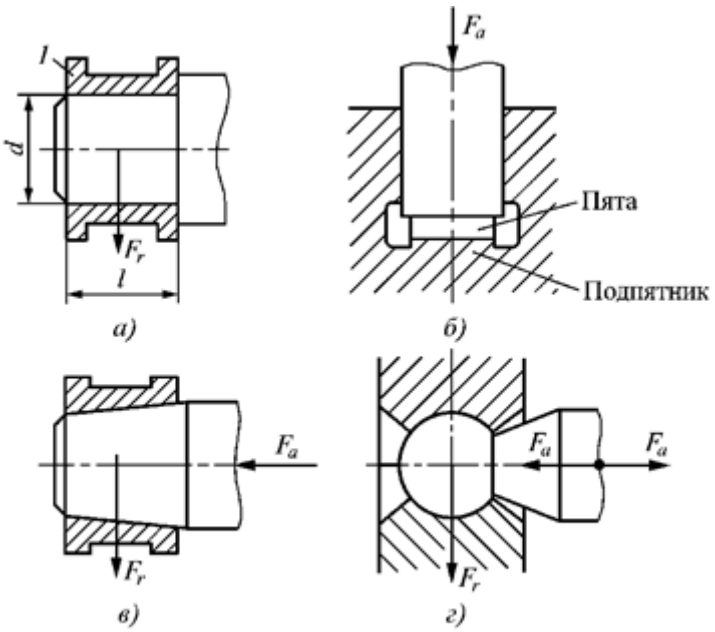


Рис. 28.1

Укажите соответствие для всех 10 вариантов ответа:
1) радиальный подшипник скольжения
2) упорный подшипник скольжения
3) радиально-упорный подшипник скольжения
4) область применения подшипников скольжения
5) область применения подшипников качения

__ применяются При работе в воде и агрессивных средах
__ на рис. а изображен..
__ на рис. б изображен...
__ применяются Для коленчатых валов, когда по условиям сборки необходимы разъемные подшипники
__ применяются Для валов изделий, работающих с ударными и вибрационными нагрузками (двигатели внутреннего сгорания, молоты и др.).
__ применяются Для высокоскоростных валов
__ применяются Для валов больших диаметров
__ применяются При очень высоких требованиях к точности и равномерности вращения (шпиндели станков, опоры телескопов и др.).
__ применяются В тихоходных машинах, бытовой технике
__ на рис. в изображен...

Задание #95

Вопрос:
Охарактеризуйте материал вкладышей подшипников качения, а также виды отказов подшипников скольжения

Укажите соответствие для всех 7 вариантов ответа:
1) металлические вкладыши подшипников скольжения

2) металлокерамические вкладыши подшипников скольжения
3) неметаллические вкладыши подшипников скольжения
4) Абразивное изнашивание
5) Заедание
6) Усталостное выкрашивание

__ происходит редко и встречается при пульсирующих нагрузках (в поршневых двигателях)
__ возникает вследствие разрыва масляной пленки, например из-за повышенных местных давлений и температур, сопровождается металлическим контактом и образованием под действием молекулярных сил мостиков микросварки, которые, разрушаясь, приводят к глубинному вырыванию материала
__ изготовляют прессованием и последующим спеканием порошков меди или железа с добавлением графита, олова или свинца. Особенностью таких материалов является их пористость, которую используют для предварительного насыщения горячим маслом.
__ применяют антифрикционные пластмассы (текстолит, полиамид АК-7), древесно-слоистые пластики, резину. Эти материалы устойчивы против заедания, хорошо прирабатываются, могут работать при смазывании водой, что имеет существенное значение для подшипников гребных винтов, насосов, пищевых машин
__ выполняют из бронзы, баббитов, алюминиевых и цинковых сплавов, антифрикционных чугунов
__ возникает вследствие попадания со смазочным материалом абразивных частиц и неизбежного режима граничной смазки при пуске и останове
__

Задание #96

Вопрос:

Охарактеризуйте расчет подшипников скольжения

Изображение:

$$p = F_r / (ld) \le [p] \quad \text{и} \quad pv \le [pv],$$

Укажите соответствие для всех 6 вариантов ответа:

1) Расчет по среднему давлению p
2) расчет по удельной работе сил трения p*v
3) радиальная сила, действующая на подшипник
4) длина и диаметр подшипника
5) окружная скорость поверхности цапфы
6) среднее давление на рабочих поверхностях

__ p - это ...

__ Расчет по ....обеспечивает достаточную износостойкость
__ Fr - это ...
__ *l u d* - это ...
__ v - это ...
__ Расчет по ... обеспечивает нормальный тепловой режим и отсутствие заедания

Задание #97
Вопрос:
Охарактеризуйте достоинства и недостатки сварных соединений

Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:
1) Недостатки сварных соединений
2) Достоинства сварных соединений

__ Коробление деталей вследствие неравномерности нагрева
__ Невысокая прочность при переменных режимах нагружения
__ Необходимость контроля качества рентгеноскопическими, ультразвуковыми и другими методами
__ Экономичность процесса, возможность его автоматизации
__ Малая масса
__ Плотность и герметичность соединения
__ Малая стоимость.
__ Возможность получения конструкций очень больших размеров
__ Возможность получения скрытых дефектов

Задание #98
Вопрос:
Охарактеризуйте виды сварных соединений
Изображение:

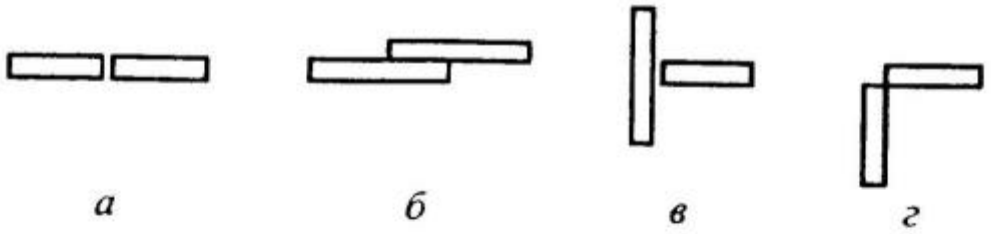


Рисунок 1

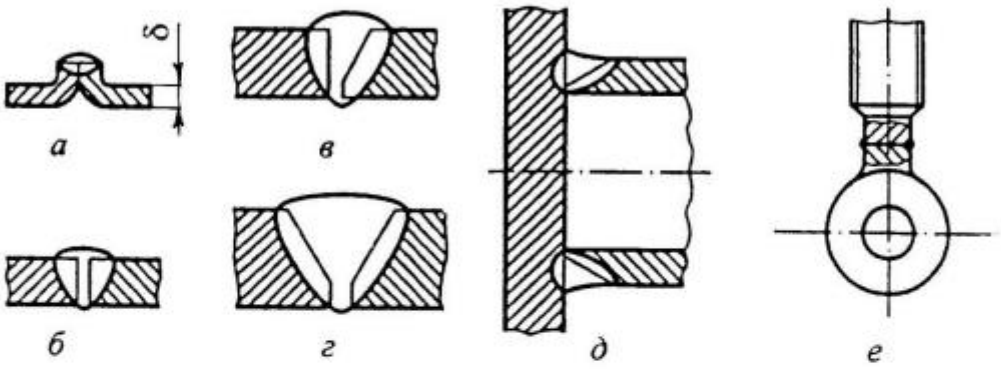


Рисунок 2

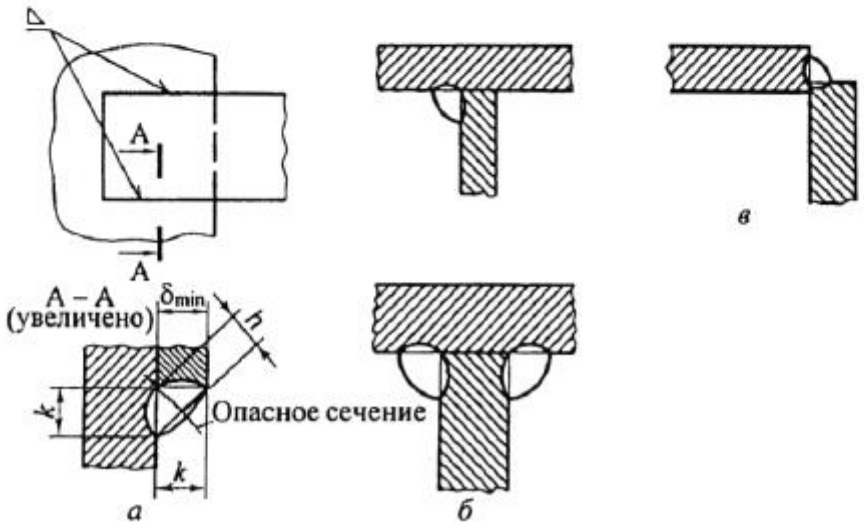


Рисунок 3

Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:

1) нахлесточные сварные соединения
2) стыковые сварные соединения
3) тавровые сварные соединения
4) угловые сварные соединения
5) сварные соединения угловыми швами
6) сварные соединения стыковыми швами без скоса кромок
7) сварные соединения стыковыми швами со скосом кромок

8) сварные соединения стыковыми швами с отбортовкой кромок

__ На рис. 2 в, г, д изображены ...
__ На рис. 1 б изображено...
__ На рис. 1 в изображено...
__ На рис. 2 б изображены ...
__ На рис. 2 а изображены ...
__ На рис. 1 г изображено...
__ На рис. 1 а изображено...
__ На рис. 3 изображены ...

Задание #99
Вопрос:
Охарактеризуйте достоинства и недостатки соединений с натягом

Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:
1) достоинства соединений с натягом
2) недостатки соединений с натягом

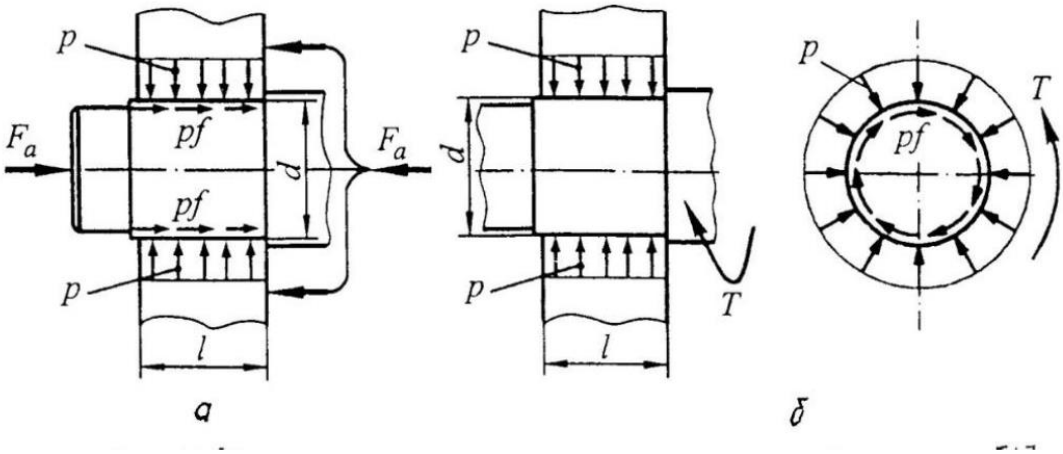
__ Высокая нагрузочная способность
__ Значительная концентрация напряжений на валах
__ Простота конструкции и технологичность: поверхности тел вращения могут быть легко получены при обработке
__ Сложность сборки и особенно разборки
__ Возможность соединения деталей из разнородных материалов
__ Соединение беззазорное, поэтому обеспечивает точное центрирование соединяемых деталей и может воспринимать динамические и реверсивные нагрузки
__ Уменьшение нагрузочной способности соединения с течением времени вследствие снижения натяга от обмятий, истирания и контактной коррозии при микропроскальзываниях поверхностных слоев вала и втулки
__ Рассеяние нагрузочной способности в связи с нестабильностью коэффициента сцепления (трения) и отклонениями действительных сопрягаемых размеров в пределах допусков

Задание #100
Вопрос:
Охарактеризуйте расчет соединений с натягом
Изображение:

$$p = \frac{s\sqrt{(2T/d)^2 + F_a^2}}{\pi dlf}. \qquad (1)$$

$$p = \frac{2Ts}{\pi d^2 lf} \qquad (2)$$

$$p = \frac{sF_a}{\pi dlf} \qquad (3)$$



Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:
1) для расчета потребного давления на поверхностях контакта при нагружении соединения осевой силой
2) для расчета потребного давления на поверхностях контакта при нагружении соединения вращающим моментом
3) для расчета потребного давления на поверхностях контакта при нагружении соединения осевой силой и вращающим моментом
4) посадочное давление, Н
5) посадочное давление, Па
6) номинальный диаметр и длина соединения, мм.
7) осевая сила и вращающий момент
8) коэффициент запаса сцепления
9) коэффициент сцепления (трения)

__ s - это ...
__ формула (2) используется ..
__ p - это ...
__ *d u l* - ...
__ формула (3) используется ..
__ f - это ...
__ формула (1) используется ..
__ Fa и T - ...

Задание #101

Вопрос:

Охарактеризуйте различные виды муфт

Укажите соответствие для всех 5 вариантов ответа:

1) управляемые муфты
2) глухие муфты
3) предохранительные муфты
4) упругие муфты
5) компенсирующие муфты

__ Какие муфты предназначены для компенсации вредного влияния несоосности валов
__ Какие муфты предназначены для включения и выключения исполнительного механизма при непрерывно работающем двигателе
__ Какие муфты предназначены для уменьшения динамических нагрузок
__ Какие муфты образуют жесткое и неподвижное соединение валов, не компенсируют ошибки изготовления и монтажа, требуют точной центровки валов

__ Какие муфты предназначены для предохранения машины от перегрузки

Задание #102

Вопрос:

Охарактеризуйте муфты, изображенные на рисунках

Изображение:

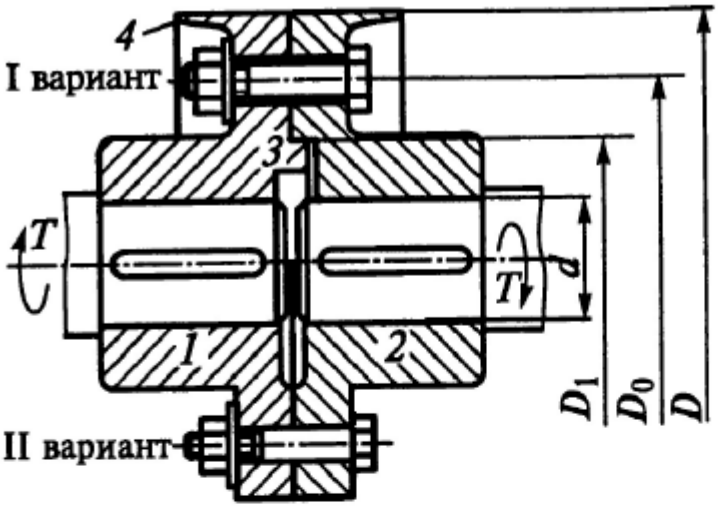


Рисунок 1

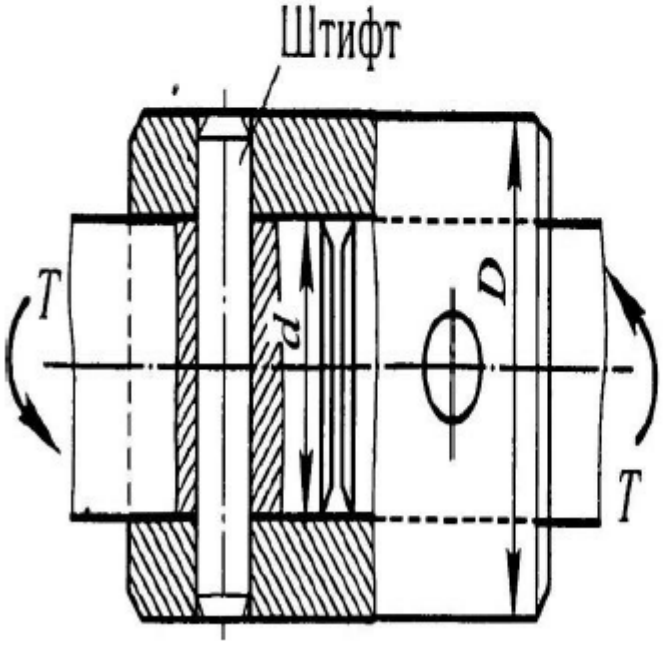


Рисунок 2

Укажите соответствие для всех 7 вариантов ответа:
1) Муфта втулочная
2) Муфта фланцевая
3) вращающий момент передается силами трения, возникающими в стыке полумуфт от затяжки болтов
4) вращающий момент передается непосредственно болтами, работающими на срез и смятие.

