

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.

Издаётся в 3 частях. Часть 1.

Составители: Монтик С. В., зав. кафедрой МЭА, к. т. н., доцент
Волощук А. А., ст. преподаватель кафедры МЭА, м. т. н.
Акулич Я. А., ст. преподаватель кафедры МЭА, м. т. н.
Савчук С. В., доцент кафедры МЭА, к. т. н.

Рецензенты: зам. главного инженера – главный конструктор ОАО «Брестский
электрохимический завод» Полуляшин Р. А.
зав. кафедрой машиноведения БрГТУ, к. т. н., доцент Голуб В. М.

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, рисунки 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

$$\eta_{\text{ОБЩ}} = \eta_{\text{М}} \cdot \eta_{\text{З.Ц.}}^2, \quad (2.1)$$

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 квадратные скобки и номер страницы, по форме «... используя рекомендации [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 $\beta = 8 \dots 22^\circ$.
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 $K_{\Pi} = 1,7$.
5. Производство среднесерийное.
6. Привод неререверсивный.
7. Работа в две смены.
8. Синхронная частота вращения электродвигателя $n_{\text{синхр}} = 1000$ 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 HB.
Быстроходная ступень – вариант термообработки I: шестерня 1 – улучшение, твердость активных поверхностей зубьев 269...302 HB; колесо 2 – улучшение, твердость активных поверхностей зубьев 235...262 HB.

10 Коэффициент внешней динамической нагрузки $K_A = 1$ (режим работы ведомой машины равномерный).

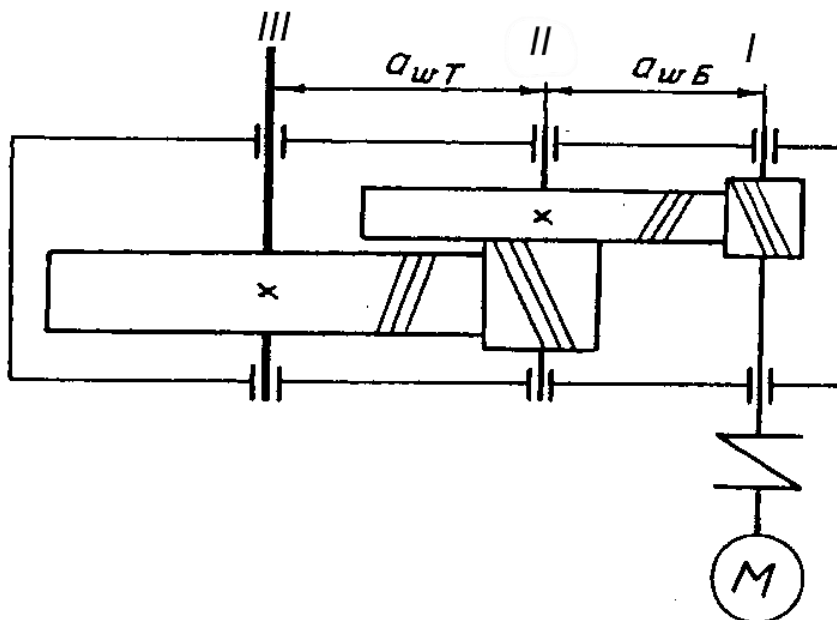
11. Коэффициент рабочей ширины передачи относительно межосевого расстояния для тихоходной ступени $\psi_{ba} = 0,315$, для быстроходной ступени $\psi_{ba} = 0,315$.

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 $\eta_{\text{общ}}$ от двигателя до выходного конца тихоходного вала, на котором задана потребляемая мощность P

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_M \cdot \eta_{\text{з.ц.}}^2,$$

где КПД муфты $\eta_M = 0,98$; КПД зубчатой цилиндрической передачи (закрытой) $\eta_{\text{з.ц.}} = 0,97$.

$$\eta_{\text{общ}} = 0,98 \cdot 0,97^2 = 0,922.$$

2. Определяем требуемую мощность двигателя $P_{\text{треб}}$, кВт, и выбираем электродвигатель

$$P_{\text{треб}} = \frac{P}{\eta_{\text{общ}}}.$$

$$P_{\text{треб}} = \frac{5}{0,922} = 5,42 \text{ кВт.}$$

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 выбрать 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.

$$\Delta P = \frac{P_{\text{треб}} - P_{\text{НОМ}}}{P_{\text{НОМ}}} \cdot 100\% \leq 8\% \text{ (или } 12\% \text{)}.$$

Выбираем электродвигатель АИР132S6 ТУ 16 – 525.564 – 84 и записываем его характеристики в таблицу 1.1.

Таблица 1.1 – Технические данные выбранного электродвигателя

Типоразмер двигателя	Мощность $P_{\text{НОМ}}$, кВт	При номинальной нагрузке		$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{НОМ}}}$	$\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{НОМ}}}$
		Скольжение $S_{\text{НОМ}}$, %	Частота вращения $n_{\text{НОМ}}$, мин ⁻¹		
Синхронная частота вращения $n_{\text{СИНХР}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$					
АИР132S6	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_B ступеней редуктора

Для двухступенчатых цилиндрических редукторов по развернутой схеме горизонтальных

$$i_T = 0,88 \cdot \sqrt{i_{\text{ред}}};$$

$$i_B = i_{\text{ред}}/i_T;$$

$$i_T \text{ (Б)} \leq 6;$$

$$i_T = 0,88 \cdot \sqrt{22,86} = 4,21;$$

$$i_B = \frac{22,86}{4,21} = 5,43.$$

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:

$$n_I = n_{\text{НОМ}}, \text{МИН}^{-1};$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{i_B}, \text{МИН}^{-1};$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{i_T}, \text{МИН}^{-1}.$$

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 С посередине ступицы полумуфты) до середины шестерни 1 быстроходной ступени редуктора (сечение D). При этом вращающий момент T_I в сечении С:

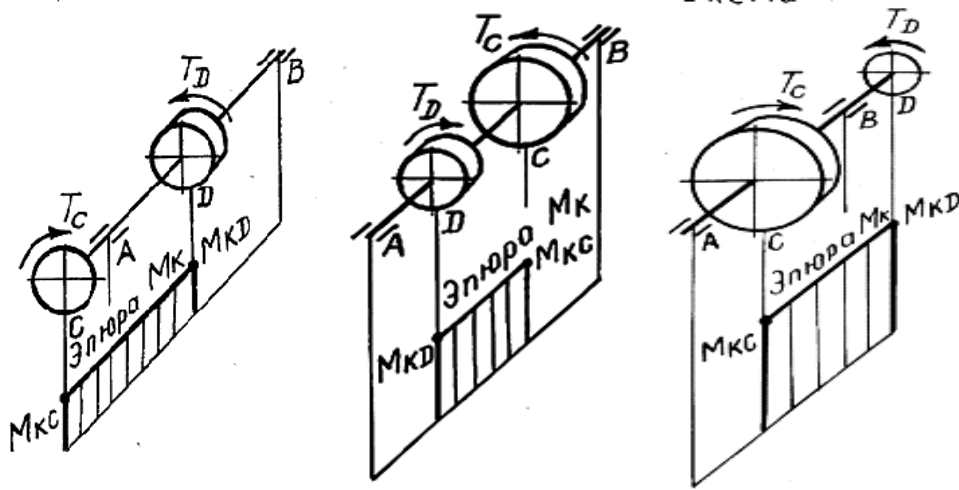
$$T_{IC} = T_{\text{треб}} \cdot \eta_M.$$

Из условия равновесия вала I (т. е. его равномерного вращения) определяем вращающий момент $T_{1Б}$ на шестерне 1 быстроходной ступени редуктора (см. рисунок 1.2а):

$$T_{1Б} = T_{1С}$$

$$T_{1Б} = T_{\text{треб}} \cdot \eta_M$$

$$T_{1Б} = 53,92 \cdot 0,98 = 52,84 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$



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. рисунок 1.2б):

$$T_{2Б} = T_{1Б} \cdot i_B \cdot \eta_{з.ц}.$$

$$T_{2Б} = 52,84 \cdot 5,43 \cdot 0,97 = 278,31 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

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. рисунок 1.2в):

$$T_{2Т} = T_{1Т} \cdot i_T \cdot \eta_{з.ц}.$$

$$T_{2Т} = 278,31 \cdot 4,21 \cdot 0,97 = 1136,53 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Из условия равновесия тихоходного вала определим вращающий момент T_D на детали, закрепляемой на выходном конце тихоходного вала (середина концевой 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 $P_{\text{расч}} \approx P$.

$$P_{\text{расч}} = \frac{1136,53 \cdot 42}{9550} = 5,00 \text{ кВт, что соответствует } P = 5 \text{ кВт.}$$

Силовой расчет выполнен верно.

