

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

БРЕСТСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра машиноведения

РАСЧЕТЫ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДОВ

Методические указания по курсу "Основы
конструирования машин" для студентов
специальности 12.01 "Технология
машиностроения"

Часть I

БРЕСТ 1993

у621.81

66-95

P24

Расчеты элементов приводов.

1993

б. ц.

ПРОВЕРКА ФОНДА

03 ИЮН 2015

№ 66-95

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ РЕСПУБЛИКИ БЕЛАРУСЬ

БРЕСТСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ ИНСТИТУТ

Кафедра машиноведения

РАСЧЕТЫ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДОВ

Методические указания по курсу "Основы
конструирования машин" для студентов
специальности 12.01 "Технология
машиностроения"

Часть 1

Утверждены на заседании Совета
электронно-механического факультета
(протокол №3 от 6.11.1992г.)

БРЕСТ 1993

УДК 621.81 (076.5)

Методические указания предназначены для оказания помощи студенту при выполнении домашних заданий и курсового проекта по курсу "Основы конструирования машин". Для студентов дневного и заочного обучения специальности 12.01 "Технология машиностроения"

Одобрены на заседании кафедры машиноведения и рекомендованы к изданию

Составители: М.В. Голуб, доцент, канд. техн. наук
Ф.М. Санюкевич, доцент, канд. техн. наук
В.В. Косьячук, ассистент

Рецензент: Н.В. Кислов, докт. техн. наук, профессор
Белорусской государственной политехнической
академии

(С) Брестский политехнический институт 1993

ВВЕДЕНИЕ

Настоящие методические указания предназначены для оказания помощи студенту при выполнении домашних заданий и курсового проекта по курсу "Основы конструирования машин". В данном курсе студенты выполняют обычно расчеты различных видов механических передач, исходными данными для которых являются:

1. Кинематическая схема привода.
2. Мощность P на валу рабочего органа (приводном валу), кВт.
3. Частота вращения приводного вала n , мин⁻¹.
4. Ресурс работы проектируемого привода L_n в часах.
5. Кратковременная перегрузка привода $T_{пуск}/T$.
6. Типовой режим нагружения.
7. Другие исходные данные (при необходимости).

Методика проектирования различных механических передач в настоящих указаниях дана в виде примеров расчета, что облегчает студенту работу при выполнении домашнего задания и курсового проекта и позволяет в свою очередь более глубоко изучить материал данного курса.

При выполнении расчетов рекомендуется следующая точность: для сил - целое число H , для мощностей - в десятых долях чисел кВт. для моментов - целое число Н·м, для напряжений - целое число МПа. При этом 0,5 и больше принимают за единицу, а меньшая дробь отбрасывается. Для линейных размеров в миллиметрах берут только целые числа. Исключение составляют параметры зацепления, где точность расчетов диаметров окружностей начальных, делительных, вершин и впадин должна быть до тысячных долей миллиметра. Все выше изложенное относится только к расчету, а не к изготовлению и обработке.

При выполнении расчетов студент использует большое количество таблиц, приведенных в различных литературных источниках. Отметим, что ряд таблиц не дает искомую величину однозначно, а указывает ее в некотором диапазоне. Если нет особых указаний, то в данном случае принимают обычно среднее значение искомой величины из указанного диапазона (например, по [1], табл. I.I КПД закрытой цилиндрической зубчатой передачи с опорной $\eta_{3,n} = 0,96 \dots 0,98$; принимаем $\eta_{3,n} = 0,97$).

Если требуется найти промежуточное значение искомой величины, не приведенное в таблице, используют линейное интерполирование. Например, необходимо определить по таблице величину Y при $X = 5,6$. В таблице указаны лишь значения $Y_1 = 14,8$ при $X_1 = 5,4$ и $Y_2 = 22,3$ при $X_2 = 5,7$.

Тогда величина Y при $X = 5,6$:

$$Y = Y_1 + \frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1} (X - X_1) = 14,8 + \frac{22,3 - 14,8}{5,7 - 5,4} (5,6 - 5,4) = 19,8.$$

Или другим путем

$$Y = Y_2 - \frac{Y_2 - Y_1}{X_2 - X_1} (X_2 - X) = 22,3 - \frac{22,3 - 14,8}{5,7 - 5,4} (5,7 - 5,6) = 19,8.$$

П Р И М Е Р I

РАСЧЕТ ПРИВОДА С ДВУХСТУПЕНЧАТЫМ
ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ СОСНЫМ РЕДУКТОРОМ

Исходные данные:

1. Кинематическая схема привода (рис. 1).
2. Мощность на приводном валу $P = 5$ кВт.
3. Частота вращения приводного вала $n = 50$ мин⁻¹.
4. Ресурс работы проектируемого привода $L_h = 15000$ ч.
5. Кратковременная перегрузка привода $T_{пуск}/T = 1,3$.
6. Типовой режим нагружения 3 - средний нормальный.

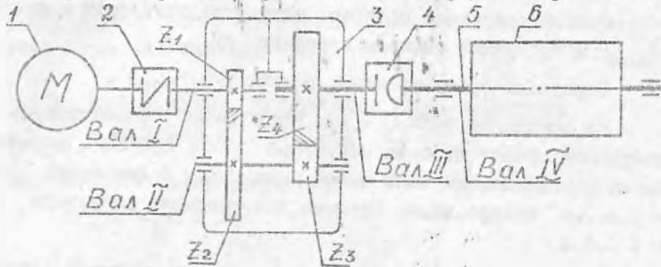


Рис. 1. Кинематическая схема привода:

- 1 - электродвигатель; 2 - муфта упругая;
- 3 - редуктор двухступенчатый цилиндрический соосный с косозубыми зубчатыми колесами;
- 4 - муфта компенсирующая; 5 - вал приводной;
- 6 - барабан

I. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА

I. I. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕБУЕМОЙ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Общий КПД привода

$$\eta_{общ} = \eta_m^2 \eta_{з.п} \eta_n = 0,98^2 \cdot 0,97^2 \cdot 0,99 = 0,89$$

где η_m - КПД муфты; $\eta_m = 0,98$ (см. приложение, табл. П. I);
 $\eta_{з.п}$ - КПД зубчатой закрытой цилиндрической передачи с учетом потерь в подшипниках; $\eta_{з.п} = 0,97$ (см. приложение, табл. П. I);

η_n - КПД пары подшипников качения приводного вала;
 $\eta_n = 0,99$ (см. приложение, табл. П. I).

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{треб}} = \frac{P}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{5}{0,89} = 5,6 \text{ кВт},$$

где P - мощность на приводном валу; $P = 5$ кВт.

1.2. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Электродвигатель выбирает исходя из требуемой мощности $P_{\text{треб}}$ и требуемой частоты вращения $n_{\text{треб}}$.

Определим ориентировочно величину $n_{\text{треб}}$.

На основании табл. П.2 (см. приложение), ориентируясь на твердость зубьев передач редуктора $H \leq 350$ Нв, передаточное число тихоходной ступени может находиться в диапазоне $u_T = 2,5 \dots 5$, быстроходной ступени для соосного редуктора $u_B = 4 \dots 6,3$.

Тогда ориентировочно общее передаточное число двухступенчатого соосного редуктора для данной схемы привода (рис.1)

$$u_p = u_B u_T = (4 \dots 6,3) (2,5 \dots 5) = 10 \dots 31,5.$$

Требуемая частота вращения электродвигателя

$$n_{\text{треб}} = n u_p = 50 (10 \dots 31,5) = 500 \dots 1575 \text{ мин}^{-1},$$

где n - частота вращения приводного вала; $n = 50 \text{ мин}^{-1}$.

При выборе электродвигателя следует иметь в виду, что самыми распространенными в промышленности являются асинхронные электродвигатели серии 4А, которые выпускаются с синхронной частотой вращения $n_{\text{синхр}} = 3000, 1500, 1000$ и 750 мин^{-1} . Данные двигатели допускают перегрузку $[\Delta P_3] = 5 \dots 8 \%$ при постоянной и $10 \dots 12 \%$ при переменной нагрузке [1]. Чем больше величина $n_{\text{синхр}}$, тем меньше габариты и масса электродвигателя, но больше общее передаточное число u_p и, следовательно, больше размеры передач редуктора.

Учитывая выше изложенное, ориентируемся на выбор $n_{\text{синхр}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$.

Исходя из $P_{\text{треб}} = 5,6$ кВт и $n_{\text{синхр}} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ по табл. П.3 (см. приложение) выбираем ближайший электродвигатель

4A132S6 : $P_3 = 5,5$ кВт; $n_3 = 965$ мин⁻¹.

Выбранный электродвигатель несколько перегружен.

Величина перегрузки

$$\Delta P_3 = \frac{P_{пред} - P_3}{P_3} \cdot 100 = \frac{5,6 - 5,5}{5,5} \cdot 100 = 1,8\% < [\Delta P_3],$$

где $[\Delta P_3] = 10...12\%$ при переменной нагрузке.

Электродвигатель 4A132S6 подходит.

Примечание. Если $\Delta P_3 > [\Delta P_3]$, то выбирают электродвигатель ближайшей большей мощности.

1.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА РЕДУКТОРА И РАЗБИВКА ЕГО ПО СТУПЕНЯМ

Передаточное число редуктора

$$U_p = \frac{n_3}{n} = \frac{965}{50} = 19,3.$$

Произведем разбивку полученного передачного числа $U_p = 19,3$ по ступеням редуктора. В нашем примере редуктор имеет две ступени: быстроходную и тихоходную. Обозначим передачное число быстроходной ступени U_B , тихоходной - U_T . Тогда $U_p = U_B U_T$. Для нахождения величин U_B и U_T рассмотрим возможные варианты разбивки передачного числа U_p .

Следует отметить, что универсальных рекомендаций по разбивке передачного числа редуктора U_p не существует. Выбор того или иного варианта разбивки передачного числа зависит от конкретных требований, предъявляемых к конструкции редуктора.

I вариант. Разбивка передачного числа по ступеням и условия удобства смазывания зубчатых колес

В проектируемом соосном редукторе смазка передач осуществляется погружением колес (а не шестерен) быстроходной и тихоходной ступеней в масло, залитое в корпус. Так как в соосном редукторе межосевые расстояния обеих ступеней одинаковы, то приняв

$$U_B = U_T = \sqrt{U_p} \quad ,$$

получим одинаковые диаметры колес обеих ступеней. Одинаковые диаметры колес обеспечивают одинаковый уровень их погружения в масляную ванну, что является достоинством данного условия разбивки.

Если же принять во внимание, что колесо быстроходной ступени вращается с большей скоростью, чем колесо тихоходной ступени, то с целью уменьшения потерь на перемешивание масла, следует колесо быстроходной ступени погрузить в масло на меньшую глубину, а колесо тихоходной ступени на большую глубину. Для этого необходимо, чтобы диаметр колеса быстроходной ступени был меньше диаметра колеса тихоходной ступени. Такое конструктивное решение возможно при следующей разбивке передаточного числа U_p :

$$U_B = 0,9 \sqrt{U_p}; \quad U_T = U_p / U_B .$$

По условиям выбранной системы смазки последняя разбивка U_p является наиболее выгодной. Это подтверждает и рекомендуемая [7] разбивка U_p по ступеням для соосных редукторов (см. приложение, табл. П.4).