5) муфта упругая втулочно-пальцевая
6) муфта упругая
7) глухая муфта
8) компенсирующая муфта

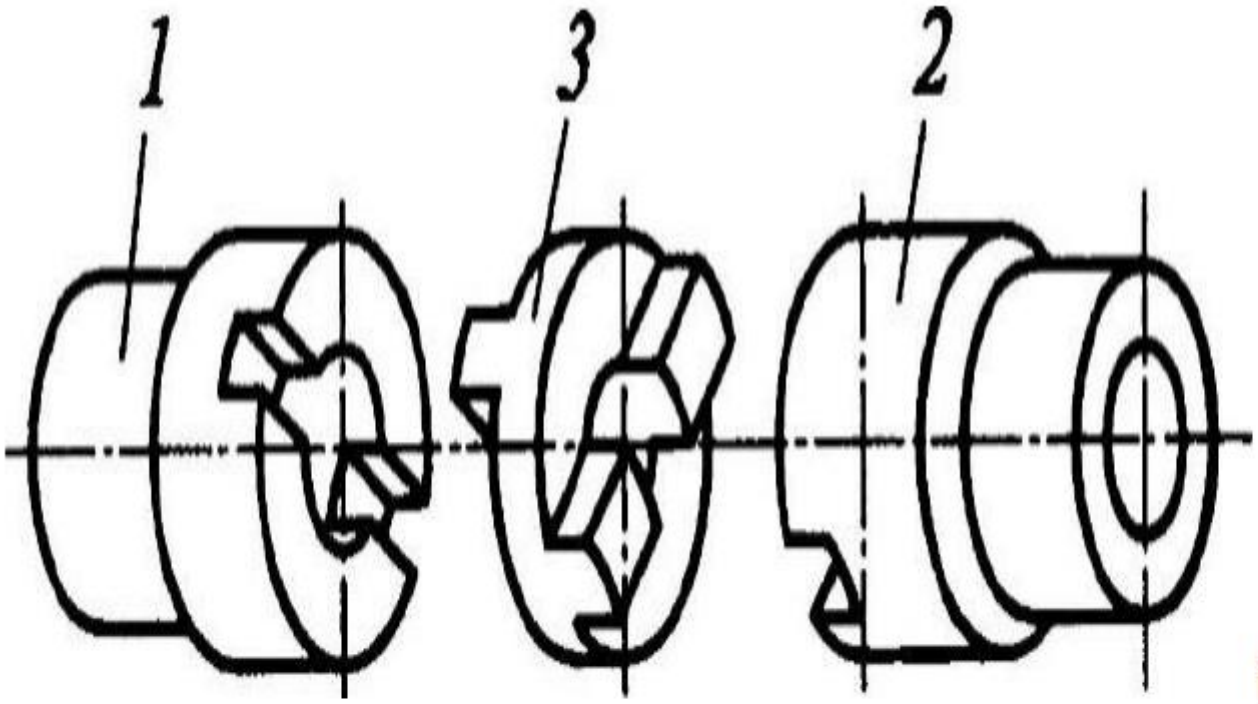
__ В муфте, изображенной на рисунке 1, вариант II момент ...
__ На рисунке 1 изображена
__ Прочность данной муфты определяется прочностью штифтового, шпоночного или шлицевого соединения, а также прочностью втулки
__ На рисунке 2 изображена
__ Муфты, изображенные на рисунках 1 и 2 относятся к ...
__ В муфте, изображенной на рисунке 1, вариант I момент ...
__ Расчет на прочность для данной муфты выполняют для шпоночных или шлицевых соединений и болтов

Задание #103

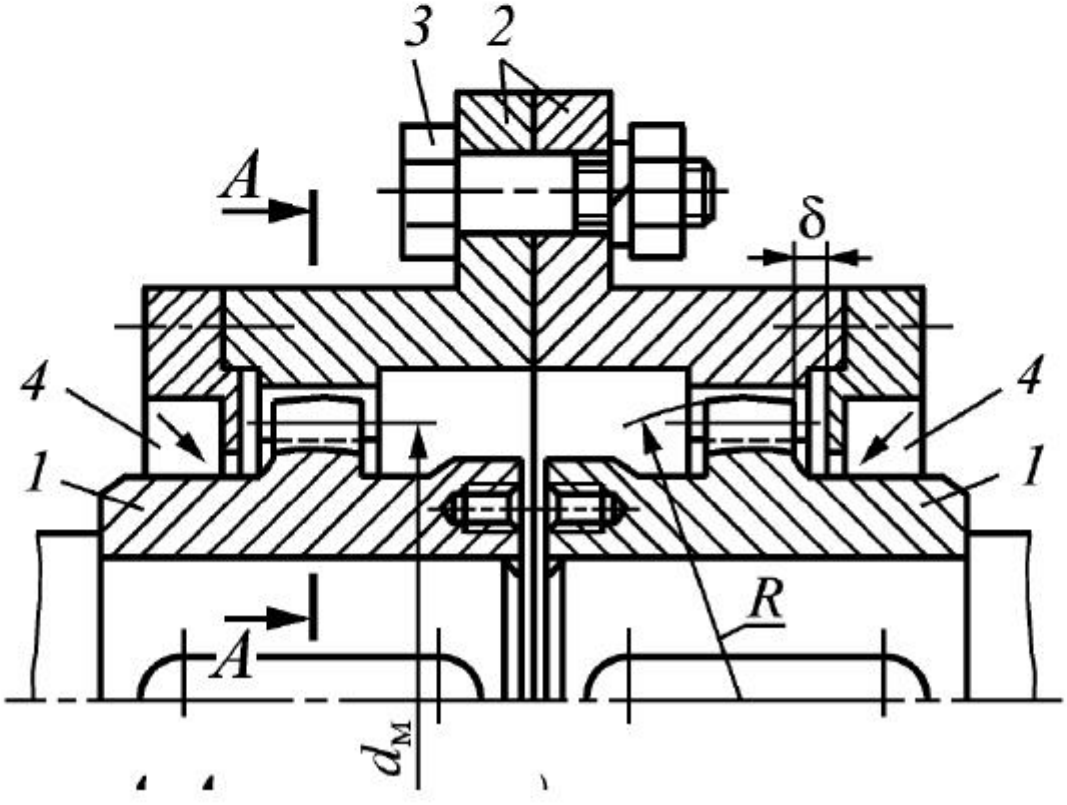
Вопрос:

Охарактеризуйте свойства компенсирующих муфт, а также муфт, изображенных на рисунках

Изображение:



Р



Ри

Укажите соответствие для всех 6 вариантов ответа:

1) упругие муфты
2) компенсирующие жесткие муфты
3) Кулачково-дисковая муфта

4) Муфта зубчатая

__ В каких муфтах компенсация вредного влияния несоосности валов достигается вследствие подвижности практически жестких деталей
__ У какой муфты перпендикулярное расположение пазов позволяет компенсировать эксцентриситет и перекос валов
__ На рисунке 2 изображена ...
__ В каких муфтах компенсация вредного влияния несоосности валов достигается за счет деформации упругих деталей
__ На рисунке 1 изображена ...
__ Какая муфта состоит из полумуфт с наружными зубьями и разъемной обоймы с двумя рядами внутренних зубьев

Задание #104
Вопрос:
Охарактеризуйте свойства упругих муфт

Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:
1) зазоры между жесткими частями муфт
2) упругий элемент муфт
3) происходит относительный упругий поворот полумуфт за счет деформации упругого элемента
4) происходит взаимное перемещение полумуфт за счет деформации упругого элемента

5) обладают переменной жесткостью
6) обладают постоянной жесткостью
7) демпфирующая способность муфты
8) способность муфты обладать постоянной жестностью
9) В муфтах со стальными упругими элементами
10) В муфтах с неметаллическими упругими элементами

__ Рассеяние энергии происходит вследствие внешнего трения на поверхности упругих элементов
__ что происходит при передаче вращающего момента муфтой
__ Что происходит при смещении соединяемых валов
__ муфты с неметаллическими упругими элементами, материалы которых (резина, полиуретан) не подчиняются закону Гука
__ способность муфты рассеивать, т.е. превращать в теплоту, энергию при деформировании - это
__ муфты с металлическими упругими элементами, переменные условия деформирования которых задают конструкцией
__ Рассеяние энергии происходит вследствие внутреннего трения в материале упругих элементов
__ Что позволяет компенсировать смещения валов, снизить ударные нагрузки

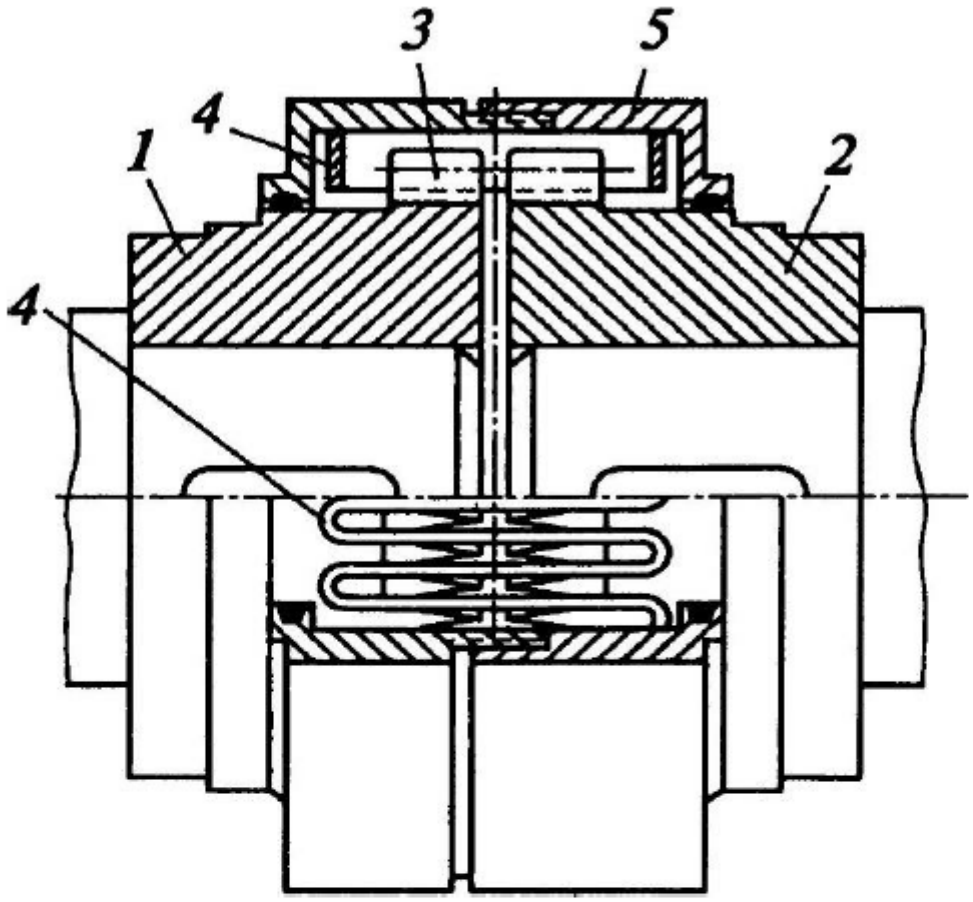
за счет аккумулирования и рассеяния энергии упругими элементами, изменить жесткость всей механической системы в целях предотвращения появления резонансных колебаний в упругих муфтах

Задание #105

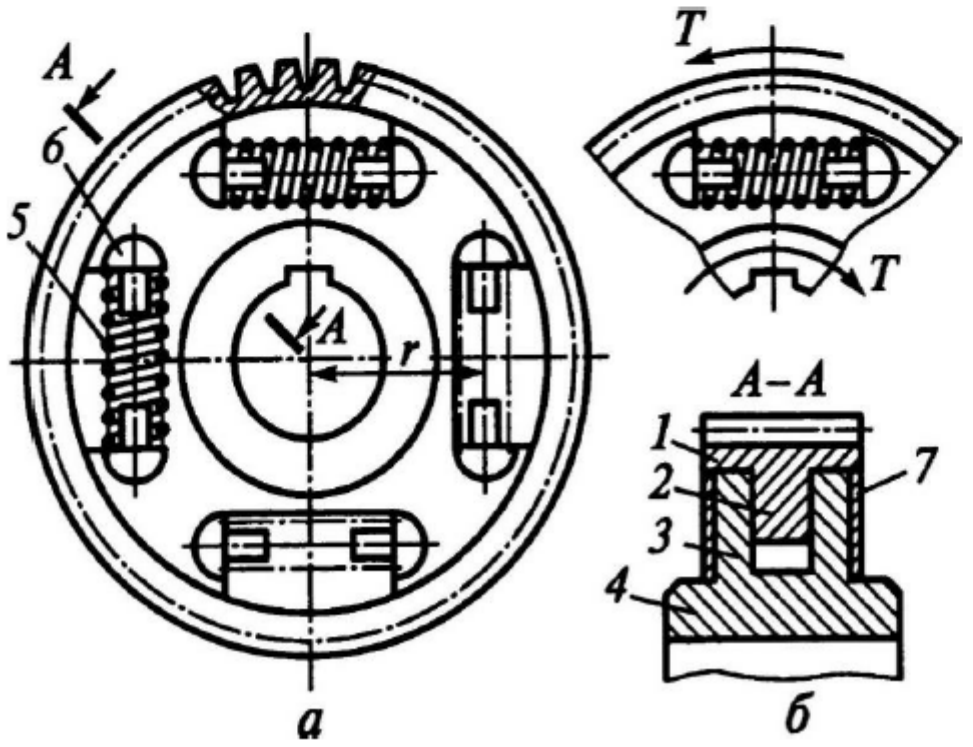
Вопрос:

Охарактеризуйте свойства муфт, изображенные на рисунке

Изображение:



Рисунок



Рисунок

Укажите соответствие для всех 5 вариантов ответа:

1) в большей степени упругая муфта способствует снижению динамических нагрузок и затуханию колебаний

2) в маньшей степени упругая муфта способствует снижению динамических нагрузок и затуханию колебаний
3) Муфта с цилиндрическими пружинами
4) Муфта со змеевидными пружинами
5) Муфта с резиновыми или резинокордными упругими элементами

__ Чем выше демпфирующая способность, тем ...

__ какая муфта конструктивно проста, дешева, обладает высокими компенсирующими свойствами и хорошей демпфирующей способностью, не требует ухода при эксплуатации, обеспечивают шумо- и электроизоляцию узлов привода
__ На рисунке 2 изображена ...
__ На рисунке 1 изображена ...
__ какая муфта широко применяют для передачи малых и средних вращающих моментов

Задание #106
Вопрос:
Охарактеризуйте муфты, изображенные на рисунках
Изображение:

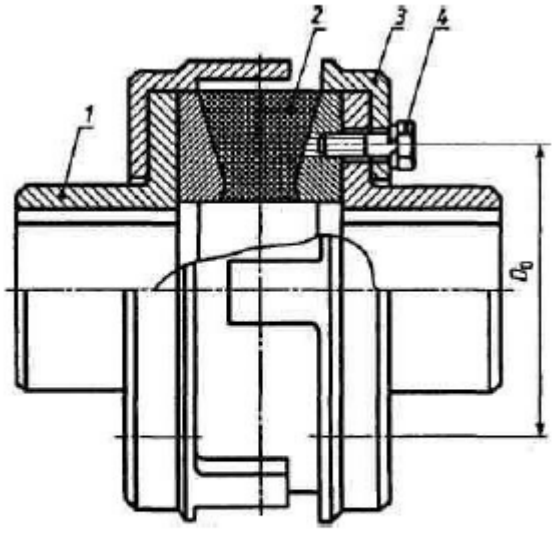


Рисунок 1



Рисунок 2

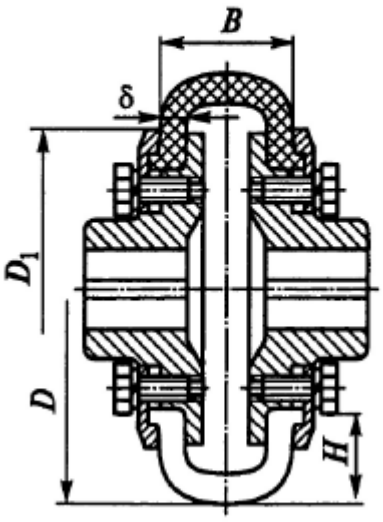


Рисунок 3

Укажите соответствие для всех 4 вариантов ответа:
1) Муфта с резиновой звездочкой
2) Муфта с резиновой конусной шайбой
3) Упругая муфта с торообразной оболочкой

__ На рисунке 2 изображена ...
__ На рисунке 1 изображена ...
__ На рисунке 3 изображена ...

__ В какой муфте: Резинометаллический упругий элемент образуют стальные конические диски с привулканизированной или приклеенной к ним резиновой шайбой. Коническая форма торцов резиновой шайбы обусловливает равномерное распределение касательных напряжений в резине при действии вращающего момента и, следовательно, максимальную энергоемкость муфты

Задание #107

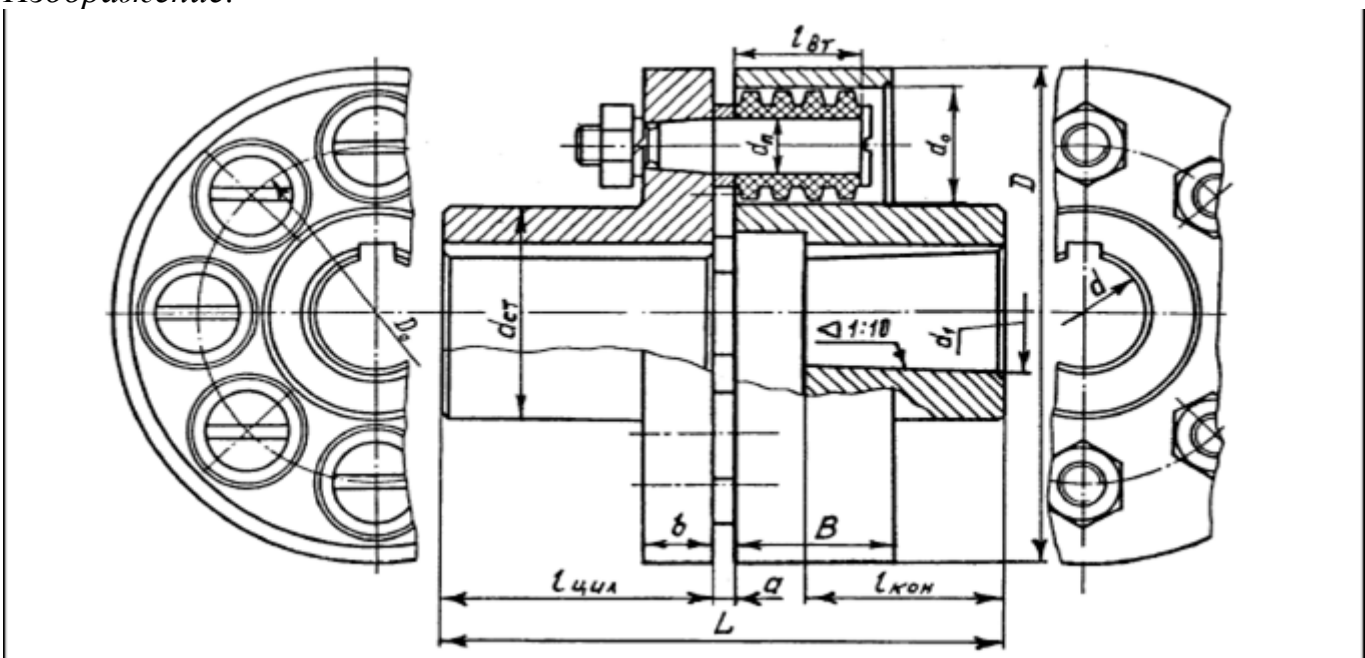
Вопрос:

Охарактеризуйте муфту, изображенную на рисунке и дайте расшифровку обозначения муфты:

Муфта упругая втулочно - пальцевая

710 - 48 -1 - 45 - 3 У3 ГОСТ 21424 - 93

Изображение:



Номинальный вращающий момент T, Н·м	Размеры в мм													
	$d;d_1$	D	$l_{цил}$		$l_{кон}$		L				b	B	$d_{ст}$	a
			Исп 1	Исп 2	Исп 3	Исп 4	Исп 1	Исп 2	Исп 3	Исп 4				
31,5	16; 18; 19	90	40	28	30	18	84	60	84	60	16	20	32	4
63	20; 22; 24	100	50	36	38	24	104	76	104	76	16	20	38	4
125	25; 28	120	60	42	44	26	125	89	125	89	18	32	50	5
	30	120	80	58	60	38	165	121	165	121	18	32	56	5
250	32; 35; 36; 38	140	80	58	60	38	165	121	165	121	18	32	67	5
	40; 42; 45	140	110	82	85	56	225	169	225	169	18	32	75	5
500	40; 42; 45	170	110	82	85	56	225	169	225	169	18	32	80	5

Укажите соответствие для всех 9 вариантов ответа:
1) муфта упругая втулосчно-пальцевая
2) сцепная фрикционная муфта
3) это номинальный вращающий момент, Н*м
4) это диаметр отверстия в первой полумуфте, мм
5) это диаметр отверстия в второй полумуфте, мм
6) это исполнение 1 полумуфты (с цилиндрическими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12080-66)
7) это исполнение 1 полумуфты (с цилиндрическими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12080-66)

8) это исполнение 3 полумуфты (с коническими отверстиями для длинных концов валов по ГОСТ 12081-72)
9) это исполнение 3 полумуфты (с коническими отверстиями для коротких концов валов по ГОСТ 12081-72)
10) Муфта кулачковая

__ Основное достоинство данных муфт - простота конструкции и удобство замены упругих элементов (без сдвига соединяемых узлов).