Результаты расчета сводим в таблицу 1.2

Таблица 1.2 – Результаты кинематического и силового расчета

Электродвигатель АИР132S6	$P_{\text{ном}} = 5,5 \text{ кВт}$	$n_{\text{ном}} = 960 \text{ мин}^{-1}$
$i_{\text{ред}} = 22,86$	$i_T = 4,21$	$i_B = 5,43$
$n_I = 960 \text{ мин}^{-1}$	$n_{II} = 177 \text{ мин}^{-1}$	$n_{III} = 42 \text{ мин}^{-1}$
$T_{1B} = 52,84 \text{ Н} \cdot \text{м}$	$T_{1T} = T_{2B} = 278,31 \text{ Н} \cdot \text{м}$	$T_{2T} = 1136,53 \text{ Н} \cdot \text{м}$

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 T – тихоходная ступень)

$$i = i_T = 4,21 ;$$

3) передаточное число передачи

$$u = i = 4,21;$$

4) вращающий момент на колесе передачи

$$T_2 = T_{2T} = 1136,53 \text{ Н} \cdot \text{м} = 1136,53 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

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-B;

8) требуемый ресурс $L_h = 15 \cdot 10^5$ часов;

9) типовой режим нагружения – 0 (постоянный);

10) коэффициент кратковременной перегрузки $K_{\text{п}} = 1,7$;

11) коэффициент внешней динамической нагрузки $K_A = 1$

12) передача неревверсивная

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 HRCэ;

– колесо 2 – улучшение, твердость активных поверхностей зубьев 269...302 HB.

Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 40X; 40XH; 35XM и др.

Средняя твердость H активной поверхности зуба:

$$H_{\text{ПОВ1}} = \frac{45 + 50}{2} = 47,5 \text{ HRCэ} ;$$

$$H_{\text{ПОВ2}} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5 \text{ HB} .$$

2 Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ при расчете зубчатой передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев

2.1 Определение предела контактной выносливости σ_{Hlim} , коэффициентов безопасности S_H , базового числа циклов нагружения N_{Hlim}

Предел контактной выносливости активной поверхности зубьев σ_{Hlim} для варианта т. о. II [1]:

$$\sigma_{Hlim1} = 17(H_{\text{ПОВ1}})_{\text{HRCэ}} + 200 = 17 \cdot 47,5 + 200 = 1007,5 \text{ Н/мм}^2 ;$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2(H_{\text{ПОВ2}})_{\text{HB}} + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ Н/мм}^2 .$$

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]:

$$N_{Hlim1} = 30(H_{\text{ПОВ1}})_{\text{HB}}^{2,4} = 30 \cdot 455^{2,4} = 71,84 \cdot 10^6 \text{ циклов нагружения};$$

$$N_{Hlim2} = 30(H_{\text{ПОВ2}})_{\text{HB}}^{2,4} = 30 \cdot 285,5^{2,4} = 23,47 \cdot 10^6 \text{ циклов нагружения}.$$

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 таблице А. 2 для типового режима нагружения – 0 (постоянный) равен $\mu_H = 1$.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} для шестерни и колеса при числе зацеплений за один оборот зуба шестерни $c_1 = 1$ и зуба колеса $c_2 = 1$:

$$N_{HE1} = 60c_1n_1L_h\mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 177 \cdot 15000 \cdot 1 = 159,3 \cdot 10^6 \text{ циклов нагружения}.$$

$$N_{HE2} = 60c_2n_2L_h\mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 42 \cdot 15000 \cdot 1 = 37,8 \cdot 10^6 \text{ циклов нагружения}.$$

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 коэффициенты 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 $[\sigma_H]$ ($H/мм^2$) 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), $H/мм^2$; $S_{H1(2)}$ – коэффициент безопасности; $Z_{N1(2)}$ – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи при расчете на сопротивление контактной усталости.

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} \cdot Z_{N1} = \frac{1007,5}{1,2} \cdot 1 = 839,7 \text{ H/мм}^2 ;$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} \cdot Z_{N2} = \frac{641}{1,1} \cdot 1 = 582,7 \text{ H/мм}^2,$$

2.5 Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для передачи в сборе

Для косозубых цилиндрических зубчатых передач допускаемые напряжения для передачи $[\sigma_H]$ определяются

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2),$$

при выполнении условий $[\sigma_H]_{min} \leq [\sigma_H] \leq 1,25 \cdot [\sigma_H]_{min}$, где $[\sigma_H]_{min}$ – меньшее из двух: $[\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2$.

Если при расчёте получилось $[\sigma_H] < [\sigma_H]_{\min}$, то следует принять $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}$.

Если получилось $[\sigma_H] > 1.25 \cdot [\sigma_H]_{\min}$, то следует принять $[\sigma_H] = 1.25 \cdot [\sigma_H]_{\min}$.

Рассчитываем допускаемые контактные напряжения для передачи в сборе

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (839,7 + 582,7) = 640,0 \text{ Н/мм}^2.$$

Проверяем выполнение условия

$$[\sigma_H]_{\min} = 582,7 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_H] = 640,0 \text{ Н/мм}^2 \leq 1.25 \cdot [\sigma_H]_{\min} = 728,4 \text{ Н/мм}^2.$$

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 $K_{H\beta}$ при расчете по контактным напряжениям согласно рисунку А. 1 для кривой 5 (см. кинематическую схему привода) при $H_1 > 350 \text{ НВ}$ и $H_2 \leq 350 \text{ НВ}$ (вид термообработки II) при $\psi_{bd} = 0,821$. Более точно $K_{H\beta}$ можно определить по выражению, которое аппроксимирует кривую 5:

$$\begin{aligned} K_{H\beta} &= 0,034 \cdot \psi_{bd}^2 + 0,0281 \cdot \psi_{bd} + 1,0037 = \\ &= 0,034 \cdot 0,821^2 + 0,0281 \cdot 0,821 + 1,0037 = 1,05. \end{aligned}$$

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1,05$.

Определяем межосевое расстояние.

Коэффициент внешней динамической нагрузки $K_A = 1,0$.

При приведенном модуле упругости для стали $E_{\text{пр}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ и вращающем

моменте на колесе ступени $T_2 = 1136,53 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ 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 (таблица 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 $H_1 > 350$ HB и $H_2 \leq 350$ HB (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 таблице 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 :

$$\beta = \arccos \left[\frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a_w} \right] = \arccos \left[\frac{(18 + 76) \cdot 4}{2 \cdot 190} \right] = 8,32049.$$

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:

$$z_1 \geq z_{1min} = 17 \cos^3 \beta.$$

Проверка выполняется

$$z_1 = 18 \geq z_{1min} = 17 \cos^3(8,32049^\circ) = 16,47.$$

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):

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos(\beta)} = \frac{4 \cdot 18}{\cos(8,32049^\circ)} = 72,77 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos(\beta)} = \frac{4 \cdot 76}{\cos(8,32049^\circ)} = 307,23 \text{ мм}.$$

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:

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{ мм} = 60 + 10 = 70 \text{ мм}.$$

Окончательно коэффициент ψ_{bd} :

$$\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_1} = \frac{60}{72,77} = 0,825.$$

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 таблице А. 5 диаметр заготовки шестерни $D_{\text{заг}}$ не должен превышать предельного значения $D_{\text{пред}}$, а для колеса толщины заготовки диска $S_{\text{заг}}$ и обода $S_{\text{заг}}$ предельного значения $S_{\text{пред}}$ (см. рисунок 2. 1).

По таблице А. 5 принимаем стали:

1. Для шестерни: сталь 40Х, термообработка: улучшение + закалка ТВЧ, твердость зубьев на активной поверхности: 45...50 HRCэ, размеры $D_{\text{пред}} = 125$ мм, $S_{\text{пред}} = 80$ мм. Проверка условия

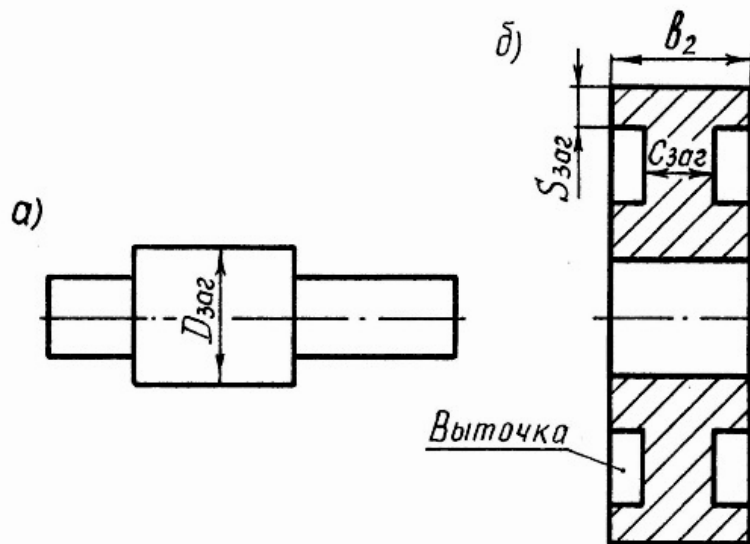
$$D_{\text{заг}} = d_{a1} + 6 \text{ мм} = 80,77 + 6 = 86,77 \text{ мм} \leq D_{\text{пред}} = 125 \text{ мм}.$$

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

$$S_{\text{заг}} = 0,5 \cdot b_2 = 0,5 \cdot 60 = 30 \text{ мм} \leq S_{\text{пред}} = 80 \text{ мм};$$

$$S_{\text{заг}} = 8 \cdot m_n = 8 \cdot 4 = 40 \text{ мм} \leq S_{\text{пред}} = 80 \text{ мм}.$$



а – заготовка шестерни; б – заготовка колеса; $D_{\text{заг}}$ – диаметр заготовки шестерни;
 $S_{\text{заг}}$ – толщина заготовки диска колеса

Рисунок 2.1 – Заготовки цилиндрических зубчатых колес

7 Степень точности передачи

Окружная скорость шестерни и колеса в полюсе зацепления:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{w2} \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 307,23 \cdot 42}{60 \cdot 10^3} = 0,68 \text{ м/с}.$$

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: $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 7399 \text{ Н.}$

Радиальная сила F_r для шестерни и колеса:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos(\beta)} = \frac{7399 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos(8,32049^\circ)} = 2722 \text{ Н.}$$

Осевая сила для шестерни и колеса:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 7399 \cdot \operatorname{tg}(8,32049^\circ) = 1082 \text{ Н.}$$

9 Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев

Коэффициент торцового перекрытия (точность ε_α 2 знака после запятой):

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos(\beta).$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{76} \right) \right] \cos(8,32049^\circ) = 1,64.$$

Определяем коэффициент K_{HV} , учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по контактным напряжениям, по таблице А. 6.