II вариант. Разбивка передаточного числа U_p по ступеням из условия уменьшения массы редуктора

Снижение массы соосного редуктора обеспечивается при $U_B > U_T$ [6]. П.Ф. Дунаев и О.П. Леликов [1, 5] рекомендуют разбивать передаточное число U_p в данном случае следующим образом:

$$U_T = 0,95 \sqrt{U_p}; \quad U_B = U_p / U_T .$$

Однако при такой разбивке диаметр колеса быстроходной ступени будет больше диаметра колеса тихоходной ступени, что следует учесть при выборе глубины погружения колес в масло.

При курсовом проектировании рекомендуется передаточное число U_p разбивать по варианту I :

$$U_B = 0,9 \sqrt{U_p}; \quad U_T = U_p / U_B .$$

В нашем же примере произведем разбивку по варианту II, учитывая некоторую особенность выбора уровня масла в данном случае.

Тогда: передаточное число тихоходной ступени

$$U_T = 0,95 \sqrt{U_p} = 0,95 \sqrt{19,3} = 4,17;$$

передаточное число быстроходной ступени

$$u_B = \frac{u_p}{u_T} = \frac{19,3}{4,17} = 4,63.$$

Примечания: I. При выполнении домашних заданий и курсового проекта передаточные числа до стандартных значений не округляются.

2. Разбивка передаточного числа u_p для выпускаемых редукторов со стандартными передаточными числами приведена в табл. П.4 приложения (механические характеристики материалов всех колес примерно одинаковы).

1.4. СИЛОВЫЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПРИВОДА

В а л I .

Мощность на валу \underline{I}

$$P_{\underline{I}} = P_{\text{треб}} \eta_m = 5,6 \cdot 0,98 = 5,5 \text{ кВт.}$$

Частота вращения вала \underline{I}

$$n_{\underline{I}} = n_3 = 965 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающий момент на валу \underline{I}

$$T_{\underline{I}} = 9550 \frac{P_{\underline{I}}}{n_{\underline{I}}} = 9550 \frac{5,5}{965} = 54 \text{ Н·м.}$$

В а л II .

$$P_{\underline{II}} = P_{\underline{I}} \eta_{3,n} = 5,5 \cdot 0,97 = 5,3 \text{ кВт.}$$

$$n_{\underline{II}} = \frac{n_T}{u_E} = \frac{965}{4,63} = 208 \text{ мин}^{-1}.$$

$$T_{\underline{II}} = 9550 \frac{P_{\underline{II}}}{n_{\underline{II}}} = 9550 \frac{5,3}{208} = 243 \text{ Н·м.}$$

В а л III .

$$P_{\underline{III}} = P_{\underline{II}} \eta_{3,n} = 5,3 \cdot 0,97 = 5,1 \text{ кВт.}$$

$$n_{\underline{III}} = \frac{n_{\underline{II}}}{u_T} = \frac{208}{4,17} = 50 \text{ мин}^{-1}.$$

$$T_{\underline{III}} = 9550 \frac{P_{\underline{III}}}{n_{\underline{III}}} = 9550 \frac{5,1}{50} = 974 \text{ Н·м.}$$

В а л \underline{IV} .

$$P_{\underline{IV}} = P_{\underline{III}} \eta_m = 5,1 \cdot 0,98 = 5 \text{ кВт.}$$

$$n_{\underline{IV}} = n_{\underline{III}} = 50 \text{ мин}^{-1}.$$

$$T_{\underline{IV}} = 9550 \frac{P_{\underline{IV}}}{n_{\underline{IV}}} = 9550 \frac{5}{50} = 955 \text{ Н·м}$$

Параметры P , n и T для соответствующих валов определены правильно, так как для приводного вала получили величины, соответствующие исходным данным, а именно: $P_{\underline{IV}} = P = 5 \text{ кВт}$ и $n_{\underline{IV}} = n = 50 \text{ мин}^{-1}$.

2. РАСЧЕТ ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ РЕДУКТОРА

Тихоходная ступень является наиболее нагруженной и в основном определяет габариты проектируемого редуктора. Тихоходная ступень является косозубой и состоит из шестерни 3 с числом зубьев Z_3 и колеса 4 с числом зубьев Z_4 (см. рис. 1). Соответственно при расчете параметрам шестерни приписываем индекс 3, а параметрам колеса - 4.

Расчет тихоходной ступени проводим в следующей последовательности,

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ

2.1. ВЫБОР ТВЕРДОСТИ, ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ И МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Так как к габаритам проектируемого редуктора не предъявляется особых тресований, предполагаем использование в качестве материала зубчатых колес сталь с твердостью $H \leq 350 \text{ НВ}$ и термообработкой по варианту I (см. приложение, табл. П.5), а именно: термообработка колеса - улучшение, твердость 235...262 НВ, термообработка шестерни - улучшение, твердость 269...302 НВ; марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: 45, 40Х, 40ХН, 35ХМ и др.

Окончательно марка стали будет выбрана в дальнейшем после определения габаритов зубчатых колес.

2.2. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМОГО КОНТАКТНОГО НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ПРОЕКТНОМ РАСЧЕТЕ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

Предварительная величина допускаемого контактного напряжения при проектном расчете зубчатой передачи на контактную выносливость определяется согласно ГОСТ 21354-87 по формуле

$$[\sigma_H] = 0,9 \frac{\sigma_{H\text{lim}} Z_N}{S_H} \quad (1)$$

где $\sigma_{H\text{lim}}$ - предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений; по [2], табл. 10.8, с.185 для термообработки улучшенной при твердости поверхности $H \leq 350 \text{ HB}$

$$\sigma_{H\text{lim}} = 2 H_{\text{HB}} + 70,$$

здесь $\sigma_{H\text{lim}}$ - МПа, H_{HB} - средняя твердость поверхности зубьев для указанного диапазона твердости, выраженная в единицах HB (если твердость указана в единицах HRC₃, то для пересчета единиц HRC₃ в единицы HB используется график, приведенный в учебнике [3], рис. 8.40, с.169 или в пособии [8] рис.3.1, с.48;

Z_N - коэффициент долговечности (см. ниже):

S_H - расчетный коэффициент запаса прочности при расчете на контактную выносливость; для чистых колес с однородной структурой материала (при нормализации, улучшении или объемной закалке зубьев) $S_H = 1,1$, для зубчатых колес с поверхностным упрочнением зубьев (поверхностная закалка, цементация и нитроцементация, а также азотирование) $S_H = 1,2$.

Коэффициент долговечности Z_N определяют по различным формулам в зависимости от соотношения действительного числа циклов напряжений N_K в соответствии с заданным сроком службы передачи L_H и базового числа циклов напряжений $N_{H\text{lim}}$, соответствующего пределу выносливости $\sigma_{H\text{lim}}$.

Базовое число циклов напряжений $N_{H\text{lim}}$

$$N_{H\text{lim}} = 30 H_{\text{HB}}^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6, \quad (2)$$

где H_{HB} - см. выше пояснение к определению $\sigma_{H\text{lim}}$.

Примечание. Если получилось $N_{H\text{lim}} > 120 \cdot 10^6$, то принимают $N_{H\text{lim}} = 120 \cdot 10^6$,

Действительное число циклов напряжений N_K за расчетный срок службы передачи L_H

$$N_K = 60 \text{ с п } L_H \mu_H \quad (3)$$

Колесо 4

$$H_{HВ4} = \frac{235 + 262}{2} = 249 \text{ Нв.}$$

$$\sigma_{Hlim4} = 2 H_{HВ4} + 70 = 2 \cdot 249 + 70 = 568 \text{ МПа.}$$

$$N_{Hlim4} = 30 H_{HВ4}^{2,4} = 30 \cdot 249^{2,4} = 16,9 \cdot 10^6 < 120 \cdot 10^6.$$

$$V_{K4} = 60 C_p L_n \mu_n = 60 \cdot 1 \cdot 50 \cdot 15000 \cdot 0,56 = 25,2 \cdot 10^6,$$

где $n_k = n_{\text{ш}} = 50 \text{ мин}^{-1}$ — частота вращения колеса 4.

Так как $N_{K4} = 25,2 \cdot 10^6 > N_{Hlim4} = 16,9 \cdot 10^6$, то по формуле (5)

$$Z_{H4} = \frac{2,9 \sqrt{\frac{N_{Hlim4}}{N_{K4}}}}{\sqrt{\frac{16,9 \cdot 10^6}{25,2 \cdot 10^6}}} = 2,9 \sqrt{\frac{16,9 \cdot 10^6}{25,2 \cdot 10^6}} = 0,98 > 0,75.$$

$$S_{H4} = 1,1.$$

Тогда

$$[\sigma_H]_4 = 0,9 \frac{\sigma_{Hlim4} Z_{H4}}{S_{H4}} = 0,9 \frac{568 \cdot 0,98}{1,1} = 455 \text{ МПа.}$$

Предварительная величина расчетного допускаемого контактного напряжения для косозубой тихоходной ступени по формуле (6)

$$[\sigma_H] = 0,45([\sigma_H]_3 + [\sigma_H]_4) = 0,45(489 + 455) = 425 \text{ МПа.}$$

в нашем примере

$$[\sigma_H]_{min} = [\sigma_H]_4 = 455 \text{ МПа.}$$

Так как $[\sigma_H] = 425 \text{ МПа} < [\sigma_H]_{min}$, то в качестве расчетной величины по условию (7) принимаем $[\sigma_H] = [\sigma_H]_{min} = [\sigma_H]_4 = 455 \text{ МПа}$. В то же время, принятая величина $[\sigma_H]$ не превышает $1,25 [\sigma_H]_{min}$, т.к. $1,25 [\sigma_H]_{min} = 1,25 \cdot 455 = 569 \text{ МПа}$.

Таким образом, условие (7) полностью выполнено и в качестве предварительной расчетной величины допускаемого контактного напряжения для тихоходной ступени принимаем $[\sigma_H] = 455 \text{ МПа}$.

2.3. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ

В общем виде для зубчатой передачи, состоящей из шестерни I и колеса 2, межосевое расстояние при внешнем зацеплении согласно ГОСТ 21354-87 предварительно определяют из условия контактной выносливости по формуле

$$a_w = K_a (u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 K_{H\beta}}{u^2 \psi_{\delta a} [\sigma_H]^2}} \quad (8)$$

где a_w - мм ;

K_a - вспомогательный коэффициент; для косозубой передачи $K_a = 430$;

u - передаточное число рассчитываемой передачи;
в нашем примере $u = u_T = 4,17$;

T_2 - вращающий момент на колесе рассчитываемой передачи. Так как колесо 4 рассчитываемой тихоходной ступени посажено на валу III (см. рис. I), то $T_2 = T_4 = T_{III} = 974 \text{ Н} \cdot \text{м}$;

$K_{H\beta}$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий.