__ Амортизирующая способность данной муфты мала, так как объем и масса резиновых втулок невелики
__ данную муфту не следует рассматривать как компенсирующую, так как радиальные и угловые смещения валов вызывают неравномерное распределение нагрузки и быстрый износ резиновых втулок
__ 48 -
__ 3 -
__ 45 -
__ 710 -
__ 1 -
__ На рисунке изображена ...

Задание #108
Вопрос:
Охарактеризуйте управляемые муфты и муфты, изображенные на рисунке
Изображение:

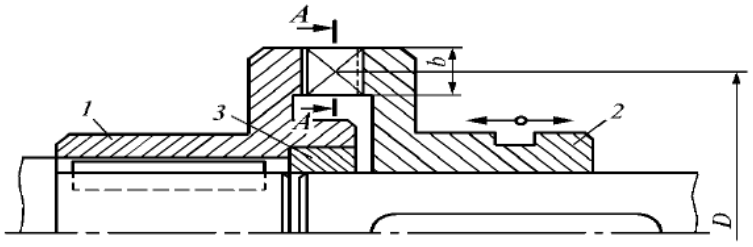


Рисунок 1

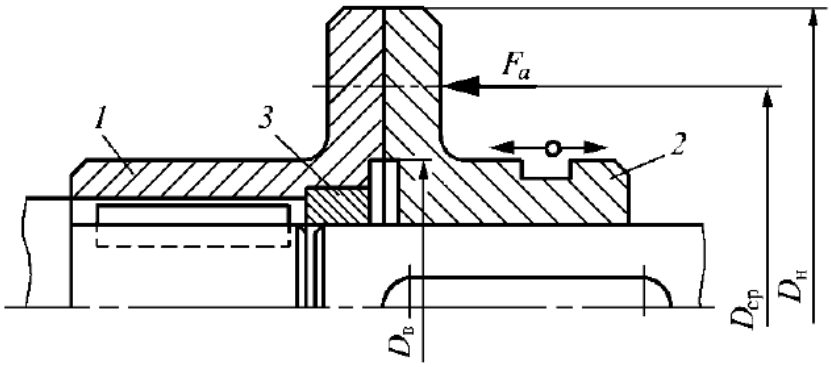


Рисунок 2

Укажите соответствие для всех 8 вариантов ответа:
1) Муфты управляемые, или сцепные
2) Муфта кулачковая
3) Сцепная фрикционная муфта
4) Муфты упругие

__ Для какой муфты характерно: Изменяя силу сжатия дисков, можно регулировать силы трения и передаваемый вращающий момент. При перегрузке муфта пробуксовывает, предохраняя машину от поломок
__ Какие муфты позволяют соединять или разъединять валы с помощью механизма управления
__ В какой муфте передачу вращающего момента осуществляют за счет сил трения на трущихся поверхностях муфты при их прижатии
__ В какой муфте для переключения муфты одну из полумуфт с помощью механизма управления (рычага или вилки) перемещают вдоль вала по шлицам или по направляющей шпонке
__ Какие муфты применяют для передачи значительных моментов при нечастых включениях, необходимости жесткой кинематической связи и необязательной плавности включения.

__ На рисунке 1 изображена ...
__ На рисунке 2 изображена ...
__ Какие муфты применяют для плавного соединения и разъединения валов под нагрузкой на ходу в широком диапазоне скоростей при частых пусках и остановах (например, в автомобилях, прессах, станках).

ВСПОМОГАТЕЛЬНЫЙ РАЗДЕЛ

Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе БрГТУ
_____ М.В. Нерода
« »__ _____ 2024 г.

Регистрационный № УД- 24-2-004/уч.

От 27.12.2024

Детали машин

Учебная программа учреждения высшего образования
по учебной дисциплине для специальности

6-05-0715-07 Эксплуатация наземных транспортных
и технологических машин и комплексов

2024

Учебная программа составлена на основе образовательного стандарта высшего образования ОСВО 6-05-0715-07-2023 Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов и учебных планов специальности.

СОСТАВИТЕЛЬ:
Монтик С. В., заведующий кафедрой машиностроения и эксплуатации автомобилей, кандидат технических наук, доцент.

РЕЦЕНЗЕНТЫ:
Р.А.Полуляшин, зам. главного инженера – главный конструктор ОАО «Брестский электромеханический завод»;
Голуб В.М., заведующий кафедрой машиноведения учреждения образования «Брестский государственный технический университет», кандидат технических наук, доцент.

РЕКОМЕНДОВАНА К УТВЕРЖДЕНИЮ:
Кафедрой машиностроения и эксплуатации автомобилей
Заведующий кафедрой С.В. Монтик
(протокол № 3 от 07.10.2024);

Методической комиссией машиностроительного факультета
Председатель методической комиссии В.П. Горбунов
(протокол №_____ от _____2024);

Научно-методическим советом БрГТУ (протокол №_____ от _____2024)

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Место учебной дисциплины

Учебная дисциплина «Детали машин» относится к компоненту учреждения образования, модуль «Технология автомобилестроения» и изучается на 3 курсе в 5 и 6 семестрах студентами дневной формы получения образования и студентами заочной формы получения образования.

Цель учебной дисциплины – формирование инженерных знаний, умений и навыков по расчету и конструированию деталей машин и приводов общемашиностроительного назначения, обеспечивающих требуемую надежность и долговечность.

Основные задачи учебной дисциплины:

- изучение основ инженерных методов конструирования деталей машин, обеспечивающих требуемые показатели надежности;
- формирование навыков конструирования деталей, узлов и приводов общемашиностроительного назначения;
- овладение методами инженерного расчета деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность.

В результате изучения учебной дисциплины «Детали машин» формируются следующие специальные компетенции:

СК-8: Осуществлять расчеты и анализ конструкций с оформлением конструкторской документации на изделия.

В результате изучения учебной дисциплины «Детали машин» студент должен:

знать:

- конструкции, типаж, материалы и способы изготовления деталей машин общего назначения;
- взаимодействие деталей и физические процессы, сопутствующие их работе, с учетом сопротивления воздействию эксплуатационных факторов, видов и характера разрушения деталей и определение критериев их работоспособности и расчета;
- инженерные методы расчета деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность;
- методы автоматизированного проектирования и конструирования с помощью машинной графики;

уметь:

- выполнять инженерные расчеты деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность и долговечность;
- конструировать детали, узлы и приводы общемашиностроительного назначения;
- выполнять конструкторскую разработку деталей, узлов и приводов с применением норм проектирования типовых проектов, стандартов и других нормативных материалов;

владеть:

- методами обоснования конструкций узлов и деталей машин;
- методами автоматизированного проектирования и конструирования

типовых деталей машин;

- методами инженерного расчета деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность;
- основами проектирования механизмов;
- расчетами основных механических передач и соединений;
- информацией о типовых конструкциях и материалах деталей и узлов машин;
- справочными материалами типовых элементов конструкций машин.

Связь с другими учебными дисциплинами.

Учебная дисциплина «Детали машин» базируется на знаниях, полученных при изучении таких учебных дисциплин, как «Математика»; «Физика»; «Инженерная графика»; «Материаловедение»; «Механика материалов»; «Теоретическая механика»; «Нормирование точности и технические измерения». Знания, полученные при изучении дисциплины «Детали машин», необходимы для усвоения следующих учебных дисциплин: «Автомобильные двигатели»; «Средства технологического оснащения технической эксплуатации автомобильного парка организации»; «Восстановительные технологии», «Техническая эксплуатация автомобилей».

План учебной дисциплины для дневной формы получения высшего образования

Код специальности (направления специальности)	Наименование специальности (направления специальности)	Курс	Семестр	Всего учебных часов	Количество зачетных единиц	Аудиторных часов (в соответствии с учебным планом УВО)					Академических часов на курсовой проект	Форма текущей аттестации
						Всего	Лекции	Лабораторные занятия	Практические занятия	Семинары		
6-05-0715-07	Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов	3	5	120	3	66	34	16	16	-	-	Экзамен.
6-05-0715-07	Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов	3	6	108	5	68	34	-	34	-	60	Экзамен Защита курсового проекта
	Итого			228	8	134	68	16	50	-	60	

План учебной дисциплины для заочной формы получения высшего образования

Код специальности (направления специальности)	Наименование специальности (направления специальности)	Курс	Семестр	Всего учебных часов	Количество зачетных единиц	Аудиторных часов (в соответствии с учебным планом УВО)					Академических часов на курсовой проект	Форма текущей аттестации
						Всего	Лекции	Лабораторные занятия	Практические занятия	Семинары		
6-05-0715-07	Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов	3	5	120	3	18	8	4	6	-	-	Экзамен.
6-05-0715-07	Эксплуатация наземных транспортных и технологических машин и комплексов	3	6	108	5	14	8		6	-	60	Экзамен Защита курсового проекта
	Итого			228	8	32	16	4	12	-	60	

1. СОДЕРЖАНИЕ УЧЕБНОГО МАТЕРИАЛА

1.1. ЛЕКЦИОННЫЕ ЗАНЯТИЯ, ИХ СОДЕРЖАНИЕ

Тема 1. Механические передачи.

1.1. Общие сведения о механических передачах.

1.2. Основные характеристики механических передач.

1.3. Краткие сведения о контактных напряжениях. Формула Герца.

Тема 2. Зубчатые передачи.

2.1. Общие сведения о зубчатых передачах: достоинства и недостатки, понятие о шестерне, колесе и зубчатом колесе.

2.2. Классификация зубчатых передач.

2.3. Виды разрушения зубьев зубчатых передач.

2.4. Критерии работоспособности и расчет зубчатых передач.

2.5. Термическая и химико-термическая обработка зубьев зубчатых передач.

2.6. Допускаемые напряжения при расчете зубчатых передач.

2.7. Учет реальных условий работы зубчатых передач при их проектировании.

Тема 3. Цилиндрические зубчатые передачи.

3.1. Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача.

3.1.1. Достоинства и недостатки цилиндрической прямозубой зубчатой передачи, особенности зацепления зубьев.

3.1.2. Геометрические параметры цилиндрической прямозубой зубчатой передачи без смещения и основные способы ее изготовления.

3.1.3. Цилиндрические прямозубые зубчатые колеса и передачи со смещением.

3.1.4. Силы в зацеплении цилиндрической прямозубой зубчатой передачи.

3.1.5. Расчет цилиндрической прямозубой зубчатой передачи на контактную прочность.

3.1.6. Расчет зубьев цилиндрической прямозубой зубчатой передачи на прочность при изгибе.

3.2. Цилиндрические косозубая и шевронная зубчатые передачи.

3.2.1. Достоинства и недостатки цилиндрической косозубой и шевронной зубчатых передач, особенности зацепления зубьев.

3.2.2. Геометрические параметры цилиндрической косозубой зубчатой передачи.

3.2.3. Замена цилиндрического косозубого зубчатого колеса эквивалентным цилиндрическим прямозубым.

3.2.4. Силы в зацеплении цилиндрической косозубой зубчатой передачи.

3.2.5. Особенности расчета цилиндрической косозубой зубчатой передачи на контактную прочность.

3.2.6. Особенности расчета зубьев цилиндрической косозубой зубчатой передачи на прочность при изгибе.

Тема 4. Конические зубчатые передачи.

4.1. Общие сведения о конических зубчатых передачах.

4.2. Геометрические параметры конических зубчатых передач.

4.3. Силы в зацеплении прямозубой конической зубчатой передачи.

4.4. Силы в зацеплении конической зубчатой передачи с круговыми зубьями.

4.5. Замена конических зубчатых колес эквивалентными цилиндрическими прямозубыми.

4.6. Особенности проектирования конической зубчатой передачи.

Тема 5. Червячные передачи.

5.1. Общие сведения о червячных передачах.

5.2. Геометрические параметры червячной передачи с цилиндрическим червяком. Смещение в червячной передаче.

5.3. Передаточное отношение червячной передачи.

5.4. Скольжение в зацеплении червячной передачи.

5.5. Материалы червяка и червячного колеса.

5.6. Силы в зацеплении червячной передачи.

5.7. Характер и причины отказов червячных передач.

5.8. Критерии работоспособности и расчет червячной передачи.

5.9. Особенности выбора допускаемых напряжений при расчете червячных передач.

5.10. Особенности проектирования червячных передач.

Тема 6. Планетарные зубчатые передачи.

6.1. Конструктивное исполнение, элементы конструкции и основные кинематические схемы планетарных зубчатых передач.

6.2. Определение передаточного отношения $i_{1H}^{(3)}$ и подбор чисел зубьев зубчатых колес простой одноступенчатой планетарной зубчатой передачи, выполненной по схеме *2К-Н*.

6.3. Силы в зацеплении простых планетарных зубчатых передач, выполненных по схеме *2К-Н*: одноступенчатой с одновенцовыми сателлитами и двухступенчатой с двухвенцовыми сателлитами.

6.4. Особенности проектирования простой одноступенчатой планетарной зубчатой передачи, выполненной по схеме *2К-Н*.

Тема 7. Фрикционные передачи (вариаторы).

7.1. Назначение вариаторов и основные схемы. Диапазон регулирования скоростей.

Тема 8. Ременные передачи.

8.1. Общие сведения о ременных передачах: принцип работы; типы ременных передач в зависимости от формы поперечного сечения ремня; достоинства и недостатки; области применения.

8.2. Особенности работы и расчета ременной передачи трением. Понятие о тяговой способности ременной передачи. Кривые скольжения и КПД ременных передач при экспериментальном исследовании их тяговой способности. Сущность расчета ременной передачи клиновым ремнем

Тема 9. Цепные передачи.

9.1. Общие сведения о цепных передачах: принцип работы; достоинства и недостатки; применение.

9.2. Основные типы приводных цепей: роликовые, втулочные и зубчатые. Особенности конструкции.

9.3. Определение диаметра делительной окружности звездочки цепной передачи.

9.4. Практический расчет цепной передачи приводной роликовой цепью.

Тема 10. Валы и оси.

10.1. Назначение валов и осей.

10.2. Классификация валов: по назначению; по форме геометрической оси, наружной поверхности и поперечного сечения. Конструктивные исполнения осей.

10.3. Элементы конструкций валов и осей: цапфы, шипы, шейки, фаски, буртики, заплечики.

10.4. Переходные участки валов и осей между двумя ступенями. Сопряжение ступицы детали с буртиком вала.

10.5. Формы концевых участков валов (концов валов).

10.6. Порядок проектирования валов:

10.6.1. Проектный расчет валов.

10.6.2. Проверочный расчет валов на сопротивление усталости.

Тема 11. Опоры вращающихся валов и осей.

11.1. Подшипники качения.

11.1.1. Назначение и основные элементы подшипников качения. Достоинства и недостатки, области применения.

11.1.2. Классификация подшипников качения: по форме тел качения; по направлению воспринимаемой нагрузки; по числу рядов тел качения; по основным конструктивным признакам.

11.1.3. Основные типы подшипников качения и их характеристика.

11.1.4. Понятие о размерной серии подшипника качения.

11.1.5. Понятие об установочных размерах для подшипников качения.

11.1.6. Характер и причины отказов подшипников качения.

11.1.7. Критерии работоспособности подшипников качения.

11.1.8. Испытание подшипников качения на ресурс.

11.1.9. Расчет подшипников качения на заданный ресурс. Эквивалентная динамическая нагрузка для радиальных, радиально-упорных и упорных подшипников качения.

11.1.10. Особенности определения осевых сил, нагружающих радиальные подшипники, при осевом фиксировании вала по схеме «враспор» и «врастяжку», а также по схеме «одна опора фиксирующая, вторая – плавающая».

11.1.11. Особенности определения осевых сил, нагружающих радиально-упорные подшипники, при осевом фиксировании вала по схеме «враспор» и «врастяжку».

11.1.12. Проверка и подбор подшипников качения по статической грузоподъемности.

11.2. Подшипники скольжения.

11.2.1. Общие сведения о подшипниках скольжения.

11.2.2. Характер и причины выхода из строя подшипников скольжения.

11.2.3. Материалы для изготовления подшипников скольжения.

11.2.4. Условные расчеты подшипников скольжения.

Тема 12. Резьбовые соединения.

12.1. Общие сведения о резьбовых соединениях: образование винтовой линии и резьбы; классификация резьб; методы изготовления резьбы; достоинства и недостатки резьбовых соединений.

12.2. Геометрические параметры резьбы.

12.3. Основные типы резьб.

12.3.1. Резьбы цилиндрические.

12.3.2. Резьбы конические.

12.4. Виды резьбовых соединений.

12.5. Стандартные крепежные детали.

12.6. Способы стопорения резьбовых соединений.

12.7. Особенности установки болтов, винтов и шпилек в корпусах узлов.

12.8. Влияние профиля резьбы на силу трения в резьбе. Приведенный коэффициент трения в остроугольной резьбе.

12.9. Силовые соотношения в винтовой паре при завинчивании и отвинчивании гайки.

12.10. Условие самоторможения резьбы.

12.11. Момент завинчивания при сборке резьбового соединения.

12.12. КПД винтовой пары.

12.13. Распределение осевой силы резьбового стержня по виткам резьбы в месте свинчивания с гайкой.

12.14. Классы прочности и материалы резьбовых деталей.

12.15. Расчет резьбы на прочность: основные виды разрушения резьбы крепежной и винтовых механизмов; высота гайки и глубина завинчивания резьбового стержня в детали из различных материалов (сталь, чугун, силумин).

12.16. Прочность единичного болта (винта, шпильки) при постоянной (статической) нагрузке.

12.16.1. Резьбовой стержень нагружен только внешней осевой растягивающей силой *F*. Предварительная затяжка отсутствует.

12.16.2. Болт предварительно затянут, внешняя нагрузка отсутствует.

12.16.3. Болт нагружен внешней силой *F*, сдвигающей детали в стыке (вариант 1 – болт поставлен с зазором; вариант 2 – болт поставлен без зазора).

12.16.4. Болт предварительно затянут при сборке силой затяжки *Fзат* и нагружен внешней осевой отрывающей силой, перпендикулярной плоскости стыка деталей.