При $v = 0,68 \text{ м/с}$ $K_{HV} = 1$.

Уточняем значение коэффициента $K_{H\beta}$ исходя из фактического значения $\psi_{bd} = 0,825$, который определялся в п. 5:

$$K_{H\beta} = 0,034 \cdot 0,825^2 + 0,0281 \cdot 0,825 + 1,0037 = 1,05.$$

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

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2(\beta)}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1,07 \cdot \cos^2(8,32049^\circ)}{1,64}} = 0,80.$$

Тогда расчетные контактные напряжения σ_H в полюсе зацепления:

$$\sigma_H = Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{E_{np} F_t K_{H\beta} K_{HV} K_A \cdot \frac{u_\phi + 1}{u_\phi}}{b_w d_{w1}}}, \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_H = 0,80 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 7399 \cdot 1,05 \cdot 1 \cdot 1 \cdot \frac{4,22 + 1}{4,22}}{60 \cdot 72,77}} = 543,9 \text{ Н/мм}^2.$$

Т. к. выполняется условие

$$\sigma_H = 543,9 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_H] = 640,0 \text{ Н/мм}^2 ,$$

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 таблице А. 8 для заданного варианта термообработки.

Для шестерни:

$$\sigma_{Flim1} = 650 \text{ Н/мм}^2 .$$

Для колеса:

$$\sigma_{Flim2} = 1,75 \cdot H_{HB} = 1,75 \cdot 285,5 = 499,6 \text{ Н/мм}^2 .$$

Коэффициент безопасности S_F по таблице А. 8: для шестерни $S_{F1} = 1,7$; для колеса $S_{F2} = 1,7$.

Определяем коэффициент приведения μ_F по таблице А. 2 в зависимости от типового режима нагружения и твердости активной поверхности зубьев отдельно для шестерни 1 и колеса 2:

$$\mu_{F1} = 1 \text{ для } q_F = 9 \text{ (так как } H_1 > 350 \text{ HB)};$$

$$\mu_{F2} = 1 \text{ для } q_F = 6 \text{ (так как } H_2 \leq 350 \text{ HB)}.$$

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 $c_2 = 1$:

$$N_{FE1} = 60c_1n_1L_h\mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 177 \cdot 15000 \cdot 1 = 159,3 \cdot 10^6 \text{ циклов нагружения};$$

$$N_{FE2} = 60c_2n_2L_h\mu_{F2} = 60 \cdot 1 \cdot 42 \cdot 15000 \cdot 1 = 37,8 \cdot 10^6 \text{ циклов нагружения}.$$

Базовое число циклов нагружения N_{Flim} для всех видов термообработки

$$N_{Flim} = 4 \cdot 10^6. \text{ Тогда } N_{Flim1} = N_{Flim2} = N_{Flim} = 4 \cdot 10^6 .$$

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 твердости активной поверхности зубьев рассматриваемого зубчатого колеса (шестерни или колеса) $H \leq 350\text{HB}$;

$q_F = 9$; $Y_{Nmax} = 2,5$ – при твердости активной поверхности зубьев рассматриваемого зубчатого колеса (шестерни или колеса) $H > 350\text{HB}$.

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} :

$$N_{FE1} = 159,3 \cdot 10^6 > N_{Flim1} = 4 \cdot 10^6, \text{ поэтому } Y_{N1} = 1.$$

$$N_{FE2} = 37,80 \cdot 10^6 > N_{Flim2} = 4 \cdot 10^6, \text{ поэтому } Y_{N2} = 1.$$

Коэффициент Y_A , учитывающий двухстороннее приложение нагрузки, принимаем равным $Y_A = 1$, так как передача неререверсивная.

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 рисунку А. 1 для кривой 5 (см. кинематическую схему привода) при $H_1 > 350\text{HB}$ и $H_2 \leq 350\text{HB}$ (вид термообработки II) при $\psi_{bd} = 0,825$. Более точно $K_{F\beta}$ можно определить по выражению, которое аппроксимирует кривую 5:

$$\begin{aligned} K_{F\beta} &= 0,1179 \cdot \psi_{bd}^2 + 0,0404 \cdot \psi_{bd} + 1 = \\ &= 0,1179 \cdot 0,825^2 + 0,0404 \cdot 0,825 + 1 = 1,11. \end{aligned}$$

Коэффициент K_{FV} , учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по напряжениям изгиба, по таблице А. 6. При $v = 0,68\text{ м/с}$ $K_{FV} = 1$.

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 таблице 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):

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3(\beta)} = \frac{18}{\cos^3(8,32049^\circ)} = 18,58 \approx 19;$$

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3(\beta)} = \frac{76}{\cos^3(8,32049^\circ)} = 78,45 \approx 78.$$

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:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV} K_A}{b_1 m_n} Y_{FS1} Y_{F\beta}, \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV} K_A}{b_2 m_n} Y_{FS2} Y_{F\beta}, \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{F1} = \frac{7399 \cdot 1,11 \cdot 1 \cdot 1}{70 \cdot 4} \cdot 4,16 \cdot 0,70 = 85,4 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{F2} = \frac{7399 \cdot 1,11 \cdot 1 \cdot 1}{60 \cdot 4} \cdot 3,64 \cdot 0,70 = 87,4 \text{ Н/мм}^2.$$

Сопротивление усталости зубьев при изгибе обеспечивается при выполнении условия: $\sigma_F \leq [\sigma_F]$.

Для шестерни:

$$\sigma_{F1} = 85,4 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_{F1}] = 382,4 \text{ Н/мм}^2.$$

Для колеса:

$$\sigma_{F2} = 87,4 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_{F2}] = 293,9 \text{ Н/мм}^2.$$

12 Проверочный расчет передачи на контактную прочность активных поверхностей в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке)

Предельные допускаемые контактные напряжения 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):

$$[\sigma_{Hmax}]_1 = 40H_{HRC_{эпов1}} = 40 \cdot 47,5 = 1900 \text{ Н/мм}^2;$$

для колеса (т. о. улучшение):

$$[\sigma_{Hmax}]_2 = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 750 = 2100 \text{ Н/мм}^2;$$

Для зубчатой пары величина $[\sigma_{Hmax}]$ при проверке контактной прочности передачи принимается как меньшее значение из двух: $[\sigma_{Hmax}]_1, [\sigma_{Hmax}]_2$.

Минимальная величина $[\sigma_{Hmax}]_{min} = 1900 \text{ Н/мм}^2$.

Максимальные контактные напряжения при действии пиковой нагрузки ($K_{\Pi} = 1,7$ по заданию):

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{K_{\Pi}} = 543,9 \cdot \sqrt{1,7} = 709 \text{ Н/мм}^2.$$

Контактная прочность зубьев цилиндрической передачи при действии пиковой нагрузки обеспечивается, если выполняется условие:

$$\sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{Hmax}]_{min}.$$

Прочность обеспечивается, т. к.

$$\sigma_{Hmax} = 709 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_{Hmax}]_{min} = 1900 \text{ Н/мм}^2.$$

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 таблице А. 8 отдельно для шестерни и колеса в зависимости от вида термообработки и модуля передачи:

для шестерни (т. о. улучшение + закалка ТВЧ, модуль $m_n \geq 3\text{мм}$):

$$[\sigma_{Fmax}]_1 = 1260 \text{ Н/мм}^2;$$

для колеса (т. о. улучшение):

$$[\sigma_{Fmax}]_2 = 2,74 H_{HB} = 2,74 \cdot 285,5 = 782 \text{ Н/мм}^2.$$

Расчетные максимальные напряжения при изгибе σ_{Fmax} в опасном сечении зуба шестерни и колеса при пиковой нагрузке ($K_{\Pi} = 1,7$ по заданию):

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} K_{\Pi} = 85,4 \cdot 1,7 = 145 \text{ Н/мм}^2 ;$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} K_{\Pi} = 87,4 \cdot 1,7 = 148 \text{ Н/мм}^2 .$$

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.

$$\sigma_{Fmax1} = 145 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_{Fmax}]_1 = 1260 \text{ Н/мм}^2 ;$$

$$\sigma_{Fmax2} = 148 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_{Fmax}]_2 = 782 \text{ Н/мм}^2 .$$

Результаты расчета сводим в таблицу 2.1.