Коэффициент $K_{H\beta}$ определяют по графику $K_{H\beta} = f(\psi_{\delta d})$ (см. [2], рис. 10.21, с.182 или [3], рис. 8.15, с.130) для соответствующей ступени редуктора. Здесь $\psi_{\delta d} = \beta_w / d_1$ - коэффициент ширины венца шестерни относительно делительного диаметра (для нашего случая $\psi_{\delta d} = \beta_w / d_3$).

Коэффициент $\psi_{\delta d}$ обычно выражают через вспомогательный коэффициент $\psi_{\delta a}$:

$$\psi_{\delta d} = 0,5 \psi_{\delta a} (u + 1) ,$$

здесь $\psi_{\delta a} = \beta_w / a_w$ - коэффициент ширины венца колеса относительно межосевого расстояния a_w (см. приложение, табл. П.8). Считая расположение зубчатых колес тихоходной ступени относительно опор несимметричным по табл. П.8 $\psi_{\delta a} = 0,4$.

Тогда

$$\psi_{\delta d} = 0,5 \psi_{\delta a} (u_T + 1) = 0,5 \cdot 0,4 (4,17 + 1) = 1,03.$$

Далее по [3], рис. 8.15, с.130 для $\psi_{\delta d} = 1,03$ и кривой III при $H_2 < 350 \text{ НВ}$ и эм $K_{H\beta} = 1,11$.

Окончательно для рассчитываемой тихоходной ступени

$$a_{wT} = K_a (U_T + 1) \sqrt[3]{\frac{T_4 K_{H\beta}}{U_T^2 \psi_{Ba} [\sigma_H]^2}} = 430 (4,17 + 1) \times \\ \times \sqrt[3]{\frac{974 \cdot 1,11}{4,17^2 \cdot 0,4 \cdot 455^2}} = 202 \text{ мм.}$$

Полученное значение межосевого расстояния a_w для нестандартных редукторов округляют по ряду $Ra 40$ (см. приложение, табл. П.10). Обычно расчетное значение a_w округляют до ближайшего нормального размера. Но так как из двух значений по ряду $Ra 40$, а именно 200 и 210 мм, ближе всего подходит величина 200 мм, принимаем окончательно $a_w = 200$ мм.

2.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОДУЛЯ ПЕРЕДАЧИ

Известно [2], что в зубчатых колесах при твердости зубьев $H \leq 350$ НВ отношение $m/a_w = 0,01...0,02$, а при твердости $H \geq 45$ HRC, $m/a_w = 0,016...0,0315$, здесь m - модуль.

Так как в нашем примере H_3 и $H_4 < 350$ НВ, то нормальный модуль тихоходной ступени может быть определен по условию

$$m_n = (0,01...0,02) a_{wT} = (0,01...0,02) 200 = 2...4 \text{ мм.}$$

По табл. П.9 (см. приложение) принимаем стандартное значение $m_n = 3$ мм.

При этом должно выполняться условие

$$m \geq m_{min}, \quad (9)$$

где $m_{min} = 1,5$ мм - минимальное значение модуля для силовых передач [3].

В нашем случае

$$m_n = 3 \text{ мм} > m_{min} = 1,5 \text{ мм.}$$

Условие выполняется.

2.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА НАКЛОНА ЗУБЬЕВ, А ТАКЖЕ ЧИСЛА ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

Угол наклона зубьев в косозубых передачах $\beta = 8...22^\circ$, в раздвоенных ступенях редукторов для лучшей самоустановки $\beta \geq 30^\circ$ [2].

Для тихоходной ступени предварительно принимаем $\beta = 10^\circ$.

Тогда число зубьев шестерни 3

$$Z_3 = \frac{2 a_{\text{вр}} \cos \beta}{(u_T + 1) m_n} = \frac{2 \cdot 200 \cos 10^\circ}{(4,17 + 1) 3} = \frac{400 \cdot 0,9848}{15,51} = 25,4.$$

Принимаем $Z_3 = 25$. Из условий уменьшения шума и отсутствия подрезания зубьев рекомендуется [8] $Z_3 \geq 18$. Условие выполняется.

Число зубьев колеса 4

$$Z_4 = Z_3 u_T = 25 \cdot 4,17 = 104,3.$$

Принимаем $Z_4 = 104$.

Уточняем значения угла β :

$$\cos \beta = \frac{(Z_3 + Z_4) m_n}{2 a_{\text{вр}}} = \frac{(25 + 104) 3}{2 \cdot 200} = 0,9765.$$

$$\beta = 14,6475^\circ.$$

2.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФАКТИЧЕСКОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ.

$$u_{\text{т.ф}} = \frac{Z_4}{Z_3} = \frac{104}{25} = 4,16.$$

Отклонение $u_{\text{т.ф}}$ от u_T :

$$\Delta u = \frac{|u_{\text{т.ф}} - u_T| 100}{u_T} = \frac{|4,16 - 4,17|}{4,17} \cdot 100 = 0,24 \% < [\Delta u] = 4 \%$$

Примечание. При невыполнении условия $\Delta u < [\Delta u]$ следует пересчитать Z_1 и Z_2 , а в нашем случае необходимо было бы пересчитать Z_3 и Z_4 .

2.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

Диаметры делительные:

$$d_3 = \frac{m_n Z_3}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 25}{0,9675} = 77,519 \text{ мм};$$

$$d_4 = \frac{m_n Z_4}{\cos \beta} = \frac{3 \cdot 104}{0,9675} = 322,481 \text{ мм};$$

проверка: $\frac{d_3 + d_4}{2} = a_{\text{вр}}; \frac{77,519 + 322,481}{2} = 200 \text{ мм}.$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a3} = d_3 + 2m_n = 77,519 + 2 \cdot 3 = 83,519 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = d_4 + 2m_n = 322,481 + 2 \cdot 3 = 328,481 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин зубьев:

$$d_{f3} = d_3 - 2,5m_n = 77,519 - 2,5 \cdot 3 = 70,019 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = d_4 - 2,5m_n = 322,481 - 2,5 \cdot 3 = 314,981 \text{ мм}.$$

Ширина венца колеса 4

$$b_4 = \psi_{\beta a} a_{wT} = 0,4 \cdot 200 = 80 \text{ мм},$$

что соответствует нормальным линейным размерам по ряду $Ra 40$ (см. приложение, табл. П.10).

Ширина венца шестерни 3

$$b_3 = b_4 + (5 \dots 10) \text{ мм} = 80 + 5 = 85 \text{ мм},$$

что также соответствует нормальным линейным размерам.

Рабочая ширина венца шестерни $b_w = b_4 = 80 \text{ мм}$.

Тогда коэффициент $\psi_{\beta d}$

$$\psi_{\beta d} = \frac{b_w}{d_3} = \frac{80}{77,519} = 1,03,$$

Проверим условие

$$\psi_{\beta d} \leq \psi_{\beta d \max}; \quad (10)$$

$$\psi_{\beta d} = 1,03 < \psi_{\beta d \max} = 1,15,$$

где $\psi_{\beta d \max} = 1 \dots 1,25$ - см. приложение, табл. П.8

(в качестве расчетного принимаем $\psi_{\beta d \max} \approx 1,15$,

учитывая, что нагрузка привода является переменной).

Условие (10) выполняется.

Примечание. Следует обратить особое внимание на то обстоятельство, что при определении коэффициента $\psi_{\beta d}$ в качестве b_w принимают не полную ширину венца шестерни b_3 , а лишь ширину его рабочей части, как общую величину для шестерни и колеса, т.е. $b_w = b_4$.

ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ

2.8. ПРОВЕРКА ПРИГОДНОСТИ ЗАГОТОВОК ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС
И ОКОНЧАТЕЛЬНЫЙ ВЫБОР МАТЕРИАЛА ДЛЯ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Условие пригодности заготовки шестерни [I]:

$$D_{заг} \leq D_{пред} \quad , \quad (II)$$

где $D_{заг}$ - диаметр заготовки шестерни (рис. 2, а)

$$D_{заг} = d'_{аз} + 6 \text{ мм} = 83,519 + 6 = 89,519 \text{ мм};$$

$D_{пред}$ - предельное значение диаметра заготовки шестерни; для принятых вида термообработки (улучшение) и твердости шестерни $H_3 = 269 \dots 302 \text{ НВ}$ по табл. П.6 приложения находим, что ближайшим большим к величине $D_{заг} = 89,519 \text{ мм}$ является $D_{пред} = 125 \text{ мм}$ для стали 40Х.

Условие пригодности заготовки колеса (рис. 2, б) [I]:

$$C_{заг} , S_{заг} \leq S_{пред} \quad , \quad (I2)$$

где $C_{заг}$ - толщина заготовки диска колеса;

$S_{заг}$ - толщина заготовки обода колеса

$$C_{заг} = 0,5 b_2 ; S_{заг} = 8 \text{ т.}$$

а)



б)

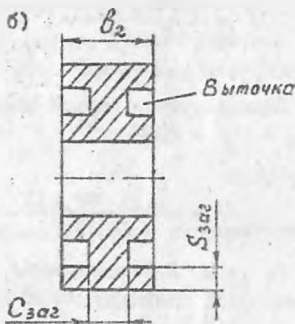


Рис. 2

При проверке условия (12) с величиной $S_{пред}$ сравнивают *большее* из значений $C_{заг}$ и $S_{заг}$. $S_{пред}$ принимают по табл. П.6 приложения.

В нашем примере для колеса имеем:

$$C_{заг} = 0,5 b_4 = 0,5 \cdot 80 = 40 \text{ мм};$$

$$S_{заг} = 8 m_n = 8 \cdot 3 = 24 \text{ мм}.$$

С предельно допустимой толщиной заготовки обода или диска $S_{пред}$ сравниваем толщину диска $C_{заг} = 40$ мм, как *большее* из двух значений $C_{заг}$ и $S_{заг}$.

С учетом того, что для принятого варианта I термообработки марки сталей одинаковы для шестерни и колеса (см. приложение, табл. П.5) по табл. П.6 принимаем для колеса ту же марку стали, что и для шестерни, а именно сталь 40Х, для которой при твердости $H_4 = 235 \dots 262$ НВ $S_{пред} = 125$ мм. Условие (17) выполнено.

Таким образом, в качестве материала для изготовления шестерни и колеса тихоходной ступени окончательно принимаем сталь 40Х.

2.9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ТОЧНОСТИ ПЕРЕДАЧИ

Окружная скорость V (м/с) шестерни и колеса одинакова и может быть определена по одной из формул

$$V = \frac{\pi d_3 n_3}{60 \cdot 10^3} \quad \text{или} \quad V = \frac{\pi d_4 n_4}{60 \cdot 10^3},$$

где d_3, d_4 - мм; n_3, n_4 - мин⁻¹.

Воспользуемся первой формулой. В нашем примере $d_3 = 77,519$ мм и $n_3 = n_{II} = 208$ мин⁻¹.