12.16.5. Особенности нагружения эксцентрично установленного болта.

12.17. Прочность единичного болта (винта, шпильки) при внешней переменной нагрузке.

12.18. Расчет группы болтов (винтов, шпилек).

12.18.1. Резьбовое соединение группой болтов нагружено центрально приложенной силой *N*, перпендикулярной плоскости стыка.

12.18.2. Резьбовое соединение группой болтов нагружено центрально приложенной силой *N* в плоскости стыка.

12.18.3. Резьбовое соединение группой болтов нагружено моментом *T* в плоскости стыка соединяемых деталей.

12.18.4. Резьбовое соединение группой болтов нагружено комбинацией сил и моментов в плоскости стыка соединяемых деталей.

12.18.5. Резьбовое соединение группой болтов нагружено отрывающей и сдвигающей силами, а также опрокидывающим моментом (на примере крепления кронштейна к плите или раме).

Тема 13. Соединения вал-ступица.

13.1. Шпоночные соединения.

13.1.1. Назначение, достоинства и недостатки шпоночных соединений, области их применения, конструкции шпонок.

13.1.2. Расчет на прочность соединения призматической шпонкой.

13.2. Шлицевые (зубчатые) соединения.

13.2.1. Назначение, конструкции, достоинства и недостатки шлицевых (зубчатых) соединений.

13.2.2. Прямобочные шлицевые соединения. Основные виды центрирования.

13.2.3. Эвольвентные шлицевые соединения. Виды центрирования.

13.2.4. Упрощенный (приближенный) расчет шлицевых соединений.

13.3. Соединения с натягом.

13.3.1. Назначение, сущность и области применения соединений с натягом.

13.3.2. Способы сборки соединения с натягом.

13.3.3. Условия работоспособности соединения с натягом.

13.3.4. Определение потребного давления на поверхности контакта при нагружении соединения с натягом только одной осевой силой или только одним вращающим моментом, а также при одновременном нагружении соединения вращающим моментом и осевой силой.

13.3.5. Определение потребного давления на поверхности контакта при нагружении соединения с натягом изгибающим моментом.

13.3.6. Определение потребного давления на поверхности контакта при одновременном нагружении соединения с натягом осевой силой, вращающим и изгибающим моментами.

13.3.7. Сущность выбора стандартной посадки для соединения с натягом с учетом минимального требуемого и максимально допустимого натягов соединения.

13.3.8. Конструктивные способы облегчения сборки соединения с натягом и уменьшения в нем концентрации напряжений.

13.3.9. Достоинства и недостатки соединений с натягом.

Тема 14. Сварные соединения.

14.1. Образование сварных соединений, их достоинства, недостатки и применение.

14.2. Классификация сварных соединений по взаимному расположению соединяемых элементов и по типу сварного шва.

14.3. Сварные соединения стыковыми швами: образование шва, зона термического влияния, опасные сечения шва. Расчет на прочность сварного соединения стыковым швом при нагружении его центральной растягивающей силой или изгибающим моментом, а также при совместном нагружении центральной растягивающей силы, изгибающим и крутящим моментами.

14.4. Сварные соединения угловыми швами: образование углового шва, его основные характеристики, разрушение углового шва и особенности его расчета. Понятие о фланговых, лобовых и комбинированных угловых швах нахлесточных соединений и расчет их на прочность при нагружении растягивающей силой. Расчет нахлесточного сварного соединения комбинированным угловым швом, нагруженного комбинацией сил и моментом в плоскости стыка.

14.5. Сварные тавровые соединения и применяемые для их получения типы сварных швов. Расчет на прочность таврового соединения, нагруженного растягивающей силой, в зависимости от типа выполняемого сварного шва: стыкового или углового.

Тема 15. Муфты приводов.

15.1. Назначение муфт, применяемых в механических приводах и их краткая классификация.

15.2. Муфты глухие: втулочная и фланцевая.

15.3. Смещения валов. Муфта жесткая зубчатая компенсирующая.

15.4. Муфты упругие. Свойства и назначение. Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП). Муфта с упругой оболочкой в виде внешнего и внутреннего тора.

15.5. Сцепные управляемые муфты: кулачковые и фрикционные.

15.6. Муфты автоматические или самоуправляемые.

1.2. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ, ИХ СОДЕРЖАНИЕ

1. Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчеты привода

2. Расчет цилиндрической зубчатой передачи

4. Конструирование колес редуктора. Расчет шпоночного соединений вал-ступица

3. Проектный расчет валов редуктора и определение диаметров их ступеней для различных вариантов конструкции редуктора. Предварительный выбор подшипников качения. Выбор компенсирующей упругой муфты

5. Расчет соединений вал-ступица (шлицевые соединения, соединения с натягом) для редуктора

7. Расчет валов на сопротивление усталости

8. Расчет подшипников качения на заданный ресурс (радиально-упорных, радиальных)

9. Расчет клиноременной передачи

10. Расчет цепной передачи с приводной роликовой цепью

11. Расчет резьбовых соединений

12. Расчет на прочность сварных соединений

1.3. ЛАБОРАТОРНЫЕ ЗАНЯТИЯ, ИХ СОДЕРЖАНИЕ

1. Элементы подшипниковых узлов, их назначение. Система условных обозначений подшипников качения.

2. Изучение конструкций основных типов подшипников качения и областей их применения.

3. Изучение типовых схем закрепления (осевого фиксирования) валов в узлах машин.

4. Изучение конструкций цилиндрических зубчатых редукторов и проверочный расчет одной ступени редуктора.

5. Изучение конструкций редукторов на базе червячной передачи и ее проверочный расчет.

2. ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

Цель курсового проекта – приобретение практических умений и навыков проектирования деталей, сборочных единиц и приводов машин.

Тематика курсового проекта включает разработку механического привода на базе нестандартного двухступенчатого редуктора в соответствии с техническим заданием. Курсовой проект по деталям машин состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка курсового проекта включает следующие элементы и разделы.

Титульный лист

Задание на курсовое проектирование.

Реферат

Содержание

Введение

1. Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчет привода

2. Расчет тихоходной ступени редуктора

3. Расчет быстроходной ступени редуктора

4. Конструирование валов редуктора и предварительный выбор подшипников качения

5. Конструирование колес редуктора

6. Определение основных размеров элементов корпуса и крышки редуктора. Компоновка редуктора.

7. Смазывание передач и подшипников редуктора. Выбор смазочного материала

8. Расчет соединений вал-ступица для редуктора

9. Расчет тихоходного вала редуктора на сопротивление усталости

10. Расчет подшипников качения тихоходного вала редуктора на заданный ресурс

11. Выбор компенсирующей упругой муфты

12. Разработка рабочих чертежей тихоходного вала редуктора и колеса тихоходной ступени редуктора

Заключение

Список использованных источников

Приложение, которое включает:

- техническое задание, комплекты сборочных чертежей редуктора-прототипа, корпуса редуктора, крышек;
- спецификацию к сборочному чертежу редуктора.

Графическая часть курсового проекта включает следующие чертежи:

1. Сборочный чертеж редуктора – 2…3 листа формата А1
2. Рабочий чертеж тихоходного вала редуктора – 1 лист формата А3
3. Рабочий чертеж колеса тихоходной ступени редуктора – 1 лист формата А3

Завершается выполнение курсового проекта окончательным оформлением графической части и пояснительной записки в соответствии с требованиями ЕСКД.

Календарный график выполнения проекта:

- раздел 1 – 1 неделя семестра;
- раздел 2 – 2 неделя семестра;
- раздел 3 – 3 неделя семестра;
- раздел 4, 5, разработка компоновочного чертежа редуктора – 4-6 неделя семестра;
- раздел 6, 7, 8 – 7-9 неделя семестра;
- раздел 9 – 10 неделя семестра;
- раздел 10, 11 – 11 неделя семестра;
- раздел 12 – 12 неделя семестра;
- разработка и оформление сборочного чертежа редуктора, спецификации к нему – 13-14 неделя семестра;
- оформление пояснительной записки – 15 неделя семестра.

Более подробно содержание курсового проекта изложено в учебных пособиях к выполнению курсового проекта [1, 8].

На выполнение курсового проекта отводится 60 часов.

Примерный перечень тем курсовых проектов:

1. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора, выполненного по развернутой схеме.
2. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора, выполненного по развернутой схеме с раздвоенной быстроходной ступенью, представляющей собой шевронную зубчатую передачу.

3. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора, выполненного по развернутой схеме с раздвоенной тихоходной ступенью, представляющей собой шевронную зубчатую передачу.

4. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора, выполненного по развернутой схеме с выходным концом тихоходного вала в виде зубчатой муфты специального исполнения

5. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора, выполненного по развернутой схеме, корпус которого не имеет разъема по осям валов.

6. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального соосного редуктора.

7. Проектирование двухступенчатого коническо-цилиндрического горизонтального редуктора с разъемом корпуса по осям валов.

3. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЕ КАРТЫ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ

3.1 УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ

для дневной формы получения высшего образования

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов				Количество часов самост. работы	Форма контроля знаний
		Лекции	Лабораторные занятия	Практические занятия	Семинарские занятия		
	5-й семестр						
1	Механические передачи	2				6	опрос
2	Зубчатые передачи	4		8		6	опрос
3	Цилиндрические зубчатые передачи	8	6	8		8	опрос
4	Конические зубчатые передачи	6				8	опрос
5	Червячные передачи	6	4			6	опрос
6	Планетарные зубчатые передачи	6				6	опрос
7	Фрикционные передачи (вариаторы)	2				6	опрос
	6-й семестр						
8	Ременные передачи	4		4		6	опрос
9	Цепные передачи	4		4		6	опрос
10	Валы и оси	8		10		6	опрос
11	Опоры вращающихся валов и осей	4	6	6		6	опрос
12	Резьбовые соединения	4		2		6	опрос
13	Соединения вал-ступица	2		4		6	опрос
14	Сварные соединения	4		4		6	опрос
15	Муфты приводов	4				6	опрос
	Всего часов	68	16	50		94	

3.2 УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ
для заочной формы получения высшего образования

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов				Количество часов самост. работы	Форма контроля знаний
		Лекции	Лабораторные занятия	Практические занятия	Семинарские занятия		
	4-й семестр						
1	Механические передачи					14	опрос
2	Зубчатые передачи	1				14	опрос
3	Цилиндрические зубчатые передачи	4		4		18	опрос
4	Конические зубчатые передачи	1		2		14	опрос
5	Червячные передачи	1				14	опрос
6	Планетарные зубчатые передачи	1				14	опрос
7	Фрикционные передачи (вариаторы)					12	опрос
	5-й семестр						
8	Ременные передачи	1				12	опрос
9	Цепные передачи	1				12	опрос
10	Валы и оси	2		4		12	опрос
11	Опоры вращающихся валов и осей	2	4	2		12	опрос
12	Резьбовые соединения	1				12	опрос
13	Соединения вал-ступица	1				12	опрос
14	Сварные соединения					12	опрос
15	Муфты приводов					12	опрос
	Всего часов	16	4	12		196	

4. ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

4.1 Перечень литературы (учебной, учебно-методической, научной, нормативной, др.)

Основная

1. Скойбеда, А. Т. Детали машин. Курсовое проектирование и атлас конструкций : учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда ; Министерство образования Республики Беларусь, Белорусский национальный технический университет. – Минск : ИВЦ Минфина, 2020. – 383 с. – Библиогр.: с. 362–363 (36 назв.). – 1200 экз. – Рекомендовано УМО РБ. – ISBN 978-985-880-022-2.

2. Муфты механических приводов. Расчет и проектирование : учеб.-метод. пособие / А. Т. Скойбеда [и др.] ; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : ИВЦ Минфина, 2019. – 268 с. – Рекомендовано УМО РБ. – ISBN 978-985-7224-02-9

3. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование : учеб. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда . – 2-е изд., испр. и доп. – Минск : Технопринт, 2002. – 290 с. – Гриф Министерства образования Республики Беларусь.

4. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования : учебник / А. Е. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик ; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : Вышэйшая школа, 2000. – 584 с. : ил. – Допущено Министерством образования РБ.

Дополнительная

5. Курмаз, Л. В. Детали машин: проектирование : учеб. пособие / Л. В.

Курмаз, А. Т. Скойбеда . – Минск : Технопринт, 2001. – 290 с. – Допущено Министерством образования РБ.

6. Скойбеда, А. Т. Проектирование механических передач. Эскизный проект : методическое пособие / А. Т. Скойбеда, А. М. Статкевич, А. А. Калина ; Министерство образования Республики Беларусь, Белорусский национальный технический университет, Кафедра "Детали машин, подъемно-транспортные машины и механизмы" ; под ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : БНТУ, 2014. – 112 с. – Библиогр.: с. 96. – Рекомендовано УМО РБ.

7. Санюкевич, Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие. – Брест: БрГТУ, 2003. – 462 с. – Допущено Министерством образования РБ.

8. Санюкевич, Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие. 2-е изд. исправл. и доп. – Брест: БрГТУ, 2004.– 488 с. – Допущено Министерством образования РБ.

9. Санюкевич, Ф.М. Детали машин: метод. пособие. – Брест: БрГТУ, 2008.– 120с.

10. Санюкевич, Ф.М. Планетарные зубчатые передачи: метод. пособие. – Брест: БрГТУ, 2013. – 128с.

11. Санюкевич, Ф.М. Детали машин: метод. пособие. – Брест: Из-во БрГТУ, 2014. – 104с.

12. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник для вузов /М.Н.Иванов, В.А.Финогенов. 13-е изд. – М.: Высш шк., 2010. – 408с.

13. Детали машин: учебник для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А.Байков, И.К.Ганулич и др.; под ред. О.А.Ряховского. 4-е изд. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2014. – 465с.

14. Леликов, О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин». 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2007. – 464с.

15. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов. 9-е изд. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 496с.

16. Атлас конструкций узлов и деталей машин / под ред. О.А.Ряховского и О.П.Леликова. – М.: Изд-во МГТУ им. М.Э.Баумана, 2009. – 400с.

17. Детали машин : учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» : в 3 ч. / А. Т. Скойбеда [и др.] ; Белорусский национальный технический университет, Кафедра «Машиноведение и детали машин». – Минск : БНТУ, 2022. – Ч. 2 : Соединения деталей машин. – 179 с. https://rep.bntu.by/handle/data/110944

4.2. Перечень компьютерных программ, наглядных и других пособий, методических указаний и материалов, технических средств обучения, оборудования для выполнения практических работ

Методические указания

1. Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей: в 3 ч. / Брест. гос.

техн. ун-т ; сост.: С.В. Монтик [и др.].– Брест : БрГТУ, 2022. − Ч. 1. – 44 с.

2. Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей: в 3 ч. / Брест. гос. техн. ун-т ; сост.: С.В. Монтик, А.А. Волощук, Я.А. Акулич – Брест : БрГТУ, 2023. − Ч. 2. – 28 с.

3. Методические указания к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей: в 3 ч. / Брест. гос. техн. ун-т ; сост.: С.В. Монтик – Брест : БрГТУ, 2024. − Ч. 3. – 20 с.

4. Методические указания к выполнению лабораторной работы «Изучение конструкций подшипниковых узлов» по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей : в 2 ч. / Министерство образования Республики Беларусь, Брестский государственный технический университет, Кафедра машиностроения и эксплуатации автомобилей ; сост.: С. В. Монтик, С. О. Березуцкая, А. А. Волощук. – Брест : БрГТУ, 2021. – Ч. 1. – 35 с. – Библиогр.: с. 35 (5 назв.). – 40 экз. https://rep.bstu.by/handle/data/29047

5. Методические указания к лабораторной работе «Изучение конструкции подшипниковых узлов» по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей: в 2 ч. / в 2 ч. / Брест. гос. техн. ун-т ; сост.: С.В. Монтик, А.А. Волощук, С.В. Савчук. – Брест : БрГТУ, 2022. − Ч. 2. – 20 с.

6. Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей «Разработка конструкций валов передач» / Ф.М. Санюкевич – Брест : БрГТУ, 2017. – 64 с.

7. Методические указания к лабораторной работе «Изучение конструкций подшипниковых узлов» по курсу «Детали машин» / Сост. Ф.М.Санюкевич. – Брест: БрГТУ, 2011. – 66с.

8. Методические указания к лабораторной работе «Изучение конструкций цилиндрических зубчатых редукторов» по курсу «Детали машин» для студентов технических специальностей / Сост. Ф.М.Санюкевич. – Брест: БрГТУ, 2007. – 40с.

9. Методические указания к лабораторной работе «Изучение конструкций редукторов на базе червячной передачи» по курсу «Детали машин» для студентов технических специальностей / СОСТ. Ф.М.Санюкевич. – Брест: БрГТУ, 2007. – 44с.

10. Детали машин : учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей : в 3 ч. / А. Т. Скойбеда [и др.] ; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : БНТУ, 2019. – Ч. 1 : Механические передачи. – 215 с. https://rep.bntu.by/handle/data/53337

Наглядные пособия

1. Комплект плакатов по курсу «Детали машин».
2. Комплект радиальных, радиально-упорных и упорных подшипников качения.
3. Редуктор червячный одноступенчатый Ч-100.
4. Редуктор червячный одноступенчатый универсальный 2Ч-80.
5. Редуктор цилиндрический косозубый двухступенчатый Ц2У-160-10.
6. Редуктор цилиндрический косозубый двухступенчатый Ц2У-160-12,5.
7. Корпус цилиндрического косозубого двухступенчатого редуктора Ц2У-160.

8. Дифференциал заднего моста грузового автомобиля.
9. Комплекты клиновых, поликлиновых и зубчатых ремней.
10. Стенды с элементами зубчатых, червячных, цепных и ременных передач.

Электронные средства обучения и контроля

1. Набор электронных презентаций и видеофильмов к лекциям по дисциплине «Детали машин».

4.3. Перечень средств диагностики результатов учебной деятельности

1. Текущая аттестация
2. Письменные отчеты по аудиторным практическим занятиям с их устной защитой.
3. Письменные отчеты по аудиторным лабораторным занятиям с их устной защитой.
4. Курсовые проекты с их устной защитой перед комиссией, созданной распоряжением заведующего кафедрой.
5. Письменный экзамен

Текущая аттестация по учебной дисциплине проводится в виде:
- контрольный опрос в письменной форме;
- письменные отчеты по аудиторным лабораторным занятиям с их устной защитой.
- письменные отчеты по аудиторным практическим занятиям с их устной защитой.

При расчете итоговой отметки по текущей аттестации учитывается объем качественно выполненных к моменту аттестации лабораторных и практических работ (в соответствии с учебно-методической картой учебной дисциплины).

В семестре предусмотрена одна текущая аттестация.

Обучающиеся допускаются к промежуточной аттестации по учебной дисциплине при условии успешного прохождения текущей аттестации.

Результаты текущей аттестации учитываются при проведении промежуточной аттестации по учебной дисциплине.