Таблица 2.1 – Результаты расчета тихоходной ступени редуктора

$[\sigma_H] = 640,0 \text{ Н/мм}^2$	Расчетное $a'_W = 186,99 \text{ мм}$	$a_w = 190 \text{ мм}$
Расчетный $m_n = 3,56 \text{ мм}$	$m_n = 4 \text{ мм}$	$z_1 = 18$
$z_2 = 76$	$\beta = 8,32049^\circ$	$u_\phi = 4,22$
$d_1 = 72,77 \text{ мм}$	$d_2 = 307,23 \text{ мм}$	$b_1 = 70 \text{ мм}$
$b_2 = b_w = 60 \text{ мм}$	Для шестерни: сталь 40X	Для колеса: сталь 40X
$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 7399 \text{ Н}$	$F_{r1} = F_{r2} = 2722 \text{ Н}$	$F_{a1} = F_{a2} = 1082 \text{ Н}$
$\sigma_H = 543,9 \text{ Н/мм}^2$	$[\sigma_{F1}] = 382,4 \text{ Н/мм}^2$	$[\sigma_{F2}] = 293,9 \text{ Н/мм}^2$
$\sigma_{F1} = 85,4 \text{ Н/мм}^2$	$\sigma_{F2} = 87,4 \text{ Н/мм}^2$	$\sigma_{Hmax} = 709 \text{ Н/мм}^2$
$[\sigma_{Hmax}]_{min} = 1900 \text{ Н/мм}^2$	$\sigma_{Fmax1} = 145 \text{ Н/мм}^2$	$\sigma_{Fmax2} = 148 \text{ Н/мм}^2$
$[\sigma_{Fmax}]_1 = 1260 \text{ Н/мм}^2$	$[\sigma_{Fmax}]_2 = 782 \text{ Н/мм}^2$	

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):

$$i = i_B = 5,43;$$

3) передаточное число передачи:

$$u = i = 5,43;$$

4) вращающий момент на колесе передачи:

$$T_2 = T_{2Б} = 278,31 \text{ Н} \cdot \text{м} = 278,31 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

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-B;

8) требуемый ресурс $L_h = 15 \cdot 10^5$ часов;

9) типовой режим нагружения – 0 (постоянный);

10) коэффициент кратковременной перегрузки $K_{\Pi} = 1,7$;

11) коэффициент внешней динамической нагрузки $K_A = 1$;

12) передача неревверсивная;

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 HB;

колесо 2 – улучшение, твердость активных поверхностей зубьев 235...262 HB.

Марки сталей одинаковы для шестерни и колеса: 45, 40X; 40XH; 35XM и др.

Средняя твердость H активной поверхности зуба:

$$H_{\text{ПОВ1}} = \frac{269 + 302}{2} = 285,5 \text{ HB.}$$

$$H_{\text{ПОВ2}} = \frac{235 + 262}{2} = 248,5 \text{ HB.}$$

2 Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ 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 поверхности зубьев σ_{Hlim} для варианта т. о. I [1]:

$$\sigma_{Hlim1} = 2(H_{\text{ПОВ2}})_{\text{HB}} + 70 = 2 \cdot 285,5 + 70 = 641 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2(H_{\text{ПОВ2}})_{\text{HB}} + 70 = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567 \text{ Н/мм}^2.$$

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]:

$$N_{Hlim1} = 30(H_{\text{ПОВ2}})_{\text{HB}}^{2,4} = 30 \cdot 285,5^{2,4} = 23,47 \cdot 10^6 \text{ циклов нагружения.}$$

$$N_{Hlim2} = 30(H_{ПОВ2})_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 248,5^{2,4} = 16,82 \cdot 10^6 \text{ циклов нагружения.}$$

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 таблице А. 2 для типового режима нагружения – 0 (постоянный) равен $\mu_H = 1$.

Эквивалентное число циклов нагружения N_{HE} для шестерни и колеса при числе зацеплений за один оборот зуба шестерни $c_1 = 1$ и зуба колеса $c_2 = 1$:

$$N_{HE1} = 60c_1n_1L_h\mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 960 \cdot 15000 \cdot 1 = 864,0 \cdot 10^6 \text{ циклов нагружения.}$$

$$N_{HE2} = 60c_2n_2L_h\mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 177 \cdot 15000 \cdot 1 = 159,3 \cdot 10^6 \text{ циклов нагружения.}$$

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 коэффициенты долговечности для шестерни Z_{N1} и Z_{N2} :

$$N_{HE1} = 864,0 \cdot 10^6 > N_{Hlim1} = 23,47 \cdot 10^6, \text{ поэтому } Z_{N1} = 1.$$

$$N_{HE2} = 159,3 \cdot 10^6 > N_{Hlim2} = 16,82 \cdot 10^6, \text{ поэтому } Z_{N2} = 1.$$

2.4 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):

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

где $\sigma_{Hlim1(2)}$ – предел контактной выносливости активной поверхности зубьев шестерни (колеса), $H/мм^2$;

$S_{H1(2)}$ – коэффициент безопасности;

$Z_{N1(2)}$ – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса передачи при расчете на сопротивление контактной усталости.

$$[\sigma_H]_1 = \frac{\sigma_{Hlim1}}{S_{H1}} \cdot z_{N1} = \frac{641}{1,1} \cdot 1 = 582,7 \text{ Н/мм}^2 ;$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{\sigma_{Hlim2}}{S_{H2}} \cdot z_{N2} = \frac{567}{1,1} \cdot 1 = 515,5 \text{ Н/мм}^2 .$$

2.5 Допускаемые контактные напряжения $[\sigma_H]$ для передачи в сборе

Для косозубых цилиндрических зубчатых передач допускаемые напряжения для передачи $[\sigma_H]$ определяется

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot ([\sigma_H]_1 + [\sigma_H]_2),$$

при выполнении условий $[\sigma_H]_{\min} \leq [\sigma_H] \leq 1,25 \cdot [\sigma_H]_{\min}$, где $[\sigma_H]_{\min}$ – меньшее из двух: $[\sigma_H]_1, [\sigma_H]_2$.

Если при расчёте получилось $[\sigma_H] < [\sigma_H]_{\min}$, то следует принять $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min}$.

Если получилось $[\sigma_H] > 1,25 \cdot [\sigma_H]_{\min}$, то следует принять $[\sigma_H] = 1,25 \cdot [\sigma_H]_{\min}$.

Рассчитываем допускаемые контактные напряжения для передачи в сборе

$$[\sigma_H] = 0,45 \cdot (582,7 + 515,5) = 494,2 \text{ Н/мм}^2.$$

Условие не выполняется

$$[\sigma_H]_{\min} = 515,5 \text{ Н/мм}^2 > [\sigma_H] = 494,2 \text{ Н/мм}^2.$$

Т. к. при расчёте получилось $[\sigma_H] < [\sigma_H]_{\min}$, то принимаем

$$[\sigma_H] = [\sigma_H]_{\min} = 515,5 \text{ Н/мм}^2.$$

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 $K_{H\beta}$ при расчете по контактным напряжениям согласно рисунку А. 1 для кривой 3 (см. кинематическую схему привода) при $H_1 \leq 350$ НВ и $H_2 \leq 350$ НВ (вид термообработки I) при $\psi_{bd} = 1,01$. Более точно $K_{H\beta}$ можно определить по выражению, которое аппроксимирует кривую 3:

$$\begin{aligned} K_{H\beta} &= 0,0422 \cdot \psi_{bd}^2 + 0,1129 \cdot \psi_{bd} + 1,003 = \\ &= 0,0422 \cdot 1,01^2 + 0,1129 \cdot 1,01 + 1,003 = 1,16. \end{aligned}$$

Коэффициент концентрации нагрузки $K_{H\beta} = 1,16$.

Определяем межосевое расстояние.

Коэффициент внешней динамической нагрузки $K_A = 1,0$.

При приведенном модуле упругости для стали $E_{\text{пр}} = 2,1 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$ и вращаю-

щем 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 (таблица 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 $a_w = 150 \text{ мм}$.

4 Модуль передачи, угол наклона зубьев, числа зубьев шестерни и колеса

Определяем m_n для косозубой передачи для твердостей активных поверхностей зубьев $H_1 \leq 350 \text{ НВ}$ и $H_2 \leq 350 \text{ НВ}$ (т.о. I) [1]:

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 150 = 1,5 \dots 3 \text{ мм.}$$

Среднее значение рассчитанного модуля $m_n = 2,25 \text{ мм}$.

По табл. А.3 для полученного диапазона модулей принимаем стандартное значение модуля (1 ряд предпочтительно) $m_n = 2,5 \text{ мм}$.