Тогда

$$V = \frac{3,14 \cdot 77,519 \cdot 208}{60 \cdot 10^3} = 0,84 \text{ м/с}.$$

По табл. П.11 приложения, исходя из $V = 0,84$ м/с, для непрямоугольных цилиндрических передач выбираем 9-ю степень точности, которая допускает окружную скорость зубчатых колес до 4 м/с.

2.10. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КОСОЗУБОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ

Окружная сила на делительном цилиндре в торцовом сечении

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_3}{d_3} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 243}{77,519} = 6269 \text{ Н} \quad (13)$$

где $T_3 = T_{II} = 243 \text{ Н} \cdot \text{м}$ - вращающий момент на шестерне 3.

Радиальная сила

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 6269 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{0,9675} = 2358 \text{ Н} \quad (14)$$

Осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 6269 \operatorname{tg} 14,64747^\circ = 1638 \text{ Н} \quad (15)$$

2. II. ОКОНЧАТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМОГО КОНТАКТНОГО НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ПРОВЕРОЧНОМ РАСЧЕТЕ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

Окончательная величина допускаемого контактного напряжения при проверочном расчете зубчатой передачи на контактную выносливость определяется согласно ГОСТ 21354-87 по формуле

$$[\sigma_H] = \frac{\sigma_{H\text{lim}} Z_N}{S_H} Z_R Z_V \quad (16)$$

где Z_R - коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев:

при $Ra = 1,25 \dots 0,63 \text{ мкм}$ $Z_R = 1$;
 при $Ra = 2,5 \dots 1,25 \text{ мкм}$ $Z_R = 0,95$;
 при $Ra = 10 \dots 2,5 \text{ мкм}$ $Z_R = 0,9$.

По [1], табл. 22.3 с. 323-324 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;

Z_V - коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости:

при твердости $H \leq 350 \text{ НВ}$ $Z_V = 0,85 V^{0,1}$;
 при твердости $H > 350 \text{ НВ}$ $Z_V = 0,925 V^{0,05}$;

Примечание. При $V \leq 5 \text{ м/с}$ $Z_V = 1$.

Тогда для шестерни 3 :

$$Z_{R3} = 0,9 \quad \text{при } Ra = 3,2 \text{ мкм для 9-й степени точности;}$$

$$Z_{V3} = I, \quad \text{так как } V = 0,84 \text{ м/с} < 5 \text{ м/с;}$$

$$[\sigma_H]_3 = \frac{\sigma_{Hlim3} Z_{N3}}{S_{H3}} Z_{R3} Z_{V3} = \frac{642 \cdot 0,93}{1,1} \cdot 0,9 \cdot I = 469 \text{ МПа.}$$

Для колеса 4

$$Z_{R4} = 0,9;$$

$$Z_{V4} = I;$$

$$[\sigma_H]_4 = \frac{\sigma_{Hlim4} Z_{N4}}{S_{H4}} Z_{R4} Z_{V4} = \frac{568 \cdot 0,98}{1,1} \cdot 0,9 \cdot I = 455 \text{ МПа.}$$

Таким образом, окончательные величины допускаемых контактных напряжений для шестерни 3 $[\sigma_H]_3$ и колеса 4 $[\sigma_H]_4$ остались такими же, как и при проектном расчете (см. п.2.2).

Соответственно прежней останется и окончательная величина расчетного допускаемого контактного напряжения $[\sigma_H] = 455 \text{ МПа}$.

Примечание: Если окончательные величины допускаемых контактных напряжений для шестерни и колеса отличаются от предварительно рассчитанных, определяется новое значение $[\sigma_H]$ в соответствии с рекомендациями, изложенными в п. 2.2 [см. формулы (6) и (7)].

2.12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА НАГРУЗКИ

Коэффициент нагрузки при расчете на контактную выносливость

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\gamma}, \quad (17)$$

где $K_{H\alpha}$ - коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для косозубых передач $K_{H\alpha}$ принимают по табл. П 12 приложения в зависимости от окружной скорости V и степени точности передачи;

$K_{H\beta}$ - см. п.2.3;

$K_{H\gamma}$ - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении

$$K_{H\gamma} = 1 + \psi_H, \quad (18)$$

\dot{V}_H - динамическая добавка; в общем виде для передачи, состоящей из шестерни 1 и колеса 2, динамическая добавка может быть определена по формуле

$$\dot{V}_H = \frac{\omega_{H\dot{V}} \delta_w}{F_t} \quad (19)$$

$\omega_{H\dot{V}}$ - удельная окружная динамическая сила, Н/мм ;

$\delta_w = \delta_2$, мм; F_t - Н.

Согласно ГОСТ 21354-87 величина $\omega_{H\dot{V}}$ рассчитывается по формуле

$$\omega_{H\dot{V}} = \sigma_H g_o V \sqrt{\frac{a_w}{U}} \quad (20)$$

где σ_H - коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев при расчете на контактную выносливость (см. приложение, табл. П.13);

g_o - коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (см. приложение, табл. П.14);

V - м/с; a_w - мм.

Примечание. Если значение $\omega_{H\dot{V}}$, вычисленное по формуле (20), превышает предельное значение, указанное в табл. П.15 приложения, его следует принимать равным этому предельному значению.

В нашем примере:

$K_{H\alpha} = 1,13$ для $V = 0,84$ м/с и степени точности 9 (см. приложение, табл. П.12);

$K_{H\beta} = 1,11$ для окончательно полученного значения $V_{\delta d} = 1,03$ (см. [3], рис. 8.16, с. 130).

Рассчитаем коэффициент $K_{H\dot{V}}$.

По формуле (20)

$$\begin{aligned} \omega_{H\dot{V}} &= \sigma_H g_o V \sqrt{\frac{a_{wt}}{U_{т.ф}}} = 0,02 \cdot 7,3 \cdot 0,84 \times \\ &\times \sqrt{\frac{200}{4,16}} = 0,85 \text{ Н/мм,} \end{aligned}$$

что меньше предельного значения $\omega_{H\dot{V}}^*$ по табл. П.15 приложения.

По формуле (19)

$$\nu_H = \frac{W_{HV} \cdot \delta_{W4}}{F_t} = \frac{0,85 \cdot 80}{6269} = 0,01$$

По формуле (18) $K_{HV} = 1 + \nu_H = 1 + 0,01 = 1,01$.

Тогда коэффициент нагрузки по формуле (17)

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{HV} = 1,13 \cdot 1,11 \cdot 1,01 = 1,27$$

2.13. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

Условие контактной выносливости согласно ГОСТ 21354-87

$$\sigma_H = Z_E Z_H Z_\epsilon \sqrt{\frac{F_t K_H}{b_w d_1} \cdot \frac{u+1}{u}} \leq [\sigma_H], \quad (21)$$

где Z_E - коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес; для стали при $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа $Z_E = 190$;

Z_H - коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полсе зацепления

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_\delta}{\operatorname{tg} \alpha_{t\omega}}} \quad (22)$$

α_t - делительный угол профиля в торцовом сечении

$$\alpha_t = \arccos \operatorname{tg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta}; \quad (23)$$

β_δ - основной угол наклона

$$\beta_\delta = \arcsin (\sin \beta \cdot \cos 20^\circ); \quad (24)$$

$\alpha_{t\omega}$ - угол зацепления

$$\operatorname{inv} \alpha_{t\omega} = \operatorname{inv} \alpha_t + \frac{2(x_1 + x_2) \operatorname{tg} 20^\circ}{Z_1 + Z_2} \quad (25)$$

Примечание. При коэффициентах смещения шестерни и колеса $x_1 + x_2 = 0$ $\alpha_{t\omega} = \alpha_t$;

Z_ϵ - коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий:

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3}} \quad \text{для} \quad \epsilon_\beta = 0; \quad (26)$$

$$Z_\epsilon = \sqrt{\frac{(4 - \epsilon_\alpha)(1 - \epsilon_\beta)}{3} + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}} \quad \text{для} \quad \epsilon_\beta < 1; \quad (27)$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_{\alpha}}} \quad \text{для } \varepsilon_{\beta} \geq 1, \quad (28)$$

ε_{β} - коэффициент осевого перекрытия

$$\varepsilon_{\beta} = \frac{b_w}{p_x} \quad (29)$$

b_w - рабочая ширина венца; $b_w = b_2$, здесь b_2 - ширина венца колеса, мм;

p_x - осевой шаг, мм

$$p_x = \frac{\sqrt{m_n}}{\sin \beta} \quad (30)$$

ε_{α} - коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_{\alpha} = \varepsilon_{\alpha 1} + \varepsilon_{\alpha 2} \quad (31)$$

$\varepsilon_{\alpha 1}, \varepsilon_{\alpha 2}$ - составляющие коэффициента торцового перекрытия, определяемые начальными головками и зубьев, соответственно шестерни и колеса:

$$\varepsilon_{\alpha 1} = \frac{z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{tw})}{2 \pi} \quad ; \quad (32)$$

$$\varepsilon_{\alpha 2} = \frac{z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{tw})}{2 \pi} \quad ; \quad (33)$$

$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} \quad ; \quad d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t \quad (34)$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} \quad ; \quad d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t \quad (35)$$

Примечание. Для передач без смещения при $\beta < 20^\circ$

$$\varepsilon_{\alpha} \approx \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cos \beta \quad (36)$$

Далее в формуле (21):

F_t - Н; b_w - мм; d_f - мм; $u = u_{\varphi}$; σ_H и $[\sigma_H]$ - МПа.

В нашем примере имеем:

$Z_{\varepsilon} = 190$ т.к. шестерня 3 и колесо 4 выполнены из стали 40Х.

По формуле (23)

$$\alpha_t = \text{arc tg } \frac{\text{tg } 20^\circ}{\cos \beta} = \text{arc tg } \frac{0,3640}{0,9675} = 20,6177^\circ.$$

Так как $\lambda_3 + \lambda_4 = 0$, то

$$\alpha_{tw} = \alpha_t = 20,6177^\circ.$$

По формуле (24)

$$\begin{aligned} \beta_e &= \text{arc sin}(\sin \beta \cdot \cos 20^\circ) = \text{arc sin}(0,2529 \cdot 0,9397) = \\ &= 13,7479^\circ, \end{aligned}$$

По формуле (22)

$$\begin{aligned} Z_H &= \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_e}{\text{tg } \alpha_{tw}}} = \\ &= \frac{1}{0,9360} \sqrt{\frac{2 \cdot 0,9714}{0,3762}} = 2,43. \end{aligned}$$

По формуле (30)

$$\rho_x = \frac{\tilde{m}_n}{\sin \beta} = \frac{3,14 \cdot 3}{0,2529} = 37,25 \text{ мм.}$$

По формуле (29), приняв $\delta_w = \delta_4 = 80$ мм:

$$\varepsilon_\beta = \frac{\delta_w}{\rho_x} = \frac{80}{37,25} = 2,15.$$

Так как тихоходная ступень выполнена без смещения и $\beta < 25^\circ$, то по формуле (36)

$$\begin{aligned} \varepsilon_\alpha &= \left[1,26 - 3,2 \left(\frac{1}{Z_3} + \frac{1}{Z_4} \right) \right] \cos \beta = \\ &= \left[1,68 - 3,2 \left(\frac{1}{25} + \frac{1}{104} \right) \right] \cdot 0,9675 = 1,67. \end{aligned}$$

Так как $\varepsilon_\beta > 1$, то Z_ε определяем по формуле (26):

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} = \sqrt{\frac{1}{1,67}} = 0,77.$$

Тогда окончательно по условию (21)

$$\begin{aligned} \sigma_H &= Z_E Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H}{\delta_4 d_3} \cdot \frac{u_{т.ф} + 1}{u_{т.ф}}} \\ &= 190 \cdot 2,43 \cdot 0,77 \sqrt{\frac{6269 \cdot 1,27}{80 \cdot 77,519} \cdot \frac{4,16 + 1}{4,16}} \\ &= 449 \text{ МПа} < [\sigma_H] = 455 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Условие контактной выносливости передачи выполняется.