Промежуточная аттестация по учебной дисциплине проводится в форме письменного экзамена.

4.4. Методические рекомендации по организации и выполнению самостоятельной работы обучающихся учебной дисциплине

При изучении дисциплины используются следующие формы самостоятельной работы в соответствии с п. 3 Положения о самостоятельной работе студентов учреждения образования «Брестский государственный технический университет», утвержденного ректором БрГТУ №56 от 01.06 .2020:

- самостоятельное изучение тем лекционного курса по литературным источникам и методическим указаниям, имеющимся в библиотеке БрГТУ и указанным в разделе 4 настоящей программы;

- самостоятельная подготовка к выполнению лабораторных и практических работ по методическим указаниям, разработанным на кафедре машиностроения и эксплуатации автомобилей и указанным в разделе 4 настоящей программы;

- выполнение курсовых проектов по индивидуальным темам в соответствии с разделом 2 настоящей программы;

- самостоятельная подготовка к экзамену.

Самостоятельное изучение тем лекционного курса выполняется по следующим литературным источникам:

Номе темы	Название раздела, темы	Номер литературного источника
1	Механические передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
2	Зубчатые передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
3	Цилиндрические зубчатые передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
4	Конические зубчатые передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
5	Червячные передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
6	Планетарные зубчатые передачи	[3, 4, 10, 12, 13, 14]
7	Фрикционные передачи (вариаторы)	[3, 4, 12, 13, 14]
8	Ременные передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
9	Цепные передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
10	Валы и оси	[3, 4, 12, 13, 14]
11	Опоры вращающихся валов и осей	[3, 4, 12, 13, 14]
12	Резьбовые соединения	[3, 4, 12, 13, 14]
13	Соединения вал-ступица	[3, 4, 12, 13, 14]
14	Сварные соединения	[3, 4, 12, 13, 14]
15	Муфты приводов	[2, 3, 4, 12, 13, 14]

ПРОТОКОЛ СОГЛАСОВАНИЯ УЧЕБНОЙ ПРОГРАММЫ

Название учебной дисциплины, с которой требуется согласование	Название кафедры	Предложения об изменениях в содержании учебной программы учреждения высшего образования по учебной дисциплине	Решение, принятое кафедрой, разработавшей учебную программу (с указанием даты и номера протокола)
1. Средства технологического оснащения технической эксплуатации автомобильного парка организации	МЭА	нет	Рекомендовать к утверждению (протокол № 3 от 07.10.2024) Зав. кафедрой МЭА С.В. Монтик
2. Автомобильные двигатели	МЭА	нет	
3. Техническая эксплуатация автомобилей	МЭА	нет	

Содержание учебной программы
согласовано с выпускающей кафедрой

Заведующий выпускающей кафедрой,
кандидат технических наук, доцент С.В. Монтик

Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе БрГТУ
_____ М.В. Нерода
« »__ _____.2024 г.

Регистрационный № УД-24-2-005/уч.

От 27.12.2024

Детали машин

Учебная программа учреждения высшего образования
по учебной дисциплине для специальности

6-05-0714-02 Технология машиностроения,
металлорежущие станки и инструменты

2024

Учебная программа составлена на основе образовательного стандарта высшего образования ОСВО 6-05-0714-02-2023 и учебных планов специальности.

СОСТАВИТЕЛИ:
Монтик С. В., заведующий кафедрой машиностроения и эксплуатации автомобилей, кандидат технических наук, доцент;
Савчук С.В., доцент кафедры машиностроения и эксплуатации автомобилей, кандидат технических наук.

РЕЦЕНЗЕНТЫ:
Р.А.Полуляшин, зам. главного инженера – главный конструктор ОАО «Брестский электромеханический завод»;
Голуб В.М., заведующий кафедрой машиноведения учреждения образования «Брестский государственный технический университет», кандидат технических наук, доцент.

РЕКОМЕНДОВАНА К УТВЕРЖДЕНИЮ:
Кафедрой машиностроения и эксплуатации автомобилей
Заведующий кафедрой С.В. Монтик
(протокол № 3 от 07.10.2024);

Методической комиссией машиностроительного факультета
Председатель методической комиссии В.П. Горбунов
(протокол №_____ от _____2024);

Научно-методическим советом БрГТУ (протокол №_____ от _____2024)

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Место учебной дисциплины

Учебная дисциплина «Детали машин» относится к государственному компоненту, модуль «Проектирование и расчеты прочности деталей машин» и изучается на 2 курсе в 4 семестре и на 3 курсе в 5 семестре студентами дневной формы получения образования и студентами заочной формы получения образования на основе среднего специального образования.

Цель учебной дисциплины – формирование инженерных знаний, умений и навыков по расчету и конструированию деталей машин и приводов общемашиностроительного назначения, обеспечивающих требуемую надежность и долговечность.

Основные задачи учебной дисциплины:

- изучение основ инженерных методов конструирования деталей машин, обеспечивающих требуемые показатели надежности;
- формирование навыков конструирования деталей, узлов и приводов общемашиностроительного назначения;
- овладение методами инженерного расчета деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность.

В результате изучения учебной дисциплины «Детали машин» формируются следующие универсальные и базовые профессиональные компетенции:

УК-1: Владеть основами исследовательской деятельности, осуществлять поиск, анализ н синтез информации

УК-5: Быть способным к саморазвитию и совершенствованию в профессиональной деятельности

БПК-4.3: На основе знаний требований к типовым деталям машин конструировать эти детали и узлы и выполнять их расчеты

В результате изучения учебной дисциплины «Детали машин» студент должен:

знать:

- конструкции, типаж, материалы и способы изготовления деталей машин общего назначения;
- взаимодействие деталей и физические процессы, сопутствующие их работе, с учетом сопротивления воздействию эксплуатационных факторов, видов и характера разрушения деталей и определение критериев их работоспособности и расчета;
- инженерные методы расчета деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность;
- методы автоматизированного проектирования и конструирования с помощью машинной графики;

уметь:

- выполнять инженерные расчеты деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность и долговечность;
- конструировать детали, узлы и приводы общемашиностроительного назначения;
- выполнять конструкторскую разработку деталей, узлов и приводов с

применением норм проектирования типовых проектов, стандартов и других нормативных материалов;

владеть:

- методами обоснования конструкций узлов и деталей машин;
- методами автоматизированного проектирования и конструирования типовых деталей машин;
- методами инженерного расчета деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность;
- основами проектирования механизмов;
- расчетами основных механических передач и соединений;
- информацией о типовых конструкциях и материалах деталей и узлов машин;
- справочными материалами типовых элементов конструкций машин.

Связь с другими учебными дисциплинами.

Учебная дисциплина «Детали машин» базируется на знаниях, полученных при изучении таких учебных дисциплин, как «Математика»; «Физика»; «Инженерная графика»; «3D моделирование»; «Материаловедение»; «Механика материалов»; «Теоретическая механика»; «Нормирование точности и технические измерения». Знания, полученные при изучении дисциплины «Детали машин», необходимы для усвоения следующих учебных дисциплин: «Металлорежущие станки»; «Технологическая оснастка»; «Конструирование и расчет станков».

План учебной дисциплины для дневной формы получения высшего образования

Код специальности (направления специальности)	Наименование специальности (направления специальности)	Курс	Семестр	Всего учебных часов	Количество зачетных единиц	Аудиторных часов (в соответствии с учебным планом УВО)					Академических часов на курсовой проект	Форма текущей аттестации
						Всего	Лекции	Лабораторные занятия	Практические занятия	Семинары		
6-05-0714-02	Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты	2	4	100	3	68	34	16	18	-	-	Экзамен.
6-05-0714-02	Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты	3	5	130	5	68	34	-	34	-	60	Экзамен Защита курсового проекта
	Итого			230	8	136	68	16	52	-	60	

План учебной дисциплины для заочной формы получения высшего образования, на основе среднего специального образования

Код специальности (направления специальности)	Наименование специальности (направления специальности)	Курс	Семестр	Всего учебных часов	Количество зачетных единиц	Аудиторных часов (в соответствии с учебным планом УВО)					Академических часов на курсовой проект	Форма текущей аттестации
						Всего	Лекции	Лабораторные занятия	Практические занятия	Семинары		
6-05-0714-02	Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты	2	4	100	3	16	8	-	8	-	-	Экзамен.
6-05-0714-02	Технология машиностроения, металлорежущие станки и инструменты	3	5	130	5	16	8	4	4	-	60	Экзамен Защита курсового проекта
	Итого			230	8	32	16	4	12	-	60	

1. СОДЕРЖАНИЕ УЧЕБНОГО МАТЕРИАЛА

1.1. ЛЕКЦИОННЫЕ ЗАНЯТИЯ, ИХ СОДЕРЖАНИЕ

Тема 1. Механические передачи.

1.1. Общие сведения о механических передачах.

1.2. Основные характеристики механических передач.

1.3. Краткие сведения о контактных напряжениях. Формула Герца.

Тема 2. Зубчатые передачи.

2.1. Общие сведения о зубчатых передачах: достоинства и недостатки, понятие о шестерне, колесе и зубчатом колесе.

2.2. Классификация зубчатых передач.

2.3. Виды разрушения зубьев зубчатых передач.

2.4. Критерии работоспособности и расчет зубчатых передач.

2.5. Термическая и химико-термическая обработка зубьев зубчатых передач.

2.6. Допускаемые напряжения при расчете зубчатых передач.

2.7. Учет реальных условий работы зубчатых передач при их проектировании.

Тема 3. Цилиндрические зубчатые передачи.

3.1. Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача.

3.1.1. Достоинства и недостатки цилиндрической прямозубой зубчатой передачи, особенности зацепления зубьев.

3.1.2. Геометрические параметры цилиндрической прямозубой зубчатой передачи без смещения и основные способы ее изготовления.

3.1.3. Цилиндрические прямозубые зубчатые колеса и передачи со смещением.

3.1.4. Силы в зацеплении цилиндрической прямозубой зубчатой передачи.

3.1.5. Расчет цилиндрической прямозубой зубчатой передачи на контактную прочность.

3.1.6. Расчет зубьев цилиндрической прямозубой зубчатой передачи на прочность при изгибе.

3.2. Цилиндрические косозубая и шевронная зубчатые передачи.

3.2.1. Достоинства и недостатки цилиндрической косозубой и шевронной зубчатых передач, особенности зацепления зубьев.

3.2.2. Геометрические параметры цилиндрической косозубой зубчатой передачи.

3.2.3. Замена цилиндрического косозубого зубчатого колеса эквивалентным цилиндрическим прямозубым.

3.2.4. Силы в зацеплении цилиндрической косозубой зубчатой передачи.

3.2.5. Особенности расчета цилиндрической косозубой зубчатой передачи на контактную прочность.

3.2.6. Особенности расчета зубьев цилиндрической косозубой зубчатой передачи на прочность при изгибе.

Тема 4. Конические зубчатые передачи.

4.1. Общие сведения о конических зубчатых передачах.

4.2. Геометрические параметры конических зубчатых передач.

4.3. Силы в зацеплении прямозубой конической зубчатой передачи.

4.4. Силы в зацеплении конической зубчатой передачи с круговыми зубьями.

4.5. Замена конических зубчатых колес эквивалентными цилиндрическими прямозубыми.

4.6. Особенности проектирования конической зубчатой передачи.

Тема 5. Червячные передачи.

5.1. Общие сведения о червячных передачах.

5.2. Геометрические параметры червячной передачи с цилиндрическим червяком. Смещение в червячной передаче.

5.3. Передаточное отношение червячной передачи.

5.4. Скольжение в зацеплении червячной передачи.

5.5. Материалы червяка и червячного колеса.

5.6. Силы в зацеплении червячной передачи.

5.7. Характер и причины отказов червячных передач.

5.8. Критерии работоспособности и расчет червячной передачи.

5.9. Особенности выбора допускаемых напряжений при расчете червячных передач.

5.10. Особенности проектирования червячных передач.

Тема 6. Планетарные зубчатые передачи.

6.1. Конструктивное исполнение, элементы конструкции и основные кинематические схемы планетарных зубчатых передач.

6.2. Определение передаточного отношения $i_{1H}^{(3)}$ и подбор чисел зубьев зубчатых колес простой одноступенчатой планетарной зубчатой передачи, выполненной по схеме *2К-Н*.

6.3. Силы в зацеплении простых планетарных зубчатых передач, выполненных по схеме *2К-Н*: одноступенчатой с одновенцовыми сателлитами и двухступенчатой с двухвенцовыми сателлитами.

6.4. Особенности проектирования простой одноступенчатой планетарной зубчатой передачи, выполненной по схеме *2К-Н*.

Тема 7. Фрикционные передачи (вариаторы).

7.1. Назначение вариаторов и основные схемы. Диапазон регулирования скоростей.

Тема 8. Ременные передачи.

8.1. Общие сведения о ременных передачах: принцип работы; типы ременных передач в зависимости от формы поперечного сечения ремня; достоинства и недостатки; области применения.

8.2. Особенности работы и расчета ременной передачи трением. Понятие о тяговой способности ременной передачи. Кривые скольжения и КПД ременных передач при экспериментальном исследовании их тяговой способности. Сущность расчета ременной передачи клиновым ремнем

Тема 9. Цепные передачи.

9.1. Общие сведения о цепных передачах: принцип работы; достоинства и недостатки; применение.

9.2. Основные типы приводных цепей: роликовые, втулочные и зубчатые. Особенности конструкции.

9.3. Определение диаметра делительной окружности звездочки цепной передачи.

9.4. Практический расчет цепной передачи приводной роликовой цепью.

Тема 10. Валы и оси.

10.1. Назначение валов и осей.

10.2. Классификация валов: по назначению; по форме геометрической оси, наружной поверхности и поперечного сечения. Конструктивные исполнения осей.

10.3. Элементы конструкций валов и осей: цапфы, шипы, шейки, фаски, буртики, заплечики.

10.4. Переходные участки валов и осей между двумя ступенями. Сопряжение ступицы детали с буртиком вала.

10.5. Формы концевых участков валов (концов валов).

10.6. Порядок проектирования валов:

10.6.1. Проектный расчет валов.

10.6.2. Проверочный расчет валов на сопротивление усталости.

Тема 11. Опоры вращающихся валов и осей.

11.1. Подшипники качения.

11.1.1. Назначение и основные элементы подшипников качения. Достоинства и недостатки, области применения.

11.1.2. Классификация подшипников качения: по форме тел качения; по направлению воспринимаемой нагрузки; по числу рядов тел качения; по основным конструктивным признакам.

11.1.3. Основные типы подшипников качения и их характеристика.

11.1.4. Понятие о размерной серии подшипника качения.

11.1.5. Понятие об установочных размерах для подшипников качения.

11.1.6. Характер и причины отказов подшипников качения.

11.1.7. Критерии работоспособности подшипников качения.

11.1.8. Испытание подшипников качения на ресурс.

11.1.9. Расчет подшипников качения на заданный ресурс. Эквивалентная динамическая нагрузка для радиальных, радиально-упорных и упорных подшипников качения.

11.1.10. Особенности определения осевых сил, нагружающих радиальные подшипники, при осевом фиксировании вала по схеме «враспор» и «врастяжку», а также по схеме «одна опора фиксирующая, вторая – плавающая».

11.1.11. Особенности определения осевых сил, нагружающих радиально-упорные подшипники, при осевом фиксировании вала по схеме «враспор» и «врастяжку».

11.1.12. Проверка и подбор подшипников качения по статической грузоподъемности.

11.2. Подшипники скольжения.

11.2.1. Общие сведения о подшипниках скольжения.

11.2.2. Характер и причины выхода из строя подшипников скольжения.

11.2.3. Материалы для изготовления подшипников скольжения.

11.2.4. Условные расчеты подшипников скольжения.

Тема 12. Резьбовые соединения.

12.1. Общие сведения о резьбовых соединениях: образование винтовой линии и резьбы; классификация резьб; методы изготовления резьбы; достоинства и недостатки резьбовых соединений.

12.2. Геометрические параметры резьбы.

12.3. Основные типы резьб.

12.3.1. Резьбы цилиндрические.

12.3.2. Резьбы конические.

12.4. Виды резьбовых соединений.

12.5. Стандартные крепежные детали.

12.6. Способы стопорения резьбовых соединений.

12.7. Особенности установки болтов, винтов и шпилек в корпусах узлов.

12.8. Влияние профиля резьбы на силу трения в резьбе. Приведенный коэффициент трения в остроугольной резьбе.

12.9. Силовые соотношения в винтовой паре при завинчивании и отвинчивании гайки.

12.10. Условие самоторможения резьбы.

12.11. Момент завинчивания при сборке резьбового соединения.

12.12. КПД винтовой пары.

12.13. Распределение осевой силы резьбового стержня по виткам резьбы в месте свинчивания с гайкой.

12.14. Классы прочности и материалы резьбовых деталей.

12.15. Расчет резьбы на прочность: основные виды разрушения резьбы крепежной и винтовых механизмов; высота гайки и глубина завинчивания резьбового стержня в детали из различных материалов (сталь, чугун, силумин).

12.16. Прочность единичного болта (винта, шпильки) при постоянной (статической) нагрузке.

12.16.1. Резьбовой стержень нагружен только внешней осевой растягивающей силой *F*. Предварительная затяжка отсутствует.

12.16.2. Болт предварительно затянут, внешняя нагрузка отсутствует.

12.16.3. Болт нагружен внешней силой *F*, сдвигающей детали в стыке (вариант 1 – болт поставлен с зазором; вариант 2 – болт поставлен без зазора).

12.16.4. Болт предварительно затянут при сборке силой затяжки *Fзат* и нагружен внешней осевой отрывающей силой, перпендикулярной плоскости стыка деталей.

12.16.5. Особенности нагружения эксцентрично установленного болта.

12.17. Прочность единичного болта (винта, шпильки) при внешней переменной нагрузке.

12.18. Расчет группы болтов (винтов, шпилек).

12.18.1. Резьбовое соединение группой болтов нагружено центрально приложенной силой *N*, перпендикулярной плоскости стыка.

12.18.2. Резьбовое соединение группой болтов нагружено центрально приложенной силой *N* в плоскости стыка.

12.18.3. Резьбовое соединение группой болтов нагружено моментом *T* в плоскости стыка соединяемых деталей.

12.18.4. Резьбовое соединение группой болтов нагружено комбинацией сил и моментов в плоскости стыка соединяемых деталей.

12.18.5. Резьбовое соединение группой болтов нагружено отрывающей и сдвигающей силами, а также опрокидывающим моментом (на примере крепления кронштейна к плите или раме).

Тема 13. Соединения вал-ступица.

13.1. Шпоночные соединения.

13.1.1. Назначение, достоинства и недостатки шпоночных соединений, области их применения, конструкции шпонок.

13.1.2. Расчет на прочность соединения призматической шпонкой.

13.2. Шлицевые (зубчатые) соединения.