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 :

$$\beta = \arccos \left[\frac{(z_1 + z_2) \cdot m_n}{2 \cdot a_w} \right] = \arccos \left[\frac{(18 + 98) \cdot 2,5}{2 \cdot 150} \right] = 14,83502.$$

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:

$$z_1 \geq z_{1min} = 17 \cos^3 \beta.$$

Проверка выполняется

$$z_1 = 18 \geq z_{1min} = 17 \cos^3(14,83502^\circ) = 15,36.$$

Фактическое передаточное число рассчитываемой передачи:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{98}{18} = 5,44.$$

Отклонение Δu передаточного числа u_ϕ и u :

$$\Delta u = \left| \frac{u_\phi - u}{u} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{5,44 - 5,43}{5,43} \right| \cdot 100\% = 0,18\% \leq [\Delta u] = 4\%$$

Если условие не выполняется нужно изменить число зубьев.

5 Основные размеры шестерни и колеса

Диаметры делительные (точность расчетов – два знака после запятой):

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos(\beta)} = \frac{2,5 \cdot 18}{\cos(14,83502^\circ)} = 46,55 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos(\beta)} = \frac{2,5 \cdot 98}{\cos(14,83502^\circ)} = 253,45 \text{ мм}.$$

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:

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{ мм} = 47 + 10 = 57 \text{ мм}.$$

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 таблице А. 5 диаметр заготовки шестерни $D_{заг}$ не должен превышать предельного значения $D_{пред}$, а для колеса толщины заготовки диска $S_{заг}$ и обода $S_{заг}$ предельного значения $S_{пред}$ (см. рисунок 2.1).

По таблице А. 5 принимаем стали:

1. Для шестерни: сталь 45, термообработка: улучшение, твердость зубьев на активной поверхности: 269...302 НВ, размеры $D_{пред} = 80$ мм, $S_{пред} = 50$ мм. Проверка условия

$$D_{заг} = d_{a1} + 6 \text{ мм} = 51,55 + 6 = 57,55 \text{ мм} \leq D_{пред} = 80 \text{ мм}.$$

2. Для колеса: сталь 45, термообработка: улучшение, твердость зубьев на активной поверхности: 232...262 НВ, размеры $D_{пред} = 125$ мм, $S_{пред} = 80$ мм.

Проверка условий

$$C_{заг} = 0,5 \cdot b_2 = 0,5 \cdot 47 = 23,5 \text{ мм} \leq S_{пред} = 80 \text{ мм};$$

$$S_{заг} = 8 \cdot m_n = 8 \cdot 2,5 = 20 \text{ мм} \leq S_{пред} = 80 \text{ мм}.$$

7 Степень точности передачи

Окружная скорость шестерни и колеса в полюсе зацепления:

$$v = \frac{\pi \cdot d_{w2} \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 253,45 \cdot 177}{60 \cdot 10^3} = 2,35 \text{ м/с}.$$

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: $F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2196 \text{ Н.}$

Радиальная сила F_r для шестерни и колеса:

$$F_{r1} = F_{r2} = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos(\beta)} = \frac{2196 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos(14,83502^\circ)} = 827 \text{ Н.}$$

Осевая сила для шестерни и колеса:

$$F_{a1} = F_{a2} = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta = 2196 \cdot \operatorname{tg}(14,83502^\circ) = 582 \text{ Н.}$$

9 Проверочный расчет передачи на сопротивление контактной усталости активных поверхностей зубьев

Коэффициент торцового перекрытия (точность ε_α – 2 знака после запятой):

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos(\beta).$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{98} \right) \right] \cos(14,83502^\circ) = 1,61.$$

Определяем коэффициент K_{HV} , учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по контактным напряжениям, по таблице. А. 6. Для промежуточных значений v значения K_{HV} определяются методом интерполяции. Для скорости v в интервале 1...5 м/с значение K_{HV} можно определить по формуле

$$K_{HV} = 0,02 \cdot v + 1.$$

При $v = 2,35 \text{ м/с}$ $K_{HV} = 0,02 \cdot 2,35 + 1 = 1,05.$

Уточняем значение коэффициента $K_{H\beta}$ исходя из фактического значения $\psi_{bd} = 1,01$, который переопределялся в п. 5:

$$K_{H\beta} = 0,0422 \cdot 1,01^2 + 0,1129 \cdot 1,01 + 1,003 = 1,16.$$

Находим коэффициент $K_{H\alpha}$ в зависимости от окружной скорости и степени точности передачи по таблице 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

$$Z_{H\beta} = \sqrt{\frac{K_{H\alpha} \cos^2(\beta)}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1,07 \cdot \cos^2(14,83502^\circ)}{1,61}} = 0,79.$$

Тогда расчетные контактные напряжения σ_H в полюсе зацепления:

$$\sigma_H = Z_{H\beta} \cdot \sqrt{\frac{E_{np} F_t K_{H\beta} K_{HV} K_A}{b_W d_{W1}} \cdot \frac{u_\phi + 1}{u_\phi}}, \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_H = 0,79 \cdot \sqrt{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 2196 \cdot 1,16 \cdot 1,05 \cdot 1}{47 \cdot 46,55} \cdot \frac{5,44 + 1}{5,44}} = 435,5 \text{ Н/мм}^2.$$

Т. к. выполняется условие

$$\sigma_H = 435,5 \text{ Н/мм}^2 < [\sigma_H] = 515,5 \text{ Н/мм}^2,$$

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 таблице А. 8 для заданного варианта термообработки.

Для шестерни:

$$\sigma_{Flim1} = 1,75 \cdot H_{HB} = 1,75 \cdot 285,5 = 499,6 \text{ Н/мм}^2.$$

Для колеса:

$$\sigma_{Flim2} = 1,75 \cdot H_{HB} = 1,75 \cdot 248,5 = 434,9 \text{ Н/мм}^2.$$

Коэффициент безопасности S_F по таблице А. 8: для шестерни $S_{F1} = 1,7$; для колеса $S_{F2} = 1,7$.

Определяем коэффициент приведения μ_F по таблице А. 2 в зависимости от типового режима нагружения и твердости активной поверхности зубьев отдельно для шестерни 1 и колеса 2:

$$\mu_{F1} = 1 \text{ для } q_F = 6 \text{ (так как } H_1 \leq 350 \text{ HB)};$$

$$\mu_{F2} = 1 \text{ для } q_F = 6 \text{ (так как } H_2 \leq 350 \text{ HB)}.$$

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 $c_2 = 1$:

$$N_{FE1} = 60c_1n_1L_h\mu_{F1} = 60 \cdot 1 \cdot 960 \cdot 15000 \cdot 1 = 864,0 \cdot 10^6 \text{ циклов нагружения};$$

$$N_{FE2} = 60c_2n_2L_h\mu_{F2} = 60 \cdot 1 \cdot 177 \cdot 15000 \cdot 1 = 159,3 \cdot 10^6 \text{ циклов нагружения}.$$

Базовое число циклов нагружения N_{Flim} для всех видов термообработки

$$N_{Flim} = 4 \cdot 10^6. \text{ Тогда } N_{Flim1} = N_{Flim2} = N_{Flim} = 4 \cdot 10^6.$$

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) $H \leq 350\text{HB}$.

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} :

$$N_{FE1} = 864,0 \cdot 10^6 > N_{Flim1} = 4 \cdot 10^6, \text{ поэтому } Y_{N1} = 1.$$

$$N_{FE2} = 159,3 \cdot 10^6 > N_{Flim2} = 4 \cdot 10^6, \text{ поэтому } Y_{N2} = 1.$$

Коэффициент Y_A , учитывающий двухстороннее приложение нагрузки, принимаем равным $Y_A = 1$, так как передача неререверсивная.

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 рисунку А. 1 для кривой 3 (см. кинематическую схему привода) при $H_1 \leq 350\text{HB}$ и $H_2 \leq 350\text{HB}$ (вид термообработки II) при $\psi_{bd} = 1,01$. Более точно $K_{F\beta}$ можно определить по выражению, которое аппроксимирует кривую 3:

$$\begin{aligned} K_{F\beta} &= 0,1097 \cdot \psi_{bd}^2 + 0,2059 \cdot \psi_{bd} + 1 = \\ &= 0,1097 \cdot 1,01^2 + 0,2059 \cdot 1,01 + 1 = 1,32. \end{aligned}$$

Коэффициент K_{FV} , учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку передачи при расчете по напряжениям изгиба, по таблице А. 6. Для промежуточных значений v значения K_{FV} определяются методом интерполяции. Для скорости v в интервале 1...5 м/с значение K_{FV} можно определить по формуле

$$K_{FV} = 0,0375 \cdot v + 1,0025.$$

При $v = 2,35$ м/с $K_{FV} = 0,0375 \cdot 2,35 + 1,0025 = 1,091$.