Примечания: 1. Перегрузка передачи ($\sigma_H > [\sigma_H]$) согласно М.Н.Иванова [3] должна быть не более 4 %, т.е.

$$\Delta \sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma_H]}{[\sigma_H]} \cdot 100 \% \leq [\Delta \sigma_H] = 4 \% \quad (37)$$

2. Если σ_H превышает $[\sigma_H]$ более, чем на 4 %, то следует увеличить в общем случае ширину венца колеса δ_2 (в нашем случае $\delta_2 = \delta_2'$), приняв новое значение δ_2' по формуле

$$\delta_2' = \delta_2 \left(\frac{\sigma_H}{[\sigma_H]} \right)^2 \quad (28)$$

и опять проверить условие контактной выносливости (21), уточнив при этом коэффициенты, зависящие от нового значения δ_2' , а именно: Z_ε , $K_{H\delta}$, $K_{H\psi}$ и соответственно коэффициент нагрузки K_H . При этом в обязательном порядке должно выполняться условие (10)

$$\gamma_{\delta d} = \frac{\delta_w'}{d_1} \leq \gamma_{\delta d \max}$$

где δ_w' - и вое значение рабочей ширины венца шестерни

$$\delta_w' = \delta_2'$$

3. Если увеличение ширины венца колеса не дает должного результата, т.е. перегрузка и в данном случае окажется более, чем 4 %, то необходимо увеличить межосевое расстояние a_w или принять другой вариант термообработки.

2.14. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМОГО НАПРЯЖЕНИЯ ИЗГИБА ПРИ РАСЧЕТЕ ЗУБЬЕ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

Допускаемое напряжение изгиба на переходной поверхности зуба, не вызывающее усталостного разрушения материала, опреде-

ляют согласно ГОСТ 21354-87 по формуле

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \text{ lim}} Y_N}{S_F} Y_R Y_X Y_\sigma Y_A \quad (39)$$

где $\sigma_{F \text{ lim}}$ - предел выносливости-зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, МПа (см. [2], табл. 10.9, с.187);

Y_N - коэффициент долговечности при расчете на изгиб (см. ниже);

S_F - коэффициент запаса прочности (принимается по той же таблице, что и $\sigma_{F \text{ lim}}$);

Y_R - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности; при зубофрезеровании и шлифовании с $Rz \leq 40$ мкм $Y_R = 1$; при полировании Y_R см. ГОСТ 21354-87;

Y_X - коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса

$$Y_X = 1,05 - 0,000125 d \quad (40)$$

d - делительный диаметр в мм;

Y_σ - коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений

$$Y_\sigma = 1,082 - 0,172 \lg m_n \quad (41)$$

m_n - нормальный модуль в мм;

Y_A - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки; при одностороннем приложении нагрузки (для неревверсивных передач) $Y_A = 1$; при двустороннем приложении нагрузки (для реверсивных передач) $Y_A = 0,7 \dots 0,8$ [3], здесь большие значения при $H > 350$ НВ.

Коэффициент долговечности Y_N определяют по формуле

$$Y_N = \sqrt{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_K}} \geq 1, \text{ но } \leq Y_{N \text{ max}} \quad (42)$$

где $N_{F \text{ lim}}$ - базовое число циклов напряжений; для всех сталей

$$N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6;$$

N_K - число циклов напряжений

$$N_K = 60 \text{ с п } L_h \mu_F \quad (43)$$

Обозначения величин C , n и L_h - см. пояснения к формуле (3); μ_F - см. приложение, табл. П.7.

Согласно [3]:

$q_F = 6$; $Y_{Nmax} = 2$ - при $H < 350$ НВ, а также для зубчатых колес со шлифованной переходной поверхностью зубьев;

$q_F = 9$ $Y_{Nmax} = 1,6$ - при $H > 350$ НВ и нешлифованной поверхностью.

Если $N_K \geq N_{F\lim}$, то принимают $Y_N = 1$. Если же $N_K < N_{F\lim}$, то Y_N рассчитывают по формуле (42) при соответствующем значении q_F и если получилось $Y_N \geq Y_{Nmax}$, то принимают $Y_N = Y_{Nmax}$.

Для зубчатой передачи, состоящей из шестерни 1 и колеса 2, допускаемые напряжения изгиба рассчитывают отдельно для зубьев шестерни и колеса:

шестерня 1

$$[\sigma_F]_1 = \frac{\sigma_{F\lim 1} Y_{N1}}{S_{F1}} Y_{R1} Y_{X1} Y_\beta Y_A ;$$

колесо 2

$$[\sigma_F]_2 = \frac{\sigma_{F\lim 2} Y_{N2}}{S_{F2}} Y_{R2} Y_{X2} Y_\beta Y_A .$$

Определим в нашем примере допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни 3 и колеса 4.

По [2], табл. 10.9 с.187 для принятой термообработки (улучшение):

$$\sigma_{F\lim 3} = 1,75 H_{HB3} = 1,75 \cdot 286 = 501 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\lim 4} = 1,75 H_{HB4} = 1,75 \cdot 249 = 436 \text{ МПа};$$

$$S_{F3} = S_{F4} = 1,7.$$

Принимаем $q_F = 6$ и $Y_{Nmax} = 2$, т.к. H_3 и $H_4 < 350$ НВ.

По формуле (43):

$$N_{K3} = 60 C_3 n_3 L_h \mu_F = 60 \cdot 1 \cdot 208 \cdot 15000 \cdot 0,63 \approx 118 \cdot 10^6;$$

$$N_{K4} = 60 C_4 n_4 L_h \mu_F = 60 \cdot 1 \cdot 50 \cdot 15000 \cdot 0,63 \approx 28 \cdot 10^6.$$

Так как

$$N_{K3} = 118 \cdot 10^6 > N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$$

и

$$N_{K4} = 28 \cdot 10^6 > N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6,$$

то

$$Y_{N3} = 1 \quad \text{и} \quad Y_{N4} = 1.$$

Далее :

$$Y_{R3} = Y_{R4} = 1.$$

По формуле (40):

$$Y_{X3} = 1,05 - 0,000125 d_3^2 = 1,05 - 0,000125 \cdot 77,519 = 1,04;$$

$$Y_{X4} = 1,05 - 0,000125 d_4^2 = 1,05 - 0,000125 \cdot 322,481 = 1,01.$$

По формуле (41):

$$Y_{\sigma} = 1,082 - 0,172 \lg m_n = 1,082 - 0,172 \cdot 3 \approx 1.$$

Принимаем $Y_A = 1$, так как привод неререверсивен.

Тогда допускаемое напряжение изгиба:

для шестерни 3

$$\begin{aligned} [\sigma_F]_3 &= \frac{\sigma_{F \text{ lim}3} Y_{N3}}{S_{F3}} Y_{R3} Y_{X3} Y_{\sigma} Y_A = \\ &= \frac{501 \cdot 1}{1,7} \cdot 1 \cdot 1,04 \cdot 1 \cdot 1 = 306 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

для колеса 4

$$\begin{aligned} [\sigma_F]_4 &= \frac{\sigma_{F \text{ lim}4} Y_{N4}}{S_{F4}} Y_{R4} Y_{X4} Y_{\sigma} Y_A = \\ &= \frac{436 \cdot 1}{1,7} \cdot 1 \cdot 1,01 \cdot 1 \cdot 1 = 259 \text{ МПа} \end{aligned}$$

2.13. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА НАГРУЗКИ

Коэффициент нагрузки при расчете зубьев на выносливости при изгибе

$$K_F = K_{Fa} K_{F\beta} K_{Fv}, \quad (44)$$

Физический смысл коэффициентов K_{Fa} , $K_{F\beta}$ и K_{Fv} тот же, что и коэффициентов K_{Ha} , $K_{H\beta}$ и K_{Hv} (здесь индекс "F" обозначает, что эти коэффициенты используются при расчете зубьев

на изгиб).

При этом:

$K_{F\alpha}$ - см. приложение, табл. П.12;

$K_{F\beta}$ - см. [3], рис. 8.15, с. 130;

$$K_{FV} = 1 + \psi_F, \quad (45)$$

где ψ_F - динамическая добавка

$$\psi_F = \frac{\omega_{FV} \beta_w}{F_t}, \quad (46)$$

ω_{FV} - удельная окружная динамическая сила, Н/мм

$$\omega_{FV} = \sigma_F g_o V \sqrt{\frac{a_w}{u}}, \quad (47)$$

$\sigma_F = 0,06$ - для косозубых передач;

g_o - см. приложение, табл. П.14;

V - м/с; a_w - мм.

В нашем примере:

$K_{F\alpha} = 1,35$ для $V = 0,84$ м/с и 9-й степени точности (см. приложение, табл. П.12);

$K_{F\beta} = 1,23$ для $\psi_{\beta d} = 1,03$ и кривой III при $H_2 < 350$ Нз (см. [3], рис. 8.15, с.130);

по формуле (44)

$$\begin{aligned} \omega_{FV} &= \sigma_F g_o V \sqrt{\frac{a_{wT}}{u_{T,\Phi}}} = 0,06 \cdot 7,3 \cdot 0,84 \sqrt{\frac{200}{4,16}} = \\ &= 2,55 \text{ Н/мм;} \end{aligned}$$

по формуле (46)

$$\psi_F = \frac{\omega_{FV} \beta_4}{F_t} = \frac{2,55 \cdot 80}{6269} = 0,03;$$

по формуле (45)

$$K_{FV} = 1 + \psi_F = 1 + 0,03 = 1,03.$$

Тогда коэффициент нагрузки по формуле (44)

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} = 1,35 \cdot 1,23 \cdot 1,03 = 1,71.$$

2.16. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

Условие выносливости зубьев при изгибе согласно ГОСТ 21354-87

$$\sigma_F = \frac{F_t}{\beta m_n} K_F Y_{FS} Y_\beta Y_\epsilon \leq [\sigma_F], \quad (48)$$

где Y_{FS} - коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_v} - 29,7 \frac{x}{Z_v} + 0,092 x^2; \quad (49)$$

при коэффициенте смещения $x = 0$

$$Y_{FS} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_v}; \quad (50)$$

$$Z_v = \frac{Z}{\cos^3 \beta} \quad (51)$$

Z_v - эквивалентное число зубьев;

Y_β - коэффициент, учитывающий наклон зуба; для косозубых передач

$$Y_\beta = 1 - \epsilon_\beta \frac{\beta}{120} \geq 0,7, \quad (52)$$

ϵ_β - см. формулу (29);

β - град;

Y_ϵ - коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев; для косозубых передач:

$$\text{при } \epsilon_\beta < 1 \quad Y_\epsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\epsilon_\alpha}; \quad (53)$$

$$\text{при } \epsilon_\beta \geq 1 \quad Y_\epsilon = \frac{1}{\epsilon_\alpha}; \quad (54)$$

ϵ_α - см. формулу (31) или (36).