13.2.1. Назначение, конструкции, достоинства и недостатки шлицевых (зубчатых) соединений.

13.2.2. Прямобочные шлицевые соединения. Основные виды центрирования.

13.2.3. Эвольвентные шлицевые соединения. Виды центрирования.

13.2.4. Упрощенный (приближенный) расчет шлицевых соединений.

13.3. Соединения с натягом.

13.3.1. Назначение, сущность и области применения соединений с натягом.

13.3.2. Способы сборки соединения с натягом.

13.3.3. Условия работоспособности соединения с натягом.

13.3.4. Определение потребного давления на поверхности контакта при нагружении соединения с натягом только одной осевой силой или только одним вращающим моментом, а также при одновременном нагружении соединения вращающим моментом и осевой силой.

13.3.5. Определение потребного давления на поверхности контакта при нагружении соединения с натягом изгибающим моментом.

13.3.6. Определение потребного давления на поверхности контакта при одновременном нагружении соединения с натягом осевой силой, вращающим и изгибающим моментами.

13.3.7. Сущность выбора стандартной посадки для соединения с натягом с учетом минимального требуемого и максимально допустимого натягов соединения.

13.3.8. Конструктивные способы облегчения сборки соединения с натягом и уменьшения в нем концентрации напряжений.

13.3.9. Достоинства и недостатки соединений с натягом.

Тема 14. Сварные соединения.

14.1. Образование сварных соединений, их достоинства, недостатки и применение.

14.2. Классификация сварных соединений по взаимному расположению соединяемых элементов и по типу сварного шва.

14.3. Сварные соединения стыковыми швами: образование шва, зона термического влияния, опасные сечения шва. Расчет на прочность сварного соединения стыковым швом при нагружении его центральной растягивающей силой или изгибающим моментом, а также при совместном нагружении центральной растягивающей силы, изгибающим и крутящим моментами.

14.4. Сварные соединения угловыми швами: образование углового шва, его основные характеристики, разрушение углового шва и особенности его расчета. Понятие о фланговых, лобовых и комбинированных угловых швах нахлесточных соединений и расчет их на прочность при нагружении растягивающей силой. Расчет нахлесточного сварного соединения комбинированным угловым швом, нагруженного комбинацией сил и моментом в плоскости стыка.

14.5. Сварные тавровые соединения и применяемые для их получения типы сварных швов. Расчет на прочность таврового соединения, нагруженного растягивающей силой, в зависимости от типа выполняемого сварного шва: стыкового или углового.

Тема 15. Муфты приводов.

15.1. Назначение муфт, применяемых в механических приводах и их краткая классификация.

15.2. Муфты глухие: втулочная и фланцевая.

15.3. Смещения валов. Муфта жесткая зубчатая компенсирующая.

15.4. Муфты упругие. Свойства и назначение. Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП). Муфта с упругой оболочкой в виде внешнего и внутреннего тора.

15.5. Сцепные управляемые муфты: кулачковые и фрикционные.

15.6. Муфты автоматические или самоуправляемые.

1.2. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ, ИХ СОДЕРЖАНИЕ

1. Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчеты привода

2. Расчет цилиндрической зубчатой передачи

4. Конструирование колес редуктора. Расчет шпоночного соединений вал-ступица

3. Проектный расчет валов редуктора и определение диаметров их ступеней для различных вариантов конструкции редуктора. Предварительный выбор подшипников качения. Выбор компенсирующей упругой муфты

5. Расчет соединений вал-ступица (шлицевые соединения, соединения с натягом) для редуктора

7. Расчет валов на сопротивление усталости

8. Расчет подшипников качения на заданный ресурс (радиально-упорных, радиальных)

9. Расчет клиноременной передачи

10. Расчет цепной передачи с приводной роликовой цепью

11. Расчет резьбовых соединений

12. Расчет на прочность сварных соединений

1.3. ЛАБОРАТОРНЫЕ ЗАНЯТИЯ, ИХ СОДЕРЖАНИЕ

1. Элементы подшипниковых узлов, их назначение. Система условных обозначений подшипников качения.

2. Изучение конструкций основных типов подшипников качения и областей их применения.

3. Изучение типовых схем закрепления (осевого фиксирования) валов в узлах машин.

4. Изучение конструкций цилиндрических зубчатых редукторов и проверочный расчет одной ступени редуктора.

5. Изучение конструкций редукторов на базе червячной передачи и ее проверочный расчет.

2. ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

Цель курсового проекта – приобретение практических умений и навыков проектирования деталей, сборочных единиц и приводов машин.

Тематика курсового проекта включает разработку механического привода на базе нестандартного двухступенчатого редуктора в соответствии с техническим заданием. Курсовой проект по деталям машин состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка курсового проекта включает следующие элементы и разделы.

Титульный лист

Задание на курсовое проектирование.

Реферат

Содержание

Введение

1. Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчет привода

2. Расчет тихоходной ступени редуктора

3. Расчет быстроходной ступени редуктора

4. Конструирование валов редуктора и предварительный выбор подшипников качения

5. Конструирование колес редуктора

6. Определение основных размеров элементов корпуса и крышки редуктора. Компоновка редуктора.

7. Смазывание передач и подшипников редуктора. Выбор смазочного материала

8. Расчет соединений вал-ступица для редуктора

9. Расчет тихоходного вала редуктора на сопротивление усталости

10. Расчет подшипников качения тихоходного вала редуктора на заданный ресурс

11. Выбор компенсирующей упругой муфты

12. Разработка рабочих чертежей тихоходного вала редуктора и колеса тихоходной ступени редуктора

Заключение

Список использованных источников

Приложение, которое включает:

- техническое задание, комплекты сборочных чертежей редуктора-прототипа, корпуса редуктора, крышек;
- спецификацию к сборочному чертежу редуктора.

Графическая часть курсового проекта включает следующие чертежи:

1. Сборочный чертеж редуктора – 2…3 листа формата А1
2. Рабочий чертеж тихоходного вала редуктора – 1 лист формата А3
3. Рабочий чертеж колеса тихоходной ступени редуктора – 1 лист формата А3

Завершается выполнение курсового проекта окончательным оформлением графической части и пояснительной записки в соответствии с требованиями ЕСКД.

Календарный график выполнения проекта:

- раздел 1 – 1 неделя семестра;
- раздел 2 – 2 неделя семестра;
- раздел 3 – 3 неделя семестра;
- раздел 4, 5, разработка компоновочного чертежа редуктора – 4-6 неделя семестра;
- раздел 6, 7, 8 – 7-9 неделя семестра;
- раздел 9 – 10 неделя семестра;
- раздел 10, 11 – 11 неделя семестра;
- раздел 12 – 12 неделя семестра;
- разработка и оформление сборочного чертежа редуктора, спецификации к нему – 13-14 неделя семестра;
- оформление пояснительной записки – 15 неделя семестра.

Более подробно содержание курсового проекта изложено в учебных пособиях к выполнению курсового проекта [1, 8].

На выполнение курсового проекта отводится 60 часов.

Примерный перечень тем курсовых проектов:

1. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора, выполненного по развернутой схеме.
2. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора, выполненного по развернутой схеме с раздвоенной быстроходной ступенью, представляющей собой шевронную зубчатую передачу.

3. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора, выполненного по развернутой схеме с раздвоенной тихоходной ступенью, представляющей собой шевронную зубчатую передачу.

4. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора, выполненного по развернутой схеме с выходным концом тихоходного вала в виде зубчатой муфты специального исполнения

5. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора, выполненного по развернутой схеме, корпус которого не имеет разъема по осям валов.

6. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального соосного редуктора.

7. Проектирование двухступенчатого коническо-цилиндрического горизонтального редуктора с разъемом корпуса по осям валов.

3. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЕ КАРТЫ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ

3.1 УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ
для дневной формы получения высшего образования

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов				Количество часов самост. работы	Форма контроля знаний
		Лекции	Лабораторные занятия	Практические занятия	Семинарские занятия		
	4-й семестр						
1	Механические передачи	2				6	опрос
2	Зубчатые передачи	4		8		6	опрос
3	Цилиндрические зубчатые передачи	8	6	8		8	опрос
4	Конические зубчатые передачи	6				8	опрос
5	Червячные передачи	6	4			6	опрос
6	Планетарные зубчатые передачи	6				6	опрос
7	Фрикционные передачи (вариаторы)	2				6	опрос
	5-й семестр						
8	Ременные передачи	4		4		6	опрос
9	Цепные передачи	4		4		6	опрос
10	Валы и оси	8		12		6	опрос
11	Опоры вращающихся валов и осей	4	6	6		6	опрос
12	Резьбовые соединения	4		2		6	опрос
13	Соединения вал-ступица	2		4		6	опрос
14	Сварные соединения	4		4		6	опрос
15	Муфты приводов	4				6	опрос
	Всего часов	68	16	52		94	

3.2 УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ
для заочной формы получения высшего образования на основе среднего специального образования

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов				Количество часов самост. работы	Форма контроля знаний
		Лекции	Лабораторные занятия	Практические занятия	Семинарские занятия		
	4-й семестр						
1	Механические передачи					14	опрос
2	Зубчатые передачи	1				14	опрос
3	Цилиндрические зубчатые передачи	4		4		18	опрос
4	Конические зубчатые передачи	1				14	опрос
5	Червячные передачи	1				14	опрос
6	Планетарные зубчатые передачи	1				14	опрос
7	Фрикционные передачи (вариаторы)					14	опрос
	5-й семестр						
8	Ременные передачи	1				14	опрос
9	Цепные передачи	1				14	опрос
10	Валы и оси	2		4		14	опрос
11	Опоры вращающихся валов и осей	2	4	4		14	опрос
12	Резьбовые соединения	1				14	опрос
13	Соединения вал-ступица	1				14	опрос
14	Сварные соединения					14	опрос
15	Муфты приводов					14	опрос
	Всего часов	16	4	12		214	

4. ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

4.1 Перечень литературы (учебной, учебно-методической, научной, нормативной, др.)

Основная

1. Скойбеда, А. Т. Детали машин. Курсовое проектирование и атлас конструкций : учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда ; Министерство образования Республики Беларусь, Белорусский национальный технический университет. – Минск : ИВЦ Минфина, 2020. – 383 с. – Библиогр.: с. 362–363 (36 назв.). – 1200 экз. – Рекомендовано УМО РБ. – ISBN 978-985-880-022-2.

2. Муфты механических приводов. Расчет и проектирование : учеб.-метод. пособие / А. Т. Скойбеда [и др.] ; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : ИВЦ Минфина, 2019. – 268 с. – Рекомендовано УМО РБ. – ISBN 978-985-7224-02-9

3. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование : учеб. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда . – 2-е изд., испр. и доп. – Минск : Технопринт, 2002. – 290 с. – Гриф Министерства образования Республики Беларусь.

4. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования : учебник / А. Е. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик ; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : Вышэйшая школа, 2000. – 584 с. : ил. – Допущено Министерством образования РБ.

Дополнительная

5. Курмаз, Л. В. Детали машин: проектирование : учеб. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда . – Минск : Технопринт, 2001. – 290 с. – Допущено Министерством образования РБ.

6. Скойбеда, А. Т. Проектирование механических передач. Эскизный проект : методическое пособие / А. Т. Скойбеда, А. М. Статкевич, А. А. Калина ; Министерство образования Республики Беларусь, Белорусский национальный технический университет, Кафедра "Детали машин, подъемно-транспортные машины и механизмы" ; под ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : БНТУ, 2014. – 112 с. – Библиогр.: с. 96. – Рекомендовано УМО РБ.

7. Санюкевич, Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие. – Брест: БрГТУ, 2003. – 462 с. – Допущено Министерством образования РБ.

8. Санюкевич, Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие. 2-е изд. исправл. и доп. – Брест: БрГТУ, 2004.– 488 с. – Допущено Министерством образования РБ.

9. Санюкевич, Ф.М. Детали машин: метод. пособие. – Брест: БрГТУ, 2008.– 120с.

10. Санюкевич, Ф.М. Планетарные зубчатые передачи: метод. пособие. – Брест: БрГТУ, 2013. – 128с.

11. Санюкевич, Ф.М. Детали машин: метод. пособие. – Брест: Из-во БрГТУ, 2014. – 104с.

12. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник для вузов /М.Н.Иванов, В.А.Финогенов. 13-е изд. – М.: Высш шк., 2010. – 408с.

13. Детали машин: учебник для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А.Байков, И.К.Ганулич и др.; под ред. О.А.Ряховского. 4-е изд. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2014. – 465с.

14. Леликов, О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин». 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2007. – 464с.

15. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов. 9-е изд. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 496с.

16. Атлас конструкций узлов и деталей машин / под ред. О.А.Ряховского и О.П.Леликова. – М.: Изд-во МГТУ им. М.Э.Баумана, 2009. – 400с.

17. Детали машин : учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» : в 3 ч. / А. Т. Скойбеда [и др.] ; Белорусский национальный технический университет, Кафедра «Машиноведение и детали машин». – Минск : БНТУ, 2022. – Ч. 2 : Соединения деталей машин. – 179 с. https://rep.bntu.by/handle/data/110944

4.2. Перечень компьютерных программ, наглядных и других пособий, методических указаний и материалов, технических средств обучения, оборудования для выполнения практических работ

Методические указания

1. Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей: в 3 ч. / Брест. гос. техн. ун-т ; сост.: С.В. Монтик [и др.].– Брест : БрГТУ, 2022. − Ч. 1. – 44 с.

2. Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине

«Детали машин» для студентов технических специальностей: в 3 ч. / Брест. гос. техн. ун-т ; сост.: С.В. Монтик, А.А. Волощук, Я.А. Акулич – Брест : БрГТУ, 2023. – Ч. 2. – 28 с.

3. Методические указания к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей: в 3 ч. / Брест. гос. техн. ун-т ; сост.: С.В. Монтик – Брест : БрГТУ, 2024. – Ч. 3. – 20 с.

4. Методические указания к выполнению лабораторной работы «Изучение конструкций подшипниковых узлов» по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей : в 2 ч. / Министерство образования Республики Беларусь, Брестский государственный технический университет, Кафедра машиностроения и эксплуатации автомобилей ; сост.: С. В. Монтик, С. О. Березуцкая, А. А. Волощук. – Брест : БрГТУ, 2021. – Ч. 1. – 35 с. – Библиогр.: с. 35 (5 назв.). – 40 экз. https://rep.bstu.by/handle/data/29047

5. Методические указания к лабораторной работе «Изучение конструкции подшипниковых узлов» по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей: в 2 ч. / в 2 ч. / Брест. гос. техн. ун-т ; сост.: С.В. Монтик, А.А. Волощук, С.В. Савчук. – Брест : БрГТУ, 2022. – Ч. 2. – 20 с.

6. Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей «Разработка конструкций валов передач» / Ф.М. Санюкевич – Брест : БрГТУ, 2017. – 64 с.

7. Методические указания к лабораторной работе «Изучение конструкций подшипниковых узлов» по курсу «Детали машин» / Сост. Ф.М.Санюкевич. – Брест: БрГТУ, 2011. – 66с.

8. Методические указания к лабораторной работе «Изучение конструкций цилиндрических зубчатых редукторов» по курсу «Детали машин» для студентов технических специальностей / Сост. Ф.М.Санюкевич. – Брест: БрГТУ, 2007. – 40с.

9. Методические указания к лабораторной работе «Изучение конструкций редукторов на базе червячной передачи» по курсу «Детали машин» для студентов технических специальностей / СОСТ. Ф.М.Санюкевич. – Брест: БрГТУ, 2007. – 44с.

10. Детали машин : учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей : в 3 ч. / А. Т. Скойбеда [и др.] ; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : БНТУ, 2019. – Ч. 1 : Механические передачи. – 215 с. https://rep.bntu.by/handle/data/53337

Наглядные пособия

1. Комплект плакатов по курсу «Детали машин».
2. Комплект радиальных, радиально-упорных и упорных подшипников качения.
3. Редуктор червячный одноступенчатый Ч-100.
4. Редуктор червячный одноступенчатый универсальный 2Ч-80.
5. Редуктор цилиндрический косозубый двухступенчатый Ц2У-160-10.
6. Редуктор цилиндрический косозубый двухступенчатый Ц2У-160-12,5.
7. Корпус цилиндрического косозубого двухступенчатого редуктора Ц2У-160.
8. Дифференциал заднего моста грузового автомобиля.
9. Комплекты клиновых, поликлиновых и зубчатых ремней.

10. Стенды с элементами зубчатых, червячных, цепных и ременных передач.

Электронные средства обучения и контроля

1. Набор электронных презентаций и видеофильмов к лекциям по дисциплине «Детали машин».

4.3. Перечень средств диагностики результатов учебной деятельности

1. Текущая аттестация
2. Письменные отчеты по аудиторным практическим занятиям с их устной защитой.
3. Письменные отчеты по аудиторным лабораторным занятиям с их устной защитой.
4. Курсовые проекты с их устной защитой перед комиссией, созданной распоряжением заведующего кафедрой.
5. Письменный экзамен

Текущая аттестация по учебной дисциплине проводится в виде:

- контрольный опрос в письменной форме;
- письменные отчеты по аудиторным лабораторным занятиям с их устной защитой.
- письменные отчеты по аудиторным практическим занятиям с их устной защитой.

При расчете итоговой отметки по текущей аттестации учитывается объем качественно выполненных к моменту аттестации лабораторных и практических работ (в соответствии с учебно-методической картой учебной дисциплины).

В семестре предусмотрена одна текущая аттестация.

Обучающиеся допускаются к промежуточной аттестации по учебной дисциплине при условии успешного прохождения текущей аттестации.

Результаты текущей аттестации учитываются при проведении промежуточной аттестации по учебной дисциплине.

Промежуточная аттестация по учебной дисциплине проводится в форме письменного экзамена.

4.4. Методические рекомендации по организации и выполнению самостоятельной работы обучающихся учебной дисциплине

При изучении дисциплины используются следующие формы самостоятельной работы в соответствии с п. 3 Положения о самостоятельной работе студентов учреждения образования «Брестский государственный технический университет», утвержденного ректором БрГТУ №56 от 01.06 .2020:

- самостоятельное изучение тем лекционного курса по литературным источникам и методическим указаниям, имеющимся в библиотеке БрГТУ и указанным в разделе 4 настоящей программы;
- самостоятельная подготовка к выполнению лабораторных и практических работ по методическим указаниям, разработанным на кафедре машиностроения и эксплуатации автомобилей и указанным в разделе 4 настоящей программы;

- выполнение курсовых проектов по индивидуальным темам в соответствии с разделом 2 настоящей программы;

- самостоятельная подготовка к экзамену.