Коэффициент, учитывающий повышение изгибной прочности вследствие наклона контактной линии у основания зуба в косозубой передаче и неравномерного распределения нагрузки:

$$Y_\beta = 1 - \left(\frac{\beta^\circ}{140^\circ} \right) = 1 - \left(\frac{14,83502^\circ}{140^\circ} \right) = 0,89.$$

Коэффициент неравномерности нагрузки одновременно зацепляющихся пар зубьев при расчете на изгиб $K_{F\alpha}$ определяем по таблице 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):

$$z_{V1} = \frac{z_1}{\cos^3(\beta)} = \frac{18}{\cos^3(14,83502^\circ)} = 19,93 \approx 20;$$

$$z_{V2} = \frac{z_2}{\cos^3(\beta)} = \frac{98}{\cos^3(14,83502^\circ)} = 108,49 \approx 108.$$

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:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV} K_A}{b_1 m_n} Y_{FS1} Y_{F\beta}, \text{ Н/мм}^2,$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t K_{F\beta} K_{FV} K_A}{b_2 m_n} Y_{FS2} Y_{F\beta}, \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{F1} = \frac{2196 \cdot 1,32 \cdot 1,091 \cdot 1}{57 \cdot 2,5} \cdot 4,13 \cdot 0,67 = 61,4 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{F2} = \frac{2196 \cdot 1,32 \cdot 1,091 \cdot 1}{47 \cdot 2,5} \cdot 3,59 \cdot 0,67 = 64,7 \text{ Н/мм}^2.$$

Сопротивление усталости зубьев при изгибе обеспечивается при выполнении условия:

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

Для шестерни:

$$\sigma_{F1} = 61,4 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_{F1}] = 293,9 \text{ Н/мм}^2.$$

Для колеса:

$$\sigma_{F2} = 64,7 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_{F2}] = 255,8 \text{ Н/мм}^2.$$

12 Проверочный расчет передачи на контактную прочность активных поверхностей в момент действия пиковой нагрузки (при кратковременной перегрузке)

Предельные допускаемые контактные напряжения 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):

$$[\sigma_{Hmax}]_1 = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 650 = 1820 \text{ Н/мм}^2.$$

для колеса (т. о. улучшение):

$$[\sigma_{Hmax}]_2 = 2,8\sigma_T = 2,8 \cdot 540 = 1512 \text{ Н/мм}^2.$$

Для зубчатой пары величина $[\sigma_{Hmax}]$ при проверке контактной прочности передачи принимается как меньшее значение из двух: $[\sigma_{Hmax}]_1, [\sigma_{Hmax}]_2$.

Минимальная величина $[\sigma_{Hmax}]_{min} = 1512 \text{ Н/мм}^2$.

Максимальные контактные напряжения при действии пиковой нагрузки ($K_{\Pi} = 1,7$ по заданию):

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{K_{\Pi}} = 435,5 \cdot \sqrt{1,7} = 568 \text{ Н/мм}^2.$$

Контактная прочность зубьев цилиндрической передачи при действии пиковой нагрузки обеспечивается, если выполняется условие:

$$\sigma_{Hmax} \leq [\sigma_{Hmax}]_{min}.$$

Прочность обеспечивается, т. к.

$$\sigma_{Hmax} = 568 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_{Hmax}]_{min} = 1512 \text{ Н/мм}^2.$$

13 Проверочный расчет 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 таблице А. 8 отдельно для шестерни и колеса в зависимости от вида термообработки и модуля передачи:

для шестерни (т. о. улучшение):

$$[\sigma_{Fmax}]_1 = 2,74 H_{HB} = 2,74 \cdot 285,5 = 782 \text{ Н/мм}^2.$$

для колеса (т. о. улучшение):

$$[\sigma_{Fmax}]_2 = 2,74 H_{HB} = 2,74 \cdot 248,5 = 681 \text{ Н/мм}^2.$$

Расчетные максимальные напряжения при изгибе σ_{Fmax} в опасном сечении зуба шестерни и колеса при пиковой нагрузке ($K_{\Pi} = 1,7$ по заданию):

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} K_{\Pi} = 61,4 \cdot 1,7 = 104 \text{ Н/мм}^2.$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} K_{\Pi} = 64,7 \cdot 1,7 = 110 \text{ Н/мм}^2.$$

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.

$$\sigma_{Fmax1} = 104 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_{Fmax}]_1 = 782 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_{Fmax2} = 110 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_{Fmax}]_2 = 681 \text{ Н/мм}^2.$$

Результаты расчета сводим в таблицу 3.1.

Таблица 3.1 – Результаты расчета быстроходной ступени редуктора

$[\sigma_H] = 515,5 \text{ Н/мм}^2$	Расчетное $a'_W = 145,51 \text{ мм}$	$a_w = 150 \text{ мм}$
Расчетный $m_n = 2,25 \text{ мм}$	$m_n = 2,5 \text{ мм}$	$z_1 = 18$
$z_2 = 98$	$\beta = 14,83502^\circ$	$u_\phi = 5,44$
$d_1 = 46,55 \text{ мм}$	$d_2 = 253,45 \text{ мм}$	$b_1 = 57 \text{ мм}$
$b_2 = b_w = 47 \text{ мм}$	Для шестерни: сталь 45	Для колеса: сталь 45
$F_{t1} = F_{t2} = F_t = 2196 \text{ Н}$	$F_{r1} = F_{r2} = 827 \text{ Н}$	$F_{a1} = F_{a2} = 582 \text{ Н}$
$\sigma_H = 435,5 \text{ Н/мм}^2$	$[\sigma_{F1}] = 293,9 \text{ Н/мм}^2$	$[\sigma_{F2}] = 255,8 \text{ Н/мм}^2$
$\sigma_{F1} = 61,4 \text{ Н/мм}^2$	$\sigma_{F2} = 64,7 \text{ Н/мм}^2$	$\sigma_{Hmax} = 568 \text{ Н/мм}^2$
$[\sigma_{Hmax}]_{min} = 1512 \text{ Н/мм}^2$	$\sigma_{Fmax1} = 104 \text{ Н/мм}^2$	$\sigma_{Fmax2} = 110 \text{ Н/мм}^2$
$[\sigma_{Fmax}]_1 = 782 \text{ Н/мм}^2$	$[\sigma_{Fmax}]_2 = 681 \text{ Н/мм}^2$	

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1 Санюкевич, Ф. М. Детали машин: метод. пособие / Ф. М. Санюкевич. – Брест : БрГТУ, 2008. – 120 с.

2 Санюкевич, Ф. М. Детали машин. Курсовое проектирование: учеб. пособие / Ф. М. Санюкевич. – 2-е изд. исправл. и доп. – Брест : БрГТУ, 2004. – 488 с.

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					
АИР80А6	0,75	8	920	2	2,2
АИР80В6	1,1	8	920	2	2,2
АИР90L6	1,5	7,5	925	2	2,2
АИР100L6	2,2	5,5	945	2	2,2
АИР112МА6	3	5	950	2	2,2
АИР112МВ6	4	5	950	2	2,2
АИР132S6	5,5	4	960	2	2,2
АИР132М6	7,5	4	960	2	2,2
АИР160S6	11	3	970	2	2,7
АИР160М6	15	3	970	2	2,7
АИР180М6	18,5	2	980	1,8	2,4

Примечание – Пример обозначения двигателя:
Двигатель АИР100L4 ТУ 16 – 525.564 – 84

Таблица А.2 – Коэффициенты μ_H и μ_F

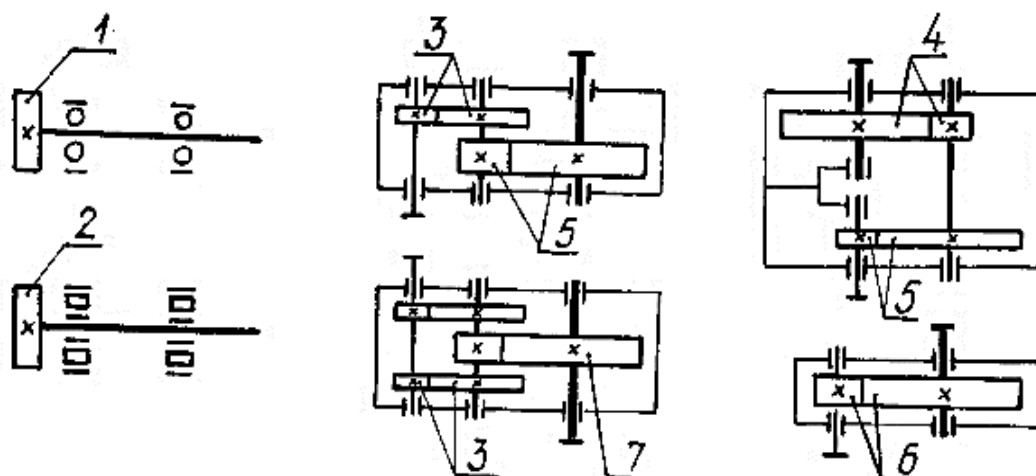
Номер типа режима нагружения	Типовые режимы нагружения	μ_H	Значение μ_F при	
			$q_F = 6$	$q_F = 9$
0	Постоянный	1	1	1
1	Тяжелый	0,500	0,300	0,200
2	Средний равновероятный	0,250	0,143	0,100
3	Средний нормальный	0,180	0,065	0,063
4	Легкий	0,125	0,038	0,016
5	Особо легкий	0,063	0,013	0,004

Примечание q_F – показатель степени уравнивания кривой усталости для напряжений изгиба:
 $q_F = 6$ – для зубчатых колес с твердостью активной поверхности зубьев $H \leq 350$ НВ;
 $q_F = 9$ – для зубчатых колес с твердостью активной поверхности зубьев $H > 350$ НВ

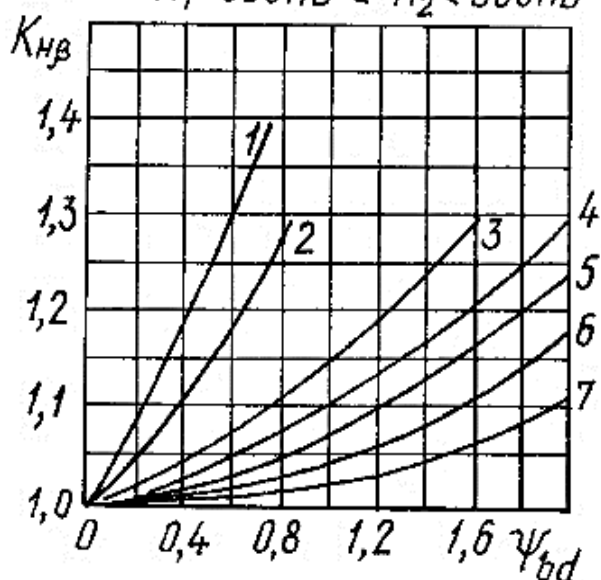
Таблица А.3 – Стандартные значения модулей зубчатых колес

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;	...	