Условие (48) рассматривают отдельно для шестерни и колеса. При этом в общем виде для зубчатой передачи, состоящей из шестерни 1 и колеса 2:

$$\sigma_{F1} = \frac{F_t}{\beta_1 m_n} K_F Y_{FS1} Y_\beta Y_\epsilon \leq [\sigma_F]_1;$$

$$\sigma_{F2} = \frac{F_t}{\beta_2 m_n} K_F Y_{FS2} Y_\beta Y_\epsilon \leq [\sigma_F]_2.$$

В нашем примере для шестерни 3 и колеса 4:

по формуле (51):

$$Z_{3v} = \frac{Z_3}{\cos^3 \beta} = \frac{25}{0,9675^3} = 27,6 \approx 28;$$

$$Z_{4v} = \frac{Z_4}{\cos^3 \beta} = \frac{104}{0,9675^3} = 114,8 \approx 115;$$

по формуле (50):

$$Y_{FS3} = 3,47 + \frac{13}{Z_{3v}} = 3,47 + \frac{13}{28} = 3,93;$$

$$Y_{FS4} = 3,47 + \frac{13}{Z_{4v}} = 3,47 + \frac{13}{115} = 3,58;$$

по формуле (52):

$$Y_{\beta} = 1 - \varepsilon_{\beta} \frac{\beta}{120} = 1 - 2,15 \frac{14,6475^{\circ}}{120} = 0,74 > 0,7,$$

где $\varepsilon_{\beta} = 2,15$ - см. п. 2.13;

по формуле (54) при $\varepsilon_{\beta} > 1$:

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,67} = 0,60,$$

где $\varepsilon_{\alpha} = 1,67$ - см. п. 2.13.

Тогда условие (48):

для шестерни 3

$$\begin{aligned} \sigma_{F3} &= \frac{F_t}{b_3 m_n} K_F Y_{FS3} Y_{\beta} Y_{\varepsilon} = \\ &= \frac{6269}{85 \cdot 3} \cdot 1,71 \cdot 3,93 \cdot 0,74 \cdot 0,6 = 73 \text{ МПа} < \end{aligned}$$

$$< [\sigma_F]_3 = 306 \text{ МПа};$$

для колеса 4

$$\begin{aligned}\sigma_{F4} &= \frac{F_t}{b_4 m_n} K_F Y_{FS4} Y_\beta Y_\epsilon = \\ &= \frac{6269}{80 \cdot 3} \cdot 1,71 \cdot 3,58 \cdot 0,74 \cdot 0,6 = 71 \text{ МПа} < \\ &< [\sigma_F]_4 = 259 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

Условия выносливости зубьев шестерни 3 и колеса 4 при изгибе выполняются. Небольшие величины напряжений σ_{F3} и σ_{F4} показывают, что основным критерием работоспособности тихоходной ступени является контактная выносливость, а не выносливость зубьев по изгибу.

2.1. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ ДЕЙСТВИИ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

Цель данного расчета – проверка статической прочности зубьев при кратковременных перегрузках, не учтенных при расчете на контактную выносливость.

Проверочный расчет передачи на контактную прочность при перегрузке выполняют по условию

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{пуск}}{T}} \leq [\sigma_{Hmax}], \quad (55)$$

где σ_{Hmax} – максимальное контактное напряжение при перегрузке, МПа;

σ_H – фактическое контактное напряжение, полученное при расчете передачи на контактную выносливость (см. п. 2.13), МПа;

$\frac{T_{пуск}}{T}$ – кратковременная перегрузка привода (см. исходные данные);

$[\sigma_{Hmax}]$ – предельно допустимое контактное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя, МПа.

По ГОСТ 21354-87 принимают:

а) для зубчатых колес, подвергнутых нормализации, улучшению или объемной закалке

$$[\sigma_{Hmax}] = 2,8 \sigma_T.$$

где σ_T - предел текучести материала, МПа (см. приложение, таблица П.6);

б) для зубьев, подвергнутых цементации или контурной закалке

$$[\sigma_{H \max}] = 44 H_{HRC},$$

в) для азотированных зубьев

$$[\sigma_{H \max}] = 3 H_{HV}.$$

где H_{HRC} и H_{HV} - твердости в единицах HRC и HV .

Величину $[\sigma_{H \max}]$ определяют обычно для менее прочного зубчатого колеса.

В нашем примере менее прочным является колесо 4, для которого по табл. П.6 приложения $\sigma_T = 640$ МПа (для стали 40Х при $H_{\phi} = 235 \dots 262$ НВ).

Тогда

$$[\sigma_{H \max}] = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 640 = 1792 \text{ МПа.}$$

Проверим условие (55):

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \sqrt{\frac{T_{\text{пуск}}}{T}} = 449 \sqrt{1,3} = 512 \text{ МПа} < \\ < [\sigma_{H \max}] = 1792 \text{ МПа.}$$

Условие (55) выполняется.

2.18. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ПРИ ИЗГИБЕ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

Цель данного расчета - проверка статической прочности зубьев при кратковременных перегрузках, не учтенных при расчете зубьев на выносливость при изгибе.

Проверочный расчет передачи при изгибе максимальной нагрузкой выполняют по условию

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \frac{T_{\text{пуск}}}{T} \leq [\sigma_{F \max}], \quad (56)$$

где $\sigma_{F \max}$ - максимальное напряжение изгиба при кратковременной перегрузке передачи, МПа;

σ_F - фактическое напряжение изгиба на переходной поверхности зуба, не вызывающее усталостного разрушения материала, МПа;

$[\sigma_{Fmax}]$ - предельное допускаемое напряжение изгиба, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба, МПа, принимаемое по [3], табл. 8.9, с. 168 или рассчитываемое согласно [3]:

$$[\sigma_{Fmax}] \approx 0,8 \sigma_T \quad \text{при} \quad H \leq 350 \text{ НВ};$$

$$[\sigma_{Fmax}] \approx 0,6 \sigma_B \quad \text{при} \quad H > 350 \text{ НВ}$$

(здесь σ_B - предел прочности материала, МПа, принимаемый по табл. 1 2-й части методических указаний).

Проверочный расчет по условию (56) проводят отдельно для шестерни и колеса.

В нашем примере :

для шестерни 3

$$\sigma_{F3max} = \sigma_{F3} \frac{T_{пуск}}{T} = 73 \cdot 1,3 = 95 \text{ МПа} <$$

$$< [\sigma_{F3max}] = 600 \text{ МПа,}$$

где $[\sigma_{F3max}] = 0,8 \cdot 750 = 600 \text{ МПа};$

$\sigma_T = 750 \text{ МПа}$ - см. приложение, табл. П.6 для стали 40Х
при $H_3 = 269 \dots 302 \text{ НВ};$

для колеса 4

$$\sigma_{F4max} = \sigma_{F4} \frac{T_{пуск}}{T} = 71 \cdot 1,3 = 92 \text{ МПа} <$$

$$< [\sigma_{F4max}] = 512 \text{ МПа,}$$

где $[\sigma_{F4max}] = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 640 = 512 \text{ МПа};$

$\sigma_T = 640 \text{ МПа}$ - см. приложение, табл. П.6 для стали 40Х
при $H_4 = 235 \dots 262 \text{ НВ}.$

Условие (56) выполняется как для шестерни 3, так и для колеса 4.

Примечание. По [3], табл. 8.9, с. 168 при улучшении ($H = 180 \dots 350 \text{ НВ}$) для стали 40Х $[\sigma_{Fmax}] = 2,74 \text{ НВ}$. Тогда $[\sigma_{F3max}] = 2,74 \text{ НВ}_3 = 2,74 \cdot 286 = 784 \text{ МПа};$ $[\sigma_{F4max}] = 2,74 \text{ НВ}_4 = 2,74 \cdot 249 = 682 \text{ МПа}$ что также больше σ_{F3max} и σ_{F4max} .

3. РАСЧЕТ БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ РЕДУКТОРА

Быстроходная ступень редуктора, как и тихоходная, является косозубой (см. рис.1). Она состоит из шестерни 1 с числом зубьев Z_1 и колеса 2 с числом зубьев Z_2 . Соответственно при расчете параметрам шестерни приписываем индекс 1, а параметрам колеса - 2.

Расчет быстроходной ступени соосного редуктора рекомендуется проводить в следующей последовательности.

ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ

3.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕЖОСЕВОГО РАССТОЯНИЯ

Для соосных редукторов межосевое расстояние быстроходной ступени $a_{вб}$ равно межосевому расстоянию тихоходной ступени $a_{вт}$, т.е.

$$a_{вб} = a_{вт} = 200 \text{ мм.}$$

3.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОДУЛЯ ПЕРЕДАЧИ

Как и для тихоходной ступени, нормальный модуль зацепления быстроходной ступени определяем из условия

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_{вб} = (0,01 \dots 0,02) 200 = 2 \dots 4 \text{ мм.}$$

Учитывая, что быстроходная ступень является менее нагруженной, чем тихоходная, принимаем для быстроходной ступени

$$m_n = 2 \text{ мм.}$$

При этом выполняется условие (9)

$$m_n = 2 \text{ мм} > m_{min} = 1,5 \text{ мм.}$$

3.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ УГЛА НАКЛОНА ЗУБЬЕВ, А ТАКЖЕ ЧИСЛА ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

Предварительно принимаем угол наклона зубьев для быстроходной ступени $\beta = 10^\circ$. Тогда $\cos \beta = \cos 10^\circ = 0,9848$.

Число зубьев шестерни 1

$$Z_1 = \frac{2 a_{вб} \cos \beta}{(u_b + 1) m_n} = \frac{2 \cdot 200 \cdot 0,9848}{(4,63 + 1) 2} = 34,96.$$

Принимаем $Z_1 = 35$.

При этом

$$Z_1 = 35 > Z_{min} = 18 \text{ согласно рекомендации [8].}$$

Число зубьев колеса 2

$$Z_2 = Z_1 u_B = 35 \cdot 4,63 = 162,05.$$

Принимаем $Z_2 = 162$.

Уточняем значения угла β :

$$\cos \beta = \frac{(Z_1 + Z_2) m_n}{2 a_{WB}} = \frac{(35 + 162) 2}{2 \cdot 200} = 0,9850$$

$$\beta = 9,9364^\circ.$$

3.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФАКТИЧЕСКОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ

$$u_{Б.ф} = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{162}{35} = 4,63,$$

что не отличается от ранее принятого u_B .