Самостоятельное изучение тем лекционного курса выполняется по следующим литературным источникам:

Номе темы	Название раздела, темы	Номер литературного источника
1	Механические передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
2	Зубчатые передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
3	Цилиндрические зубчатые передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
4	Конические зубчатые передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
5	Червячные передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
6	Планетарные зубчатые передачи	[3, 4, 10, 12, 13, 14]
7	Фрикционные передачи (вариаторы)	[3, 4, 12, 13, 14]
8	Ременные передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
9	Цепные передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
10	Валы и оси	[3, 4, 12, 13, 14]
11	Опоры вращающихся валов и осей	[3, 4, 12, 13, 14]
12	Резьбовые соединения	[3, 4, 12, 13, 14]
13	Соединения вал-ступица	[3, 4, 12, 13, 14]
14	Сварные соединения	[3, 4, 12, 13, 14]
15	Муфты приводов	[2, 3, 4, 12, 13, 14]

ПРОТОКОЛ СОГЛАСОВАНИЯ УЧЕБНОЙ ПРОГРАММЫ

Название учебной дисциплины, с которой требуется согласование	Название кафедры	Предложения об изменениях в содержании учебной программы учреждения высшего образования по учебной дисциплине	Решение, принятое кафедрой, разработавшей учебную программу (с указанием даты и номера протокола)
1. Технологическая оснастка	МЭА	нет	Рекомендовать к утверждению (протокол № 3 от 07.10.2024) Зав. кафедрой МЭА С.В. Монтик
2. Металлорежущие станки	Машиноведение	нет	
3. Конструирование и расчет станков	Машиноведение	нет	

Содержание учебной программы
согласовано с выпускающей кафедрой

Заведующий выпускающей кафедрой,
кандидат технических наук, доцент С.В. Монтик

Учреждение образования
«Брестский государственный технический университет»

УТВЕРЖДАЮ
Проректор по учебной работе
_____
« »__ _____.2024 г.
Регистрационный № УД- /уч.

Детали машин

Учебная программа учреждения высшего образования
по учебной дисциплине для специальности

6-05-0714-04 Технологические машины и оборудование

2024

Учебная программа составлена на основе образовательного стандарта высшего образования ОСВО 6-05-0714-04-2023 и учебных планов специальности.

СОСТАВИТЕЛИ:
Савчук С.В., доцент кафедры машиностроения и эксплуатации автомобилей, кандидат технических наук.
Монтик С. В., заведующий кафедрой машиностроения и эксплуатации автомобилей, кандидат технических наук, доцент;

РЕЦЕНЗЕНТЫ:
Р.А.Полуляшин, зам. главного инженера – главный конструктор ОАО «Брестский электромеханический завод»;
Голуб В.М., зав. кафедрой машиноведения учреждения образования «Брестский государственный технический университет», кандидат технических наук, доцент.

РЕКОМЕНДОВАНА К УТВЕРЖДЕНИЮ*:*
Кафедрой машиностроения и эксплуатации автомобилей
Заведующий кафедрой С.В. Монтик
(протокол № 3 от 07.10.2024);

Методической комиссией машиностроительного факультета
Председатель методической комиссии В.П. Горбунов
(протокол №_____ от _____2024);

Научно-методическим советом БрГТУ (протокол №_____ от _____2024)

ПОЯСНИТЕЛЬНАЯ ЗАПИСКА

Место учебной дисциплины

Учебная дисциплина «Детали машин» относится к компоненту учреждения высшего образования, модуль «Технические дисциплины» и изучается на 2 курсе в 4 семестре и на 3 курсе в 5 семестре студентами дневной формы получения образования.

Цель учебной дисциплины – формирование инженерных знаний, умений и навыков по расчету и конструированию деталей машин и приводов общемашиностроительного назначения, обеспечивающих требуемую надежность и долговечность.

Основные задачи учебной дисциплины:

- изучение основ инженерных методов конструирования деталей машин, обеспечивающих требуемые показатели надежности;
- формирование навыков конструирования деталей, узлов и приводов общемашиностроительного назначения;
- овладение методами инженерного расчета деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность.

В результате изучения учебной дисциплины «Детали машин» формируются следующие универсальные и базовые профессиональные компетенции:

УК-1: Владеть основами исследовательской деятельности, осуществлять поиск, анализ н синтез информации

УК-5: Быть способным к саморазвитию и совершенствованию в профессиональной деятельности

УК-6: Проявлять инициативу и адаптироваться к изменениям в профессиональной деятельности

БПК-8: Знать устройство и принципы взаимодействия деталей машин общего назначения, виды и характер их разрушений; определять рациональные варианты передач приводов машин и механизмов.

В результате изучения учебной дисциплины «Детали машин» студент должен:

знать:

- конструкции, типаж, материалы и способы изготовления деталей машин общего назначения;
- взаимодействие деталей и физические процессы, сопутствующие их работе, с учетом сопротивления воздействию эксплуатационных факторов, видов и характера разрушения деталей и определение критериев их работоспособности и расчета;
- инженерные методы расчета деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность;
- методы автоматизированного проектирования и конструирования с помощью машинной графики;

уметь:

- выполнять инженерные расчеты деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность и долговечность;
- конструировать детали, узлы и приводы общемашиностроительного

назначения;

- выполнять конструкторскую разработку деталей, узлов и приводов с применением норм проектирования типовых проектов, стандартов и других нормативных материалов;

владеть:

- методами обоснования конструкций узлов и деталей машин;
- методами автоматизированного проектирования и конструирования типовых деталей машин;
- методами инженерного расчета деталей и узлов машин, обеспечивающих требуемую их надежность;
- основами проектирования механизмов;
- расчетами основных механических передач и соединений;
- информацией о типовых конструкциях и материалах деталей и узлов машин;
- справочными материалами типовых элементов конструкций машин.

Связь с другими учебными дисциплинами.

Учебная дисциплина «Детали машин» базируется на знаниях, полученных при изучении таких учебных дисциплин, как «Высшая математика»; «Физика»; «Инженерная и машинная графика»; «Материаловедение»; «Механика материалов»; «Теоретическая механика»; «Нормирование точности и технические измерения». Знания, полученные при изучении дисциплины «Детали машин», необходимы для усвоения следующих учебных дисциплин: «Подъемно-транспортные машины»; «Расчёт и конструирование оборудования»; «Механизация технологических процессов и основы робототехники».

План учебной дисциплины для дневной формы получения высшего образования

Код специальности (направления специальности)	Наименование специальности (направления специальности)	Курс	Семестр	Всего учебных часов	Количество зачетных единиц	Аудиторных часов (в соответствии с учебным планом УВО)					Академических часов на курсовой проект	Форма текущей аттестации
						Всего	Лекции	Лабораторные занятия	Практические занятия	Семинары		
6-05-0714-04	Технологические машины и оборудование	2	4	136	3	84	34	16	34	-	-	Экзамен.
6-05-0714-04	Технологические машины и оборудование	3	5	40	1	-	-	-	-	-	40	Защита курсового проекта
	Итого			176	4	84	34	16	34	-	40	

1. СОДЕРЖАНИЕ УЧЕБНОГО МАТЕРИАЛА

1.1. ЛЕКЦИОННЫЕ ЗАНЯТИЯ, ИХ СОДЕРЖАНИЕ

Тема 1. Механические передачи.

1.1. Общие сведения о механических передачах.

1.2. Основные характеристики механических передач.

1.3. Краткие сведения о контактных напряжениях. Формула Герца.

Тема 2. Зубчатые передачи.

2.1. Общие сведения о зубчатых передачах: достоинства и недостатки, понятие о шестерне, колесе и зубчатом колесе.

2.2. Классификация зубчатых передач.

2.3. Виды разрушения зубьев зубчатых передач.

2.4. Критерии работоспособности и расчет зубчатых передач.

2.5. Термическая и химико-термическая обработка зубьев зубчатых передач.

2.6. Допускаемые напряжения при расчете зубчатых передач.

2.7. Учет реальных условий работы зубчатых передач при их проектировании.

Тема 3. Цилиндрические зубчатые передачи.

3.1. Цилиндрическая прямозубая зубчатая передача.

3.1.1. Достоинства и недостатки цилиндрической прямозубой зубчатой передачи, особенности зацепления зубьев.

3.1.2. Геометрические параметры цилиндрической прямозубой зубчатой передачи без смещения и основные способы ее изготовления.

3.1.3. Цилиндрические прямозубые зубчатые колеса и передачи со смещением.

3.1.4. Силы в зацеплении цилиндрической прямозубой зубчатой передачи.

3.1.5. Расчет цилиндрической прямозубой зубчатой передачи на контактную прочность.

3.1.6. Расчет зубьев цилиндрической прямозубой зубчатой передачи на прочность при изгибе.

3.2. Цилиндрические косозубая и шевронная зубчатые передачи.

3.2.1. Достоинства и недостатки цилиндрической косозубой и шевронной зубчатых передач, особенности зацепления зубьев.

3.2.2. Геометрические параметры цилиндрической косозубой зубчатой передачи.

3.2.3. Замена цилиндрического косозубого зубчатого колеса эквивалентным цилиндрическим прямозубым.

3.2.4. Силы в зацеплении цилиндрической косозубой зубчатой передачи.

3.2.5. Особенности расчета цилиндрической косозубой зубчатой передачи на контактную прочность.

3.2.6. Особенности расчета зубьев цилиндрической косозубой зубчатой передачи на прочность при изгибе.

Тема 4. Конические зубчатые передачи.

4.1. Общие сведения о конических зубчатых передачах.

4.2. Геометрические параметры конических зубчатых передач.

4.3. Силы в зацеплении прямозубой конической зубчатой передачи.

4.4. Силы в зацеплении конической зубчатой передачи с круговыми зубьями.

4.5. Замена конических зубчатых колес эквивалентными цилиндрическими прямозубыми.

4.6. Особенности проектирования конической зубчатой передачи.

Тема 5. Червячные передачи.

5.1. Общие сведения о червячных передачах.

5.2. Геометрические параметры червячной передачи с цилиндрическим червяком. Смещение в червячной передаче.

5.3. Передаточное отношение червячной передачи.

5.4. Скольжение в зацеплении червячной передачи.

5.5. Материалы червяка и червячного колеса.

5.6. Силы в зацеплении червячной передачи.

5.7. Характер и причины отказов червячных передач.

5.8. Критерии работоспособности и расчет червячной передачи.

5.9. Особенности выбора допускаемых напряжений при расчете червячных передач.

5.10. Особенности проектирования червячных передач.

Тема 6. Планетарные зубчатые передачи.

6.1. Конструктивное исполнение, элементы конструкции и основные кинематические схемы планетарных зубчатых передач.

6.2. Определение передаточного отношения $i_{1H}^{(3)}$ и подбор чисел зубьев зубчатых колес простой одноступенчатой планетарной зубчатой передачи, выполненной по схеме *2К-Н*.

6.3. Силы в зацеплении простых планетарных зубчатых передач, выполненных по схеме *2К-Н*: одноступенчатой с одновенцовыми сателлитами и двухступенчатой с двухвенцовыми сателлитами.

6.4. Особенности проектирования простой одноступенчатой планетарной зубчатой передачи, выполненной по схеме *2К-Н*.

Тема 7. Фрикционные передачи (вариаторы).

7.1. Назначение вариаторов и основные схемы. Диапазон регулирования скоростей.

Тема 8. Ременные передачи.

8.1. Общие сведения о ременных передачах: принцип работы; типы ременных передач в зависимости от формы поперечного сечения ремня; достоинства и недостатки; области применения.

8.2. Особенности работы и расчета ременной передачи трением. Понятие о тяговой способности ременной передачи. Кривые скольжения и КПД ременных передач при экспериментальном исследовании их тяговой способности. Сущность расчета ременной передачи клиновым ремнем

Тема 9. Цепные передачи.

9.1. Общие сведения о цепных передачах: принцип работы; достоинства и недостатки; применение.

9.2. Основные типы приводных цепей: роликовые, втулочные и зубчатые. Особенности конструкции.

9.3. Определение диаметра делительной окружности звездочки цепной передачи.

9.4. Практический расчет цепной передачи приводной роликовой цепью.

Тема 10. Валы и оси.

10.1. Назначение валов и осей.

10.2. Классификация валов: по назначению; по форме геометрической оси, наружной поверхности и поперечного сечения. Конструктивные исполнения осей.

10.3. Элементы конструкций валов и осей: цапфы, шипы, шейки, фаски, буртики, заплечики.

10.4. Переходные участки валов и осей между двумя ступенями. Сопряжение ступицы детали с буртиком вала.

10.5. Формы концевых участков валов (концов валов).

10.6. Порядок проектирования валов:

10.6.1. Проектный расчет валов.

10.6.2. Проверочный расчет валов на сопротивление усталости.

Тема 11. Опоры вращающихся валов и осей.

11.1. Подшипники качения.

11.1.1. Назначение и основные элементы подшипников качения. Достоинства и недостатки, области применения.

11.1.2. Классификация подшипников качения: по форме тел качения; по направлению воспринимаемой нагрузки; по числу рядов тел качения; по основным конструктивным признакам.

11.1.3. Основные типы подшипников качения и их характеристика.

11.1.4. Понятие о размерной серии подшипника качения.

11.1.5. Понятие об установочных размерах для подшипников качения.

11.1.6. Характер и причины отказов подшипников качения.

11.1.7. Критерии работоспособности подшипников качения.

11.1.8. Испытание подшипников качения на ресурс.

11.1.9. Расчет подшипников качения на заданный ресурс. Эквивалентная динамическая нагрузка для радиальных, радиально-упорных и упорных подшипников качения.

11.1.10. Особенности определения осевых сил, нагружающих радиальные подшипники, при осевом фиксировании вала по схеме «враспор» и «врастяжку», а также по схеме «одна опора фиксирующая, вторая – плавающая».

11.1.11. Особенности определения осевых сил, нагружающих радиально-упорные подшипники, при осевом фиксировании вала по схеме «враспор» и «врастяжку».

11.1.12. Проверка и подбор подшипников качения по статической грузоподъемности.

11.2. Подшипники скольжения.

11.2.1. Общие сведения о подшипниках скольжения.

11.2.2. Характер и причины выхода из строя подшипников скольжения.

11.2.3. Материалы для изготовления подшипников скольжения.

11.2.4. Условные расчеты подшипников скольжения.

Тема 12. Резьбовые соединения.

12.1. Общие сведения о резьбовых соединениях: образование винтовой линии и резьбы; классификация резьб; методы изготовления резьбы; достоинства и недостатки резьбовых соединений.

12.2. Геометрические параметры резьбы.

12.3. Основные типы резьб.

12.3.1. Резьбы цилиндрические.

12.3.2. Резьбы конические.

12.4. Виды резьбовых соединений.

12.5. Стандартные крепежные детали.

12.6. Способы стопорения резьбовых соединений.

12.7. Особенности установки болтов, винтов и шпилек в корпусах узлов.

12.8. Влияние профиля резьбы на силу трения в резьбе. Приведенный коэффициент трения в остроугольной резьбе.

12.9. Силовые соотношения в винтовой паре при завинчивании и отвинчивании гайки.

12.10. Условие самоторможения резьбы.

12.11. Момент завинчивания при сборке резьбового соединения.

12.12. КПД винтовой пары.

12.13. Распределение осевой силы резьбового стержня по виткам резьбы в месте свинчивания с гайкой.

12.14. Классы прочности и материалы резьбовых деталей.

12.15. Расчет резьбы на прочность: основные виды разрушения резьбы крепежной и винтовых механизмов; высота гайки и глубина завинчивания резьбового стержня в детали из различных материалов (сталь, чугун, силумин).

12.16. Прочность единичного болта (винта, шпильки) при постоянной (статической) нагрузке.

12.16.1. Резьбовой стержень нагружен только внешней осевой растягивающей силой F. Предварительная затяжка отсутствует.

12.16.2. Болт предварительно затянут, внешняя нагрузка отсутствует.

12.16.3. Болт нагружен внешней силой F, сдвигающей детали в стыке (вариант 1 – болт поставлен с зазором; вариант 2 – болт поставлен без зазора).

12.16.4. Болт предварительно затянут при сборке силой затяжки $Fзат$ и нагружен внешней осевой отрывающей силой, перпендикулярной плоскости стыка деталей.

12.16.5. Особенности нагружения эксцентрично установленного болта.

12.17. Прочность единичного болта (винта, шпильки) при внешней переменной нагрузке.

12.18. Расчет группы болтов (винтов, шпилек).

12.18.1. Резьбовое соединение группой болтов нагружено центрально приложенной силой N, перпендикулярной плоскости стыка.

12.18.2. Резьбовое соединение группой болтов нагружено центрально приложенной силой N в плоскости стыка.

12.18.3. Резьбовое соединение группой болтов нагружено моментом T в плоскости стыка соединяемых деталей.

12.18.4. Резьбовое соединение группой болтов нагружено комбинацией сил и моментов в плоскости стыка соединяемых деталей.

12.18.5. Резьбовое соединение группой болтов нагружено отрывающей и сдвигающей силами, а также опрокидывающим моментом (на примере крепления кронштейна к плите или раме).

Тема 13. Соединения вал-ступица.

13.1. Шпоночные соединения.

13.1.1. Назначение, достоинства и недостатки шпоночных соединений, области их применения, конструкции шпонок.

13.1.2. Расчет на прочность соединения призматической шпонкой.

13.2. Шлицевые (зубчатые) соединения.

13.2.1. Назначение, конструкции, достоинства и недостатки шлицевых (зубчатых) соединений.

13.2.2. Прямобочные шлицевые соединения. Основные виды центрирования.

13.2.3. Эвольвентные шлицевые соединения. Виды центрирования.

13.2.4. Упрощенный (приближенный) расчет шлицевых соединений.

13.3. Соединения с натягом.

13.3.1. Назначение, сущность и области применения соединений с натягом.

13.3.2. Способы сборки соединения с натягом.

13.3.3. Условия работоспособности соединения с натягом.

13.3.4. Определение потребного давления на поверхности контакта при нагружении соединения с натягом только одной осевой силой или только одним вращающим моментом, а также при одновременном нагружении соединения вращающим моментом и осевой силой.

13.3.5. Определение потребного давления на поверхности контакта при нагружении соединения с натягом изгибающим моментом.

13.3.6. Определение потребного давления на поверхности контакта при одновременном нагружении соединения с натягом осевой силой, вращающим и изгибающим моментами.

13.3.7. Сущность выбора стандартной посадки для соединения с натягом с учетом минимального требуемого и максимально допустимого натягов соединения.

13.3.8. Конструктивные способы облегчения сборки соединения с натягом и уменьшения в нем концентрации напряжений.

13.3.9. Достоинства и недостатки соединений с натягом.

Тема 14. Сварные соединения.

14.1. Образование сварных соединений, их достоинства, недостатки и применение.

14.2. Классификация сварных соединений по взаимному расположению соединяемых элементов и по типу сварного шва.

