

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 II

БРЕСТ 1993

**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 машино-  
строения"**

**Часть II**

**Утверждены на заседании Совета  
электронно-механического факультета  
(протокол № 3, от 6. II. 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, докт. 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



Брестский политехнический институт 1993

## ВВЕДЕНИЕ

Во 2-й части настоящих методических указаний рассмотрен пример расчета привода с трехступенчатым цилиндрическим горизонтальным редуктором (пример 2). Основой для расчета служит теоретический материал и справочные данные, изложенные в 1-й части методических указаний. Поэтому пример 2 2-й части указаний не может быть выполнен без 1-й части.

Оформление расчетов во 2-й части методических указаний рекомендуется в качестве примера оформления пояснительной записки при выполнении курсового проекта по основам конструирования машин.

РАСЧЕТ ПРИВОДА С ТРЕХСТУПЕНЧАТЫМ ЦИЛИНДРИЧЕСКИМ  
ГОРИЗОНТАЛЬНЫМ РЕДУКТОРОМ

Исходные данные:

1. Кинематическая схема привода (рис. 1).
2. Мощность на приводном валу  $P = 12 \text{ кВт}$ .
3. Частота вращения приводного вала  $n = 10 \text{ мин}^{-1}$ .
4. Ресурс работы проектируемого привода  $L_h = 15000 \text{ ч}$ .
5. Кратковременная перегрузка привода  $T_{\text{пуск}}/T = 1,4$ .
6. Типовой режим нагружения 2 - средний равновероятный.
7. Производство мелкосерийное.

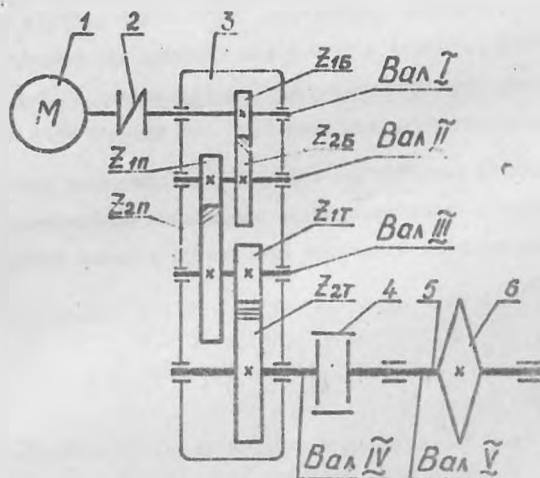


Рис. 1. Кинематическая схема привода:

- 1 - электродвигатель;
- 2 - муфта упругая;
- 3 - редуктор цилиндрический трехступенчатый горизонтальный;
- 4 - муфта компенсирующая;
- 5 - вал приводной;
- 6 - звездочка тяговая цепного конвейера

## 1. ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА

### 1.1. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ТРЕБУЕМОЙ МОЩНОСТИ ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Общий КПД привода

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_m^2 \eta_{з.п}^3 \eta_n = 0,98^2 \cdot 0,97^3 \cdot 0,99 = 0,87 ,$$

где  $\eta_m$  - КПД муфты;  $\eta_m = 0,98$  (см. [1], приложение, табл. П.1);  
 $\eta_{з.п}$  - КПД зубчатой закрытой цилиндрической передачи с учетом потерь в подшипниках;  $\eta_{з.п} = 0,97$  (см. [1], приложение, табл. П.1);  
 $\eta_n$  - КПД пары подшипников качения приводного вала;  
 $\eta_n = 0,99$  (см. [1], приложение, табл. П.1).

Требуемая мощность электродвигателя

$$P_{\text{треб}} = \frac{P}{\eta_{\text{общ}}} = \frac{12}{0,87} = 13,8 \text{ кВт} ,$$

где  $P$  - мощность на приводном валу;  $P = 12$  кВт.

### 1.2. ВЫБОР ЭЛЕКТРОДВИГАТЕЛЯ

Для выбора электродвигателя необходимо знать требуемую мощность  $P_{\text{треб}}$  и требуемую частоту вращения вала электродвигателя  $n_{\text{треб}}$ . При этом величина  $n_{\text{треб}}$  может быть определена по формуле

$$n_{\text{треб}} = n U_{\text{общ}} ,$$

где  $n$  - частота вращения приводного вала, мин<sup>-1</sup>;  
 $U_{\text{общ}}$  - общее передаточное число привода.

В данной схеме привода общее передаточное число  $U_{\text{общ}}$  реализуется одним трехступенчатым цилиндрическим редуктором.

Тогда

$$U_{\text{общ}} = U_p ,$$

где  $U_p$  - передаточное число редуктора.