3.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

Диаметры делительные:

$$d_1 = \frac{m_n Z_1}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 35}{0,985} = 71,066 \text{ мм};$$

$$d_2 = \frac{m_n Z_2}{\cos \beta} = \frac{2 \cdot 162}{0,985} = 328,934 \text{ мм}.$$

Проверка:

$$\frac{d_1 + d_2}{2} = a_{WB}; \quad \frac{71,066 + 328,934}{2} = 200 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2 m_n = 71,066 + 2 \cdot 2 = 75,066 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 m_n = 328,934 + 2 \cdot 2 = 332,934 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 m_n = 71,066 - 2,5 \cdot 2 = 66,066 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5 m_n = 328,934 - 2,5 \cdot 2 = 323,934 \text{ мм}.$$

Учитывая, что характерной особенностью соосных редукторов является значительная недогрузка быстроходных ступеней, принимаем коэффициент ширины шестерни по диаметру $\psi_{\delta d}$ для быстроходной ступени в два раза меньше, чем для тихоходной.

Так как для тихоходной ступени $\psi_{\delta d} = 1,03$ (см. п. 2.7), то для быстроходной ступени $\psi_{\delta d} = 0,5 \cdot 1,03 = 0,52$.

Условие (10) для быстроходной ступени выполняется:

$$\psi_{\delta d} = 0,52 < \psi_{\delta d \max} = 1,$$

где $\psi_{\delta d \max} = 1$ - см. табл. П.8 приложения для несимметричного расположения зубчатых колес быстроходной ступени относительно опор при H_1 и $H_2 < 350$ НВ, а также с учетом примечания 3.

Тогда коэффициент $\psi_{\delta a}$

$$\psi_{\delta a} = \frac{2 \psi_{\delta d}}{U_{\text{б.ф}} + 1} = \frac{2 \cdot 0,52}{4,63 + 1} = 0,185.$$

Принимаем $\psi_{\delta a} = 0,20$.

Ширина венца колеса 2

$$b_2 = \psi_{\delta a} a_{\text{вб}} = 0,2 \cdot 200 = 40 \text{ мм},$$

что соответствует нормальным линейным размерам по ряду $Ka 40$ (см. приложение, табл. II.10).

Ширина венца шестерни 1

$$b_1 = b_2 + (5 \dots 10) \text{ мм} = 40 + 5 = 45 \text{ мм},$$

что также соответствует нормальным линейным размерам.

Приним рабочую ширину венца шестерни $b_w = b_2 = 40$ мм, уточняяем $\psi_{\delta d}$:

$$\psi_{\delta d} = \frac{b_w}{d_1} = \frac{40}{71,066} = 0,56 < \psi_{\delta d \max} = 1.$$

Как и прежде, условие выполняется.

3.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ РАЗМЕРОВ ЗАГОТОВКИ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ВЫБОР МАТЕРИАЛА ДЛЯ ИХ ИЗГОТОВЛЕНИЯ

Диаметр заготовки шестерни 1 (рис. 2,а)

$$D_{3a2} = d_{a1} + 6 \text{ мм} = 75,066 + 6 = 81,066 \text{ мм}.$$

Толщина заготовки диска колеса (рис. 2,б)

$$S_{1a2} = 0,5 b_2 = 0,5 \cdot 40 = 20 \text{ мм}.$$

Толщина заготовки обода колеса (рис. 2, б)

$$S_{заг} = 8 m_n = 8 \cdot 2 = 16 \text{ мм.}$$

Как и для тихоходной ступени, используем в качестве материала зубчатых колес быстроходной ступени сталь с твердостью $H \leq 350$ НВ и термообработкой по варианту I (см. приложение, табл. П.5): термообработка колеса 2 - улучшение, твердость 235...262 НВ, термообработка шестерни - улучшение, твердость 269...302 НВ.

Для выбора материала шестерни I сравниваем $D_{заг}$ и $D_{пред}$ по условию (II). Исходя из $D_{заг} = 61,066$ мм по табл. П.6 приложения для улучшения при $H_1 = 269...302$ НВ наиболее подходит сталь 40X с $D_{пред} = 125$ мм.

Для выбора материала колеса 2 сравним, как наибольшую из двух величин $C_{заг}$ и $S_{заг}$, величину $C_{заг} = 20$ мм с $S_{пред}$ для улучшения при $H_2 = 235...262$ НВ. Так как для варианта I термообработки материалы должны быть одинаковы для шестерни и колеса, то принимаем в качестве материала колеса 2, как и для шестерни I, сталь 40X с $S_{пред} = 125$ мм.

Условие (12) для колеса 2 выполняется, так как

$$C_{заг} = 20 \text{ мм} < S_{пред} = 125 \text{ мм.}$$

Таким образом, для изготовления зубчатых колес быстроходной ступени, как и для тихоходной ступени, принята сталь 40X, что является целесообразным с точки зрения унификации.

П Р О В Е Р О Ч Н Ы Й Р А С Ч Е Т

Проверочный расчет косозубой быстроходной ступени проводится так же, как и косозубой тихоходной ступени (см. п.п. 2.9... 2.18). Единственное, следует отметить, что при проверке быстроходной ступени на контактную выносливость по условию (II) (см. п. 2.13), фактическое контактное напряжение σ_H может оказаться значительно ниже допустимого $[\sigma_H]$, что является характерным для быстроходных ступеней соосных редукторов.

4. ВЫБОР СИСТЕМЫ СМАЗКИ СООСНОГО РЕДУКТОРА

Как уже указывалось в п. 1.3, для проектируемого соосного редуктора используем наиболее распространенный способ смазки - картерный непроточный (окунанием зубьев колес в масло, залитое в корпус). Картерную систему смазывания применяют при окружной скорости колес до 12,5 м/с [1,2,5,6].

Для соосных редукторов с валами, расположенными в горизонтальной плоскости, рекомендуется [1,5] погружать в масло колесо (а не шестерню) как тихоходной ступени, так и быстроходной.

Рассмотрим рекомендации различных авторов относительно глубины погружения в масло цилиндрических колес.

Д.Н.Решетов [2] рекомендует погружать колеса на глубину 4...5 модулей, колесо же тихоходной ступени при необходимости допустимо погружать на глубину до 1/3 делительного диаметра колеса.

П.Ф.Думаев и О.П.Леликов [5] считают, что наименьшая глубина погружения колеса должна быть не менее двух модулей зацепления, а наибольшая - $0,25 d_{2T}$, где d_{2T} - делительный диаметр колеса тихоходной ступени.

М.Н.Иванов [3,4] рекомендует погружать колеса на глубину от 0,75 до 2 высот зубьев, но не менее 10 мм. Колесо же тихоходной ступени допустимо погружать на глубину до 1/3 радиуса делительной окружности колеса.

Для рассчитываемого соосного редуктора погружаем в масло оба колеса: 2 и 4. Диаметры вершин зубьев колес равны:

$$\text{колесо 2} - d_{a2} = 332,934 \text{ мм};$$

$$\text{колесо 4} - d_{a4} = 326,461 \text{ мм}.$$

Согласно рекомендации Д.Н.Решетова [2] принимаем глубину погружения колеса 4 тихоходной ступени $h_4 = 4 \cdot z_4 = 4 \cdot 3 = 12$ мм. Тогда глубина погружения колеса 2 быстроходной ступени будет несколько больше, так как в данной конструкции $d_{a2} > d_{a4}$. Величину погружения колеса 2 можно определить следующим образом (см. рис. 3) :

$$h_5 = h_4 + \left(\frac{d_{a2}}{2} - \frac{d_{a4}}{2} \right) = 12 + \left(\frac{332,934}{2} - \frac{326,461}{2} \right) = 14 \text{ мм}.$$

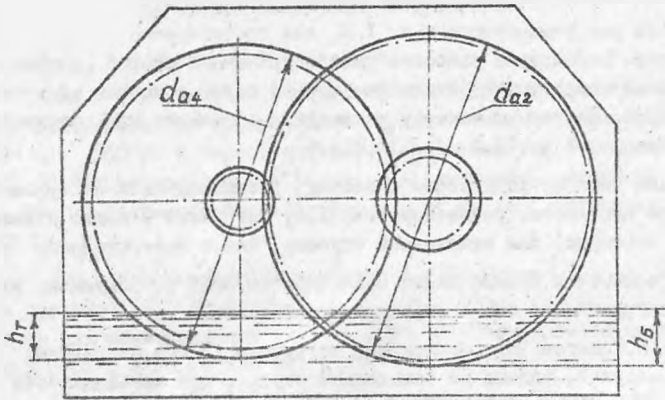


Рис. 3

Полученные величины h_B и h_T находятся в рекомендуемом диапазоне глубин погружения колес, предлагаемом и другими авторами.

П Р И Л О Ж Е Н И Е

Таблица П.1

КПД элементов приводов [1]

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) при передаточном числе:	
св. 30	0,7...0,8
св. 14 до 30	0,75...0,85
св. 6 до 14	0,8...0,9
4. Планетарная передача (закрытая):	
а) одноступенчатая	0,9...0,95
б) двухступенчатая	0,85...0,9
5. Ременная передача (все типы)	0,94...0,96
6. Цепная передача	0,92...0,95
7. Муфта соединительная	0,96
8. Подшипники качения (одна пара)	0,99

Таблица П.2

Выбор передаточных чисел для различных
видов передач [I]

Вид передачи	Твердость зубьев	Значения передаточных чисел	
		$U_{рек}$	$U_{пред}$
1. Зубчатая цилиндри- ческая			
а) тихоходная во всех редукторах (U_T)	$H \leq 350 \text{ HB}$ $H = 40...56 \text{ HRC}_2$ $H = 56...63 \text{ HRC}_2$	2,5...5 2,5...5 2...4	6,3 6,3 5,6
б) быстроходная ступень в редукторах с раз- вернутой схемой (U_B)	$H \leq 350 \text{ HB}$ $H = 40...56 \text{ HRC}_2$ $H = 56...63 \text{ HRC}_2$	3,15...5 3,15...5 2,5...4	8 7,1 6,3
в) быстроходная ступень в соосном редукторе (U_B)	$H \leq 350 \text{ HB}$ $H = 40...56 \text{ HRC}_2$ $H = 56...63 \text{ HRC}_2$	4...6,3 4...6,3 3,15...5	10 9 8
2. Коробка передач	Любая	1...2,5	3,15
3. Зубчатая коническая	$H \leq 350 \text{ HB}$ $H > 40 \text{ HRC}_2$	1...4 1...4	6,3 5
4. Червячная	-	16...50	60
5. Цепная	-	1,5...4	10
6. Ременная	-	2...4	8
<p><u>Примечание.</u> $U_{рек}$ и $U_{пред}$ - соответственно рекомендуемые и предельные значения передаточных чисел</p>			