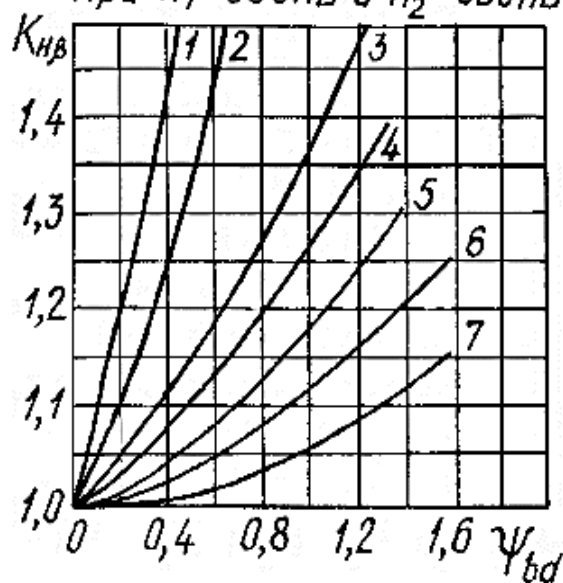
Примечание Следует предпочитать 1-й ряд



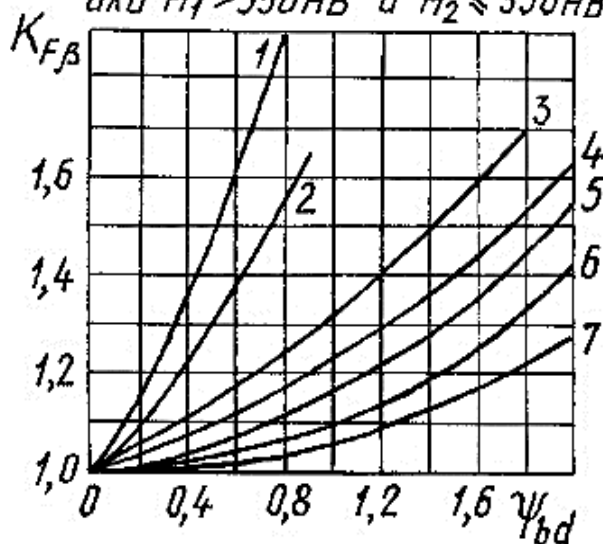
При $H_1 \leq 350 \text{ НВ}$ и $H_2 \leq 350 \text{ НВ}$
или $H_1 > 350 \text{ НВ}$ и $H_2 \leq 350 \text{ НВ}$



При $H_1 > 350 \text{ НВ}$ и $H_2 > 350 \text{ НВ}$



При $H_1 \leq 350 \text{ НВ}$ и $H_2 \leq 350 \text{ НВ}$
или $H_1 > 350 \text{ НВ}$ и $H_2 \leq 350 \text{ НВ}$



При $H_1 > 350 \text{ НВ}$ и $H_2 > 350 \text{ НВ}$

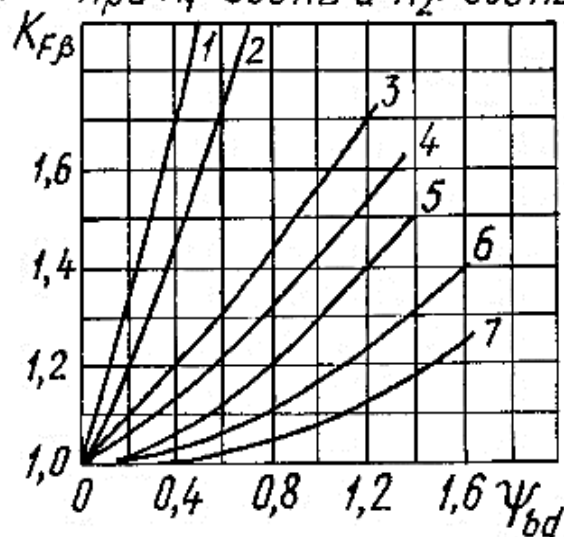


Рисунок А.1 – Приближенные значения коэффициентов концентрации нагрузки $K_{H\beta}$ и $K_{F\beta}$ (номер кривой на графике соответствует номеру ступени редуктора)[1]

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 , Н/мм ²
		в сердцевине	на активной поверхности	$D_{пред}$	$S_{пред}$	
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 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...53HRC _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...53HRC _э	200	125	750

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 %

Таблица А.6 – Коэффициенты K_{HV} и K_{FV} , учитывающие внутреннюю динамическую нагрузку косозубой цилиндрической зубчатой передачи [1]

Степень точности по ГОСТ 1643–81	K_{HV}					K_{FV}				
	$v, \text{ м/с}$									
	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

Примечание – значения для $\begin{cases} H_1 \leq 350\text{НВ}, H_2 \leq 350\text{НВ}; \\ H_1 \geq 45\text{HRC}_{э}, H_2 \leq 350\text{НВ}. \end{cases}$, При $v < 1 \text{ м/с}$ $K_{HV} = 1$ и $K_{FV} = 1$

Таблица А.7 – Значения коэффициентов $K_{H\alpha}$ и $K_{F\alpha}$ для косозубых цилиндрических передач [1]

Окружная скорость v , м/с	Степень точности	$K_{H\alpha}$	$K_{F\alpha}$
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, 40X, 35XM, 40XH	$2H_{HB} + 70$	1,1	$1,75H_{HB}$	1,7	$2,8 \sigma_T$	$2,74H_{HB}$
Улучшение+ +закалка ТВЧ (модуль $m_n \geq 3$ мм)	40X, 35XM, 40XH	$17H_{HRC\text{эПОВ}} + 200$	1,2	650	1,7	$40H_{HRC\text{эПОВ}}$	1260
Улучшение+ +закалка ТВЧ (модуль $m_n < 3$ мм)				550			1430

Примечание – H_{HB} – средняя твердость активной поверхности зуба в единицах HB;
 $H_{HRC\text{эПОВ}}$ – средняя твердость активной поверхности зуба в единицах HRC_э;
 σ_T – предел текучести, Н/мм² (таблица 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)