14.3. Сварные соединения стыковыми швами: образование шва, зона термического влияния, опасные сечения шва. Расчет на прочность сварного соединения стыковым швом при нагружении его центральной растягивающей силой или изгибающим моментом, а также при совместном нагружении центральной растягивающей силы, изгибающим и крутящим моментами.

14.4. Сварные соединения угловыми швами: образование углового шва, его основные характеристики, разрушение углового шва и особенности его расчета. Понятие о фланговых, лобовых и комбинированных угловых швах нахлесточных соединений и расчет их на прочность при нагружении растягивающей силой. Расчет нахлесточного сварного соединения комбинированным угловым швом, нагруженного комбинацией сил и моментом в плоскости стыка.

14.5. Сварные тавровые соединения и применяемые для их получения типы сварных швов. Расчет на прочность таврового соединения, нагруженного растягивающей силой, в зависимости от типа выполняемого сварного шва: стыкового или углового.

Тема 15. Муфты приводов.

15.1. Назначение муфт, применяемых в механических приводах и их краткая классификация.

15.2. Муфты глухие: втулочная и фланцевая.

15.3. Смещения валов. Муфта жесткая зубчатая компенсирующая.

15.4. Муфты упругие. Свойства и назначение. Муфта упругая втулочно-пальцевая (МУВП). Муфта с упругой оболочкой в виде внешнего и внутреннего тора.

15.5. Сцепные управляемые муфты: кулачковые и фрикционные.

15.6. Муфты автоматические, или самоуправляемые.

1.2. ПРАКТИЧЕСКИЕ ЗАНЯТИЯ, ИХ СОДЕРЖАНИЕ

1. Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчеты привода

2. Расчет цилиндрической зубчатой передачи

4. Конструирование колес редуктора. Расчет шпоночного соединений вал-ступица

3. Проектный расчет валов редуктора и определение диаметров их ступеней для различных вариантов конструкции редуктора. Предварительный выбор подшипников качения. Выбор компенсирующей упругой муфты

5. Расчет соединений вал-ступица (шлицевые соединения, соединения с натягом) для редуктора

7. Расчет валов на сопротивление усталости

8. Расчет подшипников качения на заданный ресурс (радиально-упорных, радиальных)

9. Расчет клиноременной передачи

10. Расчет цепной передачи с приводной роликовой цепью

11. Расчет резьбовых соединений

12. Расчет на прочность сварных соединений

1.3. ЛАБОРАТОРНЫЕ ЗАНЯТИЯ, ИХ СОДЕРЖАНИЕ

1. Элементы подшипниковых узлов, их назначение. Система условных обозначений подшипников качения.

2. Изучение конструкций основных типов подшипников качения и областей их применения.

3. Изучение типовых схем закрепления (осевого фиксирования) валов в узлах машин.

4. Изучение конструкций цилиндрических зубчатых редукторов и проверочный расчет одной ступени редуктора.

5. Изучение конструкций редукторов на базе червячной передачи и ее проверочный расчет.

2. ТРЕБОВАНИЯ К КУРСОВОМУ ПРОЕКТУ

Цель курсового проекта – приобретение практических умений и навыков проектирования деталей, сборочных единиц и приводов машин.

Тематика курсового проекта включает разработку механического привода на базе нестандартного двухступенчатого редуктора в соответствии с техническим заданием. Курсовой проект по деталям машин состоит из пояснительной записки и графической части.

Пояснительная записка курсового проекта включает следующие элементы и разделы.

Титульный лист

Задание на курсовое проектирование.

Реферат

Содержание

Введение

1. Выбор двигателя. Кинематический и силовой расчет привода

2. Расчет тихоходной ступени редуктора

3. Расчет быстроходной ступени редуктора

4. Конструирование валов редуктора и предварительный выбор подшипников качения

5. Конструирование колес редуктора

6. Определение основных размеров элементов корпуса и крышки редуктора. Компоновка редуктора.

7. Смазывание передач и подшипников редуктора. Выбор смазочного материала

8. Расчет соединений вал-ступица для редуктора

9. Расчет тихоходного вала редуктора на сопротивление усталости

10. Расчет подшипников качения тихоходного вала редуктора на заданный ресурс

11. Выбор компенсирующей упругой муфты

12. Разработка рабочих чертежей тихоходного вала редуктора и колеса тихоходной ступени редуктора

Заключение

Список использованных источников

Приложение, которое включает:

- техническое задание, комплекты сборочных чертежей редуктора-прототипа, корпуса редуктора, крышек;
- спецификацию к сборочному чертежу редуктора.

Графическая часть курсового проекта включает следующие чертежи:

1. Сборочный чертеж редуктора – 2…3 листа формата А1

2. Рабочий чертеж тихоходного вала редуктора – 1 лист формата А3

3. Рабочий чертеж колеса тихоходной ступени редуктора – 1 лист формата А3

Завершается выполнение курсового проекта окончательным оформлением графической части и пояснительной записки в соответствии с требованиями ЕСКД.

Календарный график выполнения проекта:

- раздел 1 – 1 неделя семестра;
- раздел 2 – 2 неделя семестра;
- раздел 3 – 3 неделя семестра;
- раздел 4, 5, разработка компоновочного чертежа редуктора – 4-6 неделя семестра;
- раздел 6, 7, 8 – 7-9 неделя семестра;
- раздел 9 – 10 неделя семестра;
- раздел 10, 11 – 11 неделя семестра;
- раздел 12 – 12 неделя семестра;
- разработка и оформление сборочного чертежа редуктора, спецификации к нему – 13-14 неделя семестра;
- оформление пояснительной записки – 15 неделя семестра.

Более подробно содержание курсового проекта изложено в учебных пособиях к выполнению курсового проекта [1, 8].

На выполнение курсового проекта отводится 40 часов.

Примерный перечень тем курсовых проектов:

1. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора, выполненного по развернутой схеме.
2. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора, выполненного по развернутой схеме с раздвоенной быстроходной ступенью, представляющей собой шевронную зубчатую передачу.
3. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора, выполненного по развернутой схеме с раздвоенной тихоходной ступенью, представляющей собой шевронную зубчатую передачу.
4. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора, выполненного по развернутой схеме с выходным концом тихоходного вала в виде зубчатой муфты специального исполнения
5. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального редуктора, выполненного по развернутой схеме, корпус которого не имеет разъема по осям валов.
6. Проектирование двухступенчатого цилиндрического горизонтального соосного редуктора.
7. Проектирование двухступенчатого коническо-цилиндрического горизонтального редуктора с разъемом корпуса по осям валов.

3. УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКИЕ КАРТЫ УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ

3.1 УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКАЯ КАРТА УЧЕБНОЙ ДИСЦИПЛИНЫ

для дневной формы получения высшего образования

Номер раздела, темы	Название раздела, темы	Количество аудиторных часов				Количество часов самост. работы	Форма контроля знаний
		Лекции	Лабораторные занятия	Практические занятия	Семинарские занятия		
	4-й семестр						
1	Механические передачи	1				4	опрос
2	Зубчатые передачи	2		6		4	опрос
3	Цилиндрические зубчатые передачи	2	6	6		4	опрос
4	Конические зубчатые передачи	1				2	опрос
5	Червячные передачи	2	6			4	опрос
6	Планетарные зубчатые передачи	1				2	опрос
7	Фрикционные передачи (вариаторы)	2				4	опрос
8	Ременные передачи	4		4		4	опрос
9	Цепные передачи	2		4		4	опрос
10	Валы и оси	4		8		4	опрос
11	Опоры вращающихся валов и осей	4	4	6		4	опрос
12	Резьбовые соединения	4				4	опрос
13	Соединения вал-ступица	1				2	опрос
14	Сварные соединения	2				4	опрос
15	Муфты приводов	2				2	опрос
	Всего часов	34	16	34		52	

4. ИНФОРМАЦИОННО-МЕТОДИЧЕСКАЯ ЧАСТЬ

4.1 Перечень литературы (учебной, учебно-методической, научной, нормативной, др.)

Основная

1. Скойбеда, А. Т. Детали машин. Курсовое проектирование и атлас конструкций : учебно-методическое пособие / А. Т. Скойбеда ; Министерство образования Республики Беларусь, Белорусский национальный технический университет. – Минск : ИВЦ Минфина, 2020. – 383 с. – Библиогр.: с. 362–363 (36 назв.). – 1200 экз. – Рекомендовано УМО РБ. – ISBN 978-985-880-022-2.

2. Муфты механических приводов. Расчет и проектирование : учеб.-метод. пособие / А. Т. Скойбеда [и др.] ; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : ИВЦ Минфина, 2019. – 268 с. – Рекомендовано УМО РБ. – ISBN 978-985-7224-02-9

3. Курмаз, Л. В. Детали машин. Проектирование : учеб. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда . – 2-е изд., испр. и доп. – Минск : Технопринт, 2002. – 290 с. – Гриф Министерства образования Республики Беларусь.

4. Скойбеда, А. Т. Детали машин и основы конструирования : учебник / А. Е. Скойбеда, А. В. Кузьмин, Н. Н. Макейчик ; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : Вышэйшая школа, 2000. – 584 с. : ил. – Допущено Министерством образования РБ.

Дополнительная

5. Курмаз, Л. В. Детали машин: проектирование : учеб. пособие / Л. В. Курмаз, А. Т. Скойбеда . – Минск : Технопринт, 2001. – 290 с. – Допущено Министерством образования РБ.

6. Скойбеда, А. Т. Проектирование механических передач. Эскизный проект : методическое пособие / А. Т. Скойбеда, А. М. Статкевич, А. А. Калина ; Министерство образования Республики Беларусь, Белорусский национальный технический университет, Кафедра "Детали машин, подъемно-транспортные машины и механизмы" ; под ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : БНТУ, 2014. – 112 с. – Библиогр.: с. 96. – Рекомендовано УМО РБ.

7. Санюкевич, Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие. – Брест: БрГТУ, 2003. – 462 с. – Допущено Министерством образования РБ.

8. Санюкевич, Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие. 2-е изд. исправл. и доп. – Брест: БрГТУ, 2004.– 488 с. – Допущено Министерством образования РБ.

9. Санюкевич, Ф.М. Детали машин: метод. пособие. – Брест: БрГТУ, 2008.– 120с.

10. Санюкевич, Ф.М. Планетарные зубчатые передачи: метод. пособие. – Брест: БрГТУ, 2013. – 128с.

11. Санюкевич, Ф.М. Детали машин: метод. пособие. – Брест: Из-во БрГТУ, 2014. – 104с.

12. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник для вузов /М.Н.Иванов, В.А.Финогенов. 13-е изд. – М.: Высш шк., 2010. – 408с.

13. Детали машин: учебник для вузов / Л.А. Андриенко, Б.А.Байков, И.К.Ганулич и др.; под ред. О.А.Ряховского. 4-е изд. – М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э.Баумана, 2014. – 465с.

14. Леликов, О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу «Детали машин». 3-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 2007. – 464с.

15. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие для техн. спец. вузов. 9-е изд. – М.: Издательский центр «Академия», 2006. – 496с.

16. Атлас конструкций узлов и деталей машин / под ред. О.А.Ряховского и О.П.Леликова. – М.: Изд-во МГТУ им. М.Э.Баумана, 2009. – 400с.

17. Детали машин : учебно-методическое пособие для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства» : в 3 ч. / А. Т. Скойбеда [и др.] ; Белорусский национальный технический университет, Кафедра «Машиноведение и детали машин». – Минск : БНТУ, 2022. – Ч. 2 : Соединения деталей машин. – 179 с. https://rep.bntu.by/handle/data/110944

4.2. Перечень компьютерных программ, наглядных и других пособий, методических указаний и материалов, технических средств обучения, оборудования для выполнения практических работ

Методические указания

1. Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей: в 3 ч. / Брест. гос. техн. ун-т ; сост.: С.В. Монтик [и др.].– Брест : БрГТУ, 2022. − Ч. 1. – 44 с.

2. Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей: в 3 ч. / Брест. гос. техн. ун-т ; сост.: С.В. Монтик, А.А. Волощук, Я.А. Акулич – Брест : БрГТУ, 2023. – Ч. 2. – 28 с.

3. Методические указания к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей: в 3 ч. / Брест. гос. техн. ун-т ; сост.: С.В. Монтик – Брест : БрГТУ, 2024. − Ч. 3. – 20 с.

4. Методические указания к выполнению лабораторной работы «Изучение конструкций подшипниковых узлов» по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей : в 2 ч. / Министерство образования Республики Беларусь, Брестский государственный технический университет, Кафедра машиностроения и эксплуатации автомобилей ; сост.: С. В. Монтик, С. О. Березуцкая, А. А. Волощук. – Брест : БрГТУ, 2021. – Ч. 1. – 35 с. – Библиогр.: с. 35 (5 назв.). – 40 экз. https://rep.bstu.by/handle/data/29047

5. Методические указания к лабораторной работе «Изучение конструкции подшипниковых узлов» по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей: в 2 ч. / в 2 ч. / Брест. гос. техн. ун-т ; сост.: С.В. Монтик, А.А. Волощук, С.В. Савчук. – Брест : БрГТУ, 2022. − Ч. 2. – 20 с.

6. Методическое пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов технических специальностей «Разработка конструкций валов передач» / Ф.М. Санюкевич – Брест : БрГТУ, 2017. – 64 с.

7. Методические указания к лабораторной работе «Изучение конструкций подшипниковых узлов» по курсу «Детали машин» / Сост. Ф.М.Санюкевич. – Брест: БрГТУ, 2011. – 66с.

8. Методические указания к лабораторной работе «Изучение конструкций цилиндрических зубчатых редукторов» по курсу «Детали машин» для студентов технических специальностей / Сост. Ф.М.Санюкевич. – Брест: БрГТУ, 2007. – 40с.

9. Методические указания к лабораторной работе «Изучение конструкций редукторов на базе червячной передачи» по курсу «Детали машин» для студентов технических специальностей / СОСТ. Ф.М.Санюкевич. – Брест: БрГТУ, 2007. – 44с.

10. Детали машин : учебно-методическое пособие для студентов машиностроительных специальностей : в 3 ч. / А. Т. Скойбеда [и др.] ; под общ. ред. А. Т. Скойбеды. – Минск : БНТУ, 2019. – Ч. 1 : Механические передачи. – 215 с. https://rep.bntu.by/handle/data/53337

Наглядные пособия

1. Комплект плакатов по курсу «Детали машин».
2. Комплект радиальных, радиально-упорных и упорных подшипников качения.
3. Редуктор червячный одноступенчатый Ч-100.
4. Редуктор червячный одноступенчатый универсальный 2Ч-80.
5. Редуктор цилиндрический косозубый двухступенчатый Ц2У-160-10.
6. Редуктор цилиндрический косозубый двухступенчатый Ц2У-160-12,5.

7. Корпус цилиндрического косозубого двухступенчатого редуктора Ц2У-160.

8. Дифференциал заднего моста грузового автомобиля.

9. Комплекты клиновых, поликлиновых и зубчатых ремней.

10. Стенды с элементами зубчатых, червячных, цепных и ременных передач.

Электронные средства обучения и контроля

1. Набор электронных презентаций и видеофильмов к лекциям по дисциплине «Детали машин».

4.3. Перечень средств диагностики результатов учебной деятельности

1. Текущая аттестация

2. Письменные отчеты по аудиторным практическим занятиям с их устной защитой.

3. Письменные отчеты по аудиторным лабораторным занятиям с их устной защитой.

4. Курсовые проекты с их устной защитой перед комиссией, созданной распоряжением заведующего кафедрой.

5. Письменный экзамен

Текущая аттестация по учебной дисциплине проводится в виде:

- контрольный опрос в письменной форме;
- письменные отчеты по аудиторным лабораторным занятиям с их устной защитой.
- письменные отчеты по аудиторным практическим занятиям с их устной защитой.

При расчете итоговой отметки по текущей аттестации учитывается объем качественно выполненных к моменту аттестации лабораторных и практических работ (в соответствии с учебно-методической картой учебной дисциплины).

В семестре предусмотрена одна текущая аттестация.

Обучающиеся допускаются к промежуточной аттестации по учебной дисциплине при условии успешного прохождения текущей аттестации.

Результаты текущей аттестации учитываются при проведении промежуточной аттестации по учебной дисциплине.

Промежуточная аттестация по учебной дисциплине проводится в форме письменного экзамена.

4.4. Методические рекомендации по организации и выполнению самостоятельной работы обучающихся учебной дисциплине

При изучении дисциплины используются следующие формы самостоятельной работы в соответствии с п. 3 Положения о самостоятельной работе студентов учреждения образования «Брестский государственный технический университет», утвержденного ректором БрГТУ №56 от 01.06 .2020:

- самостоятельное изучение тем лекционного курса по литературным источникам и методическим указаниям, имеющимся в библиотеке БрГТУ и указанным в разделе 4 настоящей программы;

- самостоятельная подготовка к выполнению лабораторных и практических работ по методическим указаниям, разработанным на кафедре машиностроения и эксплуатации автомобилей и указанным в разделе 4 настоящей программы;

- выполнение курсовых проектов по индивидуальным темам в соответствии с разделом 2 настоящей программы;

- самостоятельная подготовка к экзамену.

Самостоятельное изучение тем лекционного курса выполняется по следующим литературным источникам:

Номе темы	Название раздела, темы	Номер литературного источника
1	Механические передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
2	Зубчатые передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
3	Цилиндрические зубчатые передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
4	Конические зубчатые передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
5	Червячные передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
6	Планетарные зубчатые передачи	[3, 4, 10, 12, 13, 14]
7	Фрикционные передачи (вариаторы)	[3, 4, 12, 13, 14]
8	Ременные передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
9	Цепные передачи	[3, 4, 12, 13, 14]
10	Валы и оси	[3, 4, 12, 13, 14]
11	Опоры вращающихся валов и осей	[3, 4, 12, 13, 14]
12	Резьбовые соединения	[3, 4, 12, 13, 14]
13	Соединения вал-ступица	[3, 4, 12, 13, 14]
14	Сварные соединения	[3, 4, 12, 13, 14]
15	Муфты приводов	[2, 3, 4, 12, 13, 14]

ПРОТОКОЛ СОГЛАСОВАНИЯ УЧЕБНОЙ ПРОГРАММЫ

Название учебной дисциплины, с которой требуется согласование	Название кафедры	Предложения об изменениях в содержании учебной программы учреждения высшего образования по учебной дисциплине	Решение, принятое кафедрой, разработавшей учебную программу (с указанием даты и номера протокола)
1. Подъемно-транспортные машины	Машиноведение	нет	Рекомендовать к утверждению (протокол № 3 от 07.10.2024) Зав. кафедрой МЭА С.В. Монтик
2. Расчёт и конструирование оборудования	Машиноведение	нет	
3. Механизация технологических процессов и основы робототехники	Машиноведение	нет	

Содержание учебной программы
согласовано с выпускающей кафедрой

Заведующий выпускающей кафедрой,
кандидат технических наук, доцент В.М.Голуб