Электродвигатели закрытые обдуваемые
единой серии 4А

Мощность P_3 , кВт	Синхронная частота $n_{синхр}$, мин ⁻¹			
	3000	1500	1000	750
0,25	-	-	-	4A7IB8/680
0,37	-	-	4A7IA6/910	4A8CA8/675
0,55	-	4A7IA4/1390	4A7IB6/900	4A8CB8/700
0,75	4A7IA2/2840	4A7IB4/1390	4A80A6/915	4A90LA8/700
1,1	4A7IB2/2810	4A80A4/1420	4A80B6/920	4A90LB8/700
1,5	4A80A2/2850	4A80B4/1415	4A90L6/935	4A100LB/700
2,2	4AW2/2850	4A90L4/1425	4A100L6/950	4A112MA8/700
3	4A90L2/2840	4A100S4/1435	4A112MA6/955	4A112MB8/700
4	4A100S2/2880	4A100L4/1430	4A112MB6/950	4A132S8/720
5,5	4A100L2/2880	4A112M4/1445	4A132S6/965	4A132M8/720
7,5	4A112M2/2900	4A132S4/1445	4A132M6/970	4A160S8/730
11	4A132M2/2900	4A132M4/1460	4A160S6/975	4A160M8/730
15	4A160S2/2940	4A160S4/1465	4A160M6/975	4A180M8/730
18,5	4A160M2/2940	4A160M4/1465	4A180M6/975	-
22	4A180S2/2945	4A180S4/1470	-	-
30	4A180M2/2945	4A180M4/1470	-	-

Примечание. Перед косой чертой указан типоразмер электродвигателя, после черты - частота вращения вала электродвигателя n_3 , мин⁻¹

Таблица П.4

Рекомендуемые передаточные числа цилиндрических зубчатых редукторов и их разбивка по ступеням [7]

Передаточное число редуктора U_p			
однoступенчатого U_p	двухступенчатого $U_p = U_B U_T$	двухступенчатого соосного $U_p = U_B U_T$	трехступенчатого $U_p = U_B U_n U_T$
1,25	8 = 2 x 4	8 ≈ 2,5 x 3,15	40 = 2 x 4 x 5
1,4	9 ≈ 2,24 x 4	9 ≈ 2,8 x 3,15	45 ≈ 2,24x4 x 5
1,6	10 = 2,5 x 4	10 ≈ 3,15 x 3,15	50 = 2,5x4x5
1,8	11,2 ≈ 2,8 x 4	11,2 = 2,8 x 4	56 = 2,8x4x5
2			
2,24	12,5 ≈ 3,15 x 4	12,5 ≈ 3,15 x 4	63 = 3,15x4x5
2,5	14 ≈ 3,15 x 4,5	14 ≈ 3,55 x 4	71 ≈ 3,15 x 4,5x5
2,8	16 ≈ 3,55 x 4,5	16 = 4 x 4	80 ≈ 3,55x4,5x5
3,15	18 = 4 x 4,5	18 = 4 x 4,5	90 = 4x4,5x5
3,55	20 ≈ 4,5x4,5	20 ≈ 4,5x4,5	100 ≈ 4,5x4,5x5
4	22,4 ≈ 4,5x5	22,4 ≈ 4,5 x 5	112 ≈ 5x4,5x5
4,5	25 = 5 x 5	25 = 5x 5	125 = 5 x 5 x 5
5	28 = 5,6 x 5	28 = 5 x 5,6	140 = 5x5x5,6
5,6	31,5 = 6,3 x 5	31,5 = 5 x 6,3	160 ≈ 5,6x5x5,6
6,3	35,5 ≈ 6,3x5,6	35,5 ≈ 5,6x6,3	180 ≈ 6,3x5x5,6
7,1	40 ≈ 7,1 x 5,6	40 ≈ 6,3 x 6,3	200 ≈ 6,3x5,6x5,6
8	45 ≈ 8 x 5,6	45 ≈ 6,3 x 7,1	224 ≈ 6,3x5,6x6,3
9	50 ≈ 9 x 5,6	50 ≈ 7,1 x 7,1	250 ≈ 7,1x5,6x6,3
10			280 ≈ 7,1x6,3x6,3
			315 ≈ 8x6,3x6,3
			400 ≈ 9x7,1x6,3

Примечания: 1. U_p - передаточное число редуктора (фактическое передаточное число может иметь отклонение от номинального значения до $\pm 4\%$).

2. U_B , U_n , U_T - передаточные числа соответственно быстроходной, промежуточной и тихоходной ступеней.

3. Приведенными данными можно пользоваться и для коническо-цилиндрических редукторов, назначая в обычных условиях для быстроходной конической ступени передаточное число не выше $U_B = 4$ и только в случае крайней необходимости до $U_B = 6,3$.

Таблица П.5

Характеристика вариантов термообработки
зубчатых колес [I]

Вариант термообработки	Характеристика варианта термообработки (т.о.)
I	Т.о.колеса - улучшение, твердость 235...262 НВ; т.о.шестерни - улучшение, твердость 269...302 НВ. Марки сталей одинаковы для колеса и шестерни : 45, 40X, 40XН, 35XМ и др.
II	Т.о.колеса - улучшение, твердость 269...302 НВ; т.о.шестерни - улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали (см.табл.П.6) 45...53 HRC, . Марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: 40X, 40XН, 35XМ и др.
III	Т.о.колеса и шестерни одинаковая - улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали (см.табл.П.6) 45...50 HRC, , 48...53 HRC, . Марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: 40X, 40XН, 35XМ и др.
IV	Т.о.колеса - улучшение и закалка ТВЧ, твердость поверхности в зависимости от марки стали (см.табл.П.6) 45...50 HRC, , 46...53 HRC, ; т.о.шестерни - улучшение, цементация и закалка, твердость поверхности 56...63 HRC, . Материал шестерни - сталь марки 20X, 20XН2М, 16XГТ, 12XН3А и др.
V	Т.о. колеса и шестерни - одинаковые - улучшение, цементация и закалка, твердость поверхности 56...63 HRC, . Марки сталей одинаковы для колеса и шестерни: 20X, 20XН2М, 16XГТ, 12XН3А, 25XГМ и др.
<p><i>Примечание. В обозначениях сталей: первые цифры - содержание углерода в сотых долях процента; буквы - легирующие элементы (Г - марганец, М - молибден, Н - никель, С - кобальт, Т - титан, X - хром, Ю - алюминий); цифры после буквы - процент содержания этого элемента, если он превышает 1%. Обозначение в скобках качественных легированных сталей дополняется буквой А в конце</i></p>	

Таблица П.6

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...262НВ	235...262НВ	540	125	80
	Улучшение	269...302НВ	269...302НВ	650	80	50
40Х	Улучшение	235...262НВ	235...262НВ	640	200	125
	Улучшение	269...302НВ	269...302НВ	750	125	80
	Улучшение и закалка ТВЧ	269...302НВ	45 ... 50HRC ₂	750	125	80
40ХН, 35ХМ	Улучшение	235...262НВ	235...262НВ	630	315	200
	Улучшение	269...302НВ	269...302НВ	750	200	125
	Улучшение и закалка ТВЧ	269...302НВ	48... 53HRC ₂	750	200	125
20Х, 20ХН2М, 18ХГТ, 12ХН3А, 25ХГМ	Улучшение, цементация и закалка	300...400НВ	55...63 HRC ₂	800	200	125

Примечание. Предел прочности σ_B см. часть 2, табл.1 методуказаний




Таблица П.7

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	I	I	I
1	Тяжелый	0,80	0,82	0,84
2	Средний равновероятный	0,63	0,72	0,77
3	Средний нормальный	0,56	0,63	0,69
4	Легкий	0,50	0,58	0,63
5	Особо легкий	0,40	0,48	0,54

Таблица П.8

Коэффициенты $\psi_{\delta a}$ и $\psi_{\delta d max}$ [3]

Расположение зубчатых колес рассчитываемой пары относительно опор	Рекомендуемые значения	Твердость рабочих поверхностей зубьев	
		$H_2 \leq 350$ НВ или H_1 и $H_2 < 350$ НВ	H_1 и $H_2 > 350$ НВ
Симметричное 	$\psi_{\delta a}$	0,3...0,5	0,25...0,3
	$\psi_{\delta d max}$	I,2...I,6	0,9...I
Несимметричное 	$\psi_{\delta a}$	0,25...0,4	0,2...0,25
	$\psi_{\delta d max}$	I...I,25	0,65...0,8
Консольное 	$\psi_{\delta a}$	0,2...0,25	0,15...0,2
	$\psi_{\delta d max}$	0,6...0,7	0,45...0,55

Примечания: 1. H_1 и H_2 - соответственно твердость рабочих поверхностей зубьев шестерни и колеса.
 2. Большие значения $\psi_{\delta a}$ и $\psi_{\delta d max}$ - для постоянных и близких к ним нагрузок.
 3. Для многоступенчатых редукторов, в которых нагрузка увеличивается от ступени к ступени, в каждой последующей ступени значение $\psi_{\delta a}$ принимает больше на 20...30 %, чем в предыдущей. Это способствует хорошему отношению размеров колес по ступеням.

Таблица П.9

Ряды	Модуль, мм
1-й	I; I,25; I,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; I2; I6; 20; 25
2-й	I, I25; 1,375; I,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 5,7; 9; II; I4; I8; 22

Примечание. Следует предпочитать I-й ряд

Таблица П.14

Значения коэффициента ρ_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
Св. 3,55 до 10	4,2	5,3	6,1	8,2
Св. 10	4,8	6,4	7,3	10

Таблица П.15

Предельные значения ω_{HV} и ω_{FV}

Модуль m , мм	Степень точности по нормам плавности по ГОСТ 1643-81			
	6	7	8	9
До 3,55	160	240	360	700
Св. 3,55 до 10	194	310	410	860
Св. 10	250	450	590	1000

ЛИТЕРАТУРА

1. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. - М.: Высшая школа, 1965.
2. Решотов Д.Н. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1989.
3. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1991.
4. Иванов М.Н., Иванов В.Н. Детали машин. Курсовое проектирование. - М.: Высшая школа, 1975.
5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. - М.: Высшая школа, 1990.
6. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С.А.Чернавский, Г.А.Снесарев, Б.С.Козинцов и др. - М.: Машиностроение, 1984.
7. Кузьмин А.В., Чернин И.М., Козинцов Б.С. Расчеты деталей машин: справочное пособие. - Мн.: Высшая школа, 1906.
8. Бойнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. - М.: Высшая школа, 1991.

УЧЕБНОЕ ИЗДАНИЕ

Составители: Голуб Михаил Владимирович
Санюкевич Федор Михайлович
Косьянчук Владимир Васильевич

РАСЧЕТЫ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВОДОВ

Методические указания по курсу "Основы
конструирования машин" для студентов
специальности I2.01 "Технология
машиностроения"

Часть I

Ответственный за выпуск Санюкевич Ф.М.

Редактор Строкач Т.В.

Подписано к печати 27.10.92 г. Бумага писч. № I.
Офсетная печать. Формат 60x84/16. Усл.п.л. 2,9.
Уч. изд. л. 5. Тираж 200 экз. Заказ № 24.
Бесплатно. Отпечатано на ротационной машине Брестского
политехнического института,
224017, Брест, ул. Московская, 107