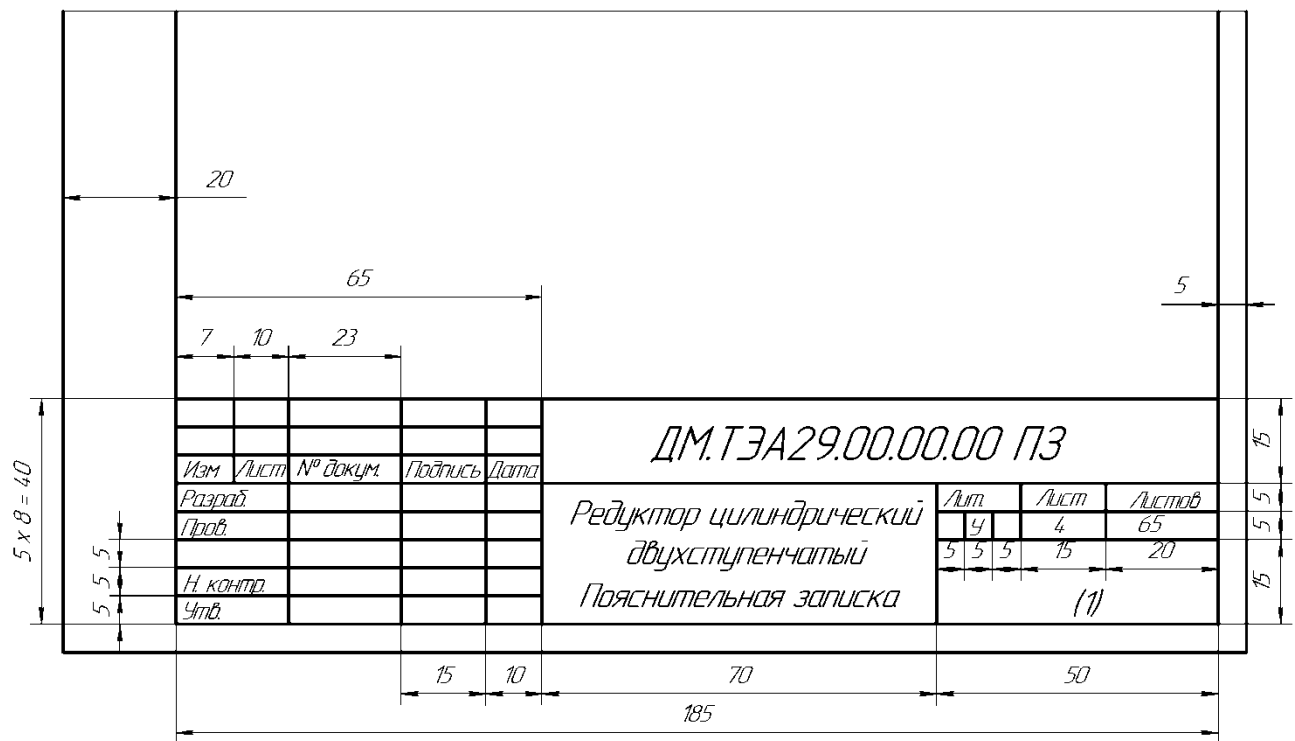
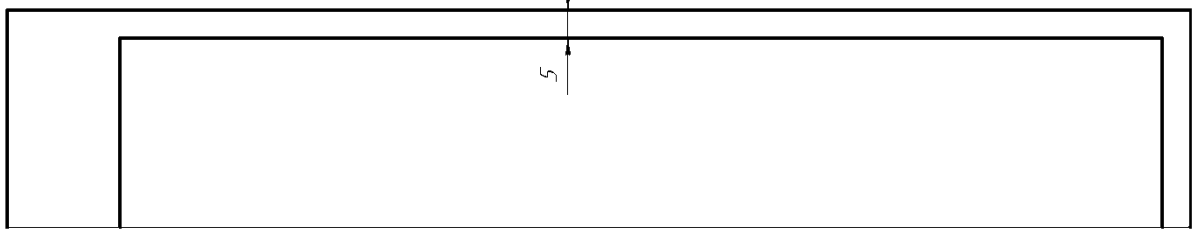


Рисунок В.1 – Основная надпись к листу с содержанием пояснительной записки (форма 2 по ГОСТ 2.104-2006):

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).

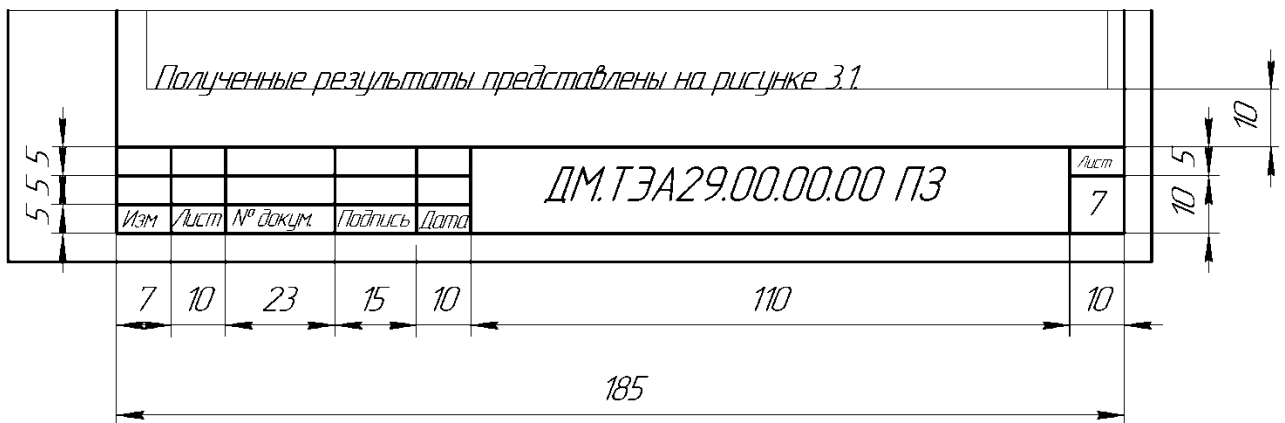
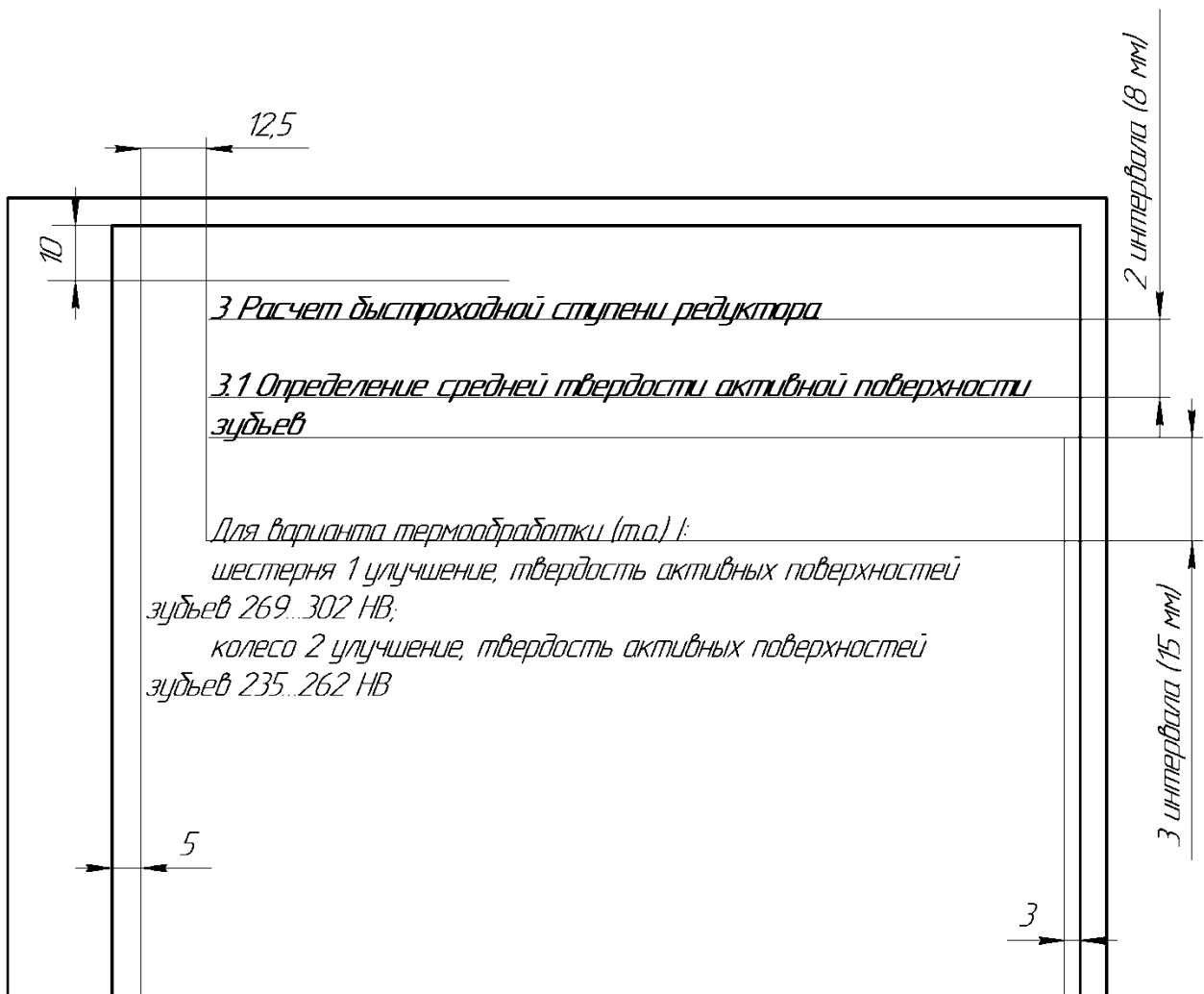


Рисунок В.2 – Основная надпись к листам пояснительной записки (форма 2а по ГОСТ 2.104-2006) (для листа с рефератом и других листов ПЗ) с расположением полей и интервалов в тексте пояснительной записки

Учебное издание

Составители:

Монтик Сергей Владимирович

Волощук Антон Анатольевич

Акулич Ярослав Антонович

Савчук Сергей Васильевич

Методическое пособие

к курсовому проектированию по дисциплине
«Детали машин»

для студентов технических специальностей

Часть 1

Ответственный за выпуск: Монтик С. В.

Редактор: Митлошук М. А.

Компьютерная вёрстка: Соколюк А. П.

Корректор: Дударук С.А.

Подписано в печать 14.10.2022 г. Формат 60x84 1/16. Бумага «Performer».
Гарнитура «Arial Narrow». Усл. печ. л. 2,56. Уч. изд. л. 2,75. Заказ № 1195. Тираж 21 экз.
Отпечатано на ризографе учреждения образования «Брестский государственный
технический университет». 224017, г. Брест, ул. Московская, 267.
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя,
распространителя печатных изданий № 1/235 от 24.03.2014 г.