Примечание. Для схемы привода, содержащего кроме редуктора дополнительную открытую передачу (клиноременную или цепную) с передаточным числом  $U_{от}$ , общее передаточное число привода

$$U_{\text{общ}} = U_p U_{от} .$$

Определим ориентировочно передаточное число трехступенчатого цилиндрического редуктора, для которого

$$U_p = U_B U_n U_T .$$

где  $U_B$  ,  $U_n$  ,  $U_T$  - передаточное число соответственно  
быстроходной, промежуточной и тихо-  
ходной ступеней редуктора.

По [1], табл. П.2 приложения принимаем  $U_T \approx 2,5 \dots 5$ ,  
 $U_B \approx 3,15 \dots 5$  (для редукторов с развернутой схемой).  
Так как для промежуточных ступеней в табл. П.2 [1] рекомендации  
по выбору передаточных чисел отсутствуют, принимаем  $U_n \approx U_T =$   
 $= 2,5 \dots 5$ .

Тогда

$$U_p = U_B U_n U_T = (3,15 \dots 5) \cdot (2,5 \dots 5) \cdot (2,5 \dots 5) = 19,7 \dots$$

... 125.

Однако принимая во внимание, что передаточные числа  
 $U_p \leq 50$  обычно реализуются двухступенчатыми редукторами, при-  
нимаем для трехступенчатого редуктора следующий диапазон ре-  
комендуемых передаточных чисел:

$$U_p = 50 \dots 125.$$

Тогда

$$n_{тред} = n U_p = 10 (50 \dots 125) = 500 \dots 1250 \text{ мин}^{-1}.$$

Таким образом, электродвигатель можно выбирать с синхрон-  
ной частотой  $n_{синхр} = 750$  или  $1000 \text{ мин}^{-1}$ , которые входят в  
диапазон  $n_{тред}$ . Ориентируемся на выбор электродвигателя с  
 $n_{синхр} = 1000 \text{ мин}^{-1}$ .

Исходя из  $P_{тред} = 13,8 \text{ кВт}$  и  $n_{синхр} = 1000 \text{ мин}^{-1}$  по [1],  
табл. П.3 приложения выбираем ближайший электродвигатель  
4A160M6:  $P_3 = 11 \text{ кВт}$ ;  $n_3 = 975 \text{ мин}^{-1}$ .

Электродвигатель 4A160S6 мощностью  $P_3 = 11 \text{ кВт}$  не  
подходит, так как для него величина перегрузки составляет

$$\Delta P_3 = \frac{P_{тред} - P_3}{P_3} \cdot 100 = \frac{13,8 - 11}{11} \cdot 100 = 25,5 \%,$$

что превышает допускаемую величину  $[\Delta P_3] = 10 \dots 12 \%$ , рекомен-  
дуемую [2] для переменной нагрузки.

### 1.3. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА РЕДУКТОРА И РАЗБИЙКА ЕГО ПО СТУПЕНЯМ

Передаточное число редуктора

$$U_p = \frac{n_3}{n} = \frac{975}{10} = 97,5.$$

По графику, приведенному на рис. 2, для  $U_p = 97,5$  принимаем передаточное число быстроходной ступени редуктора  $U_B = 4,4$  (кривая В) и промежуточной ступени  $U_n = 4,6$  (кривая П).

Так как  $U_p = U_B U_n U_T$ , то передаточное число тихоходной ступени

$$U_T = \frac{U_p}{U_B U_n} = \frac{97,5}{4,4 \cdot 4,6} = 4,8.$$

Примечание. При выполнении домашних заданий и курсового проекта передаточные числа до стандартных значений не округляются.

### 1.4. СИЛОВЫЕ И КИНЕМАТИЧЕСКИЕ ПАРАМЕТРЫ ПРИВОДА

При расчете силовых параметров привода исходят из требуемой мощности  $P_{треб}$  на валу электродвигателя, а не из табличной величины мощности  $P_3$  выбранного электродвигателя.

В а л I.

Мощность на валу I

$$P_I = P_{треб} \eta_m = 13,8 \cdot 0,98 = 13,5 \text{ кВт.}$$

Частота вращения вала I

$$n_I = n_3 = 975 \text{ мин}^{-1}.$$

Вращающий момент на валу I

$$T_I = 9550 \frac{P_I}{n_I} = 9550 \frac{13,5}{975} = 132 \text{ Н·м.}$$

В а л II.

$$P_{II} = P_I \eta_{3,n} = 13,5 \cdot 0,97 = 13,1 \text{ кВт.}$$

$$n_{II} = \frac{n_I}{U_B} = \frac{975}{4,4} = 222 \text{ мин}^{-1}.$$

$$T_{II} = 9550 \frac{P_{II}}{n_{II}} = 9550 \frac{13,1}{222} = 564 \text{ Н·м.}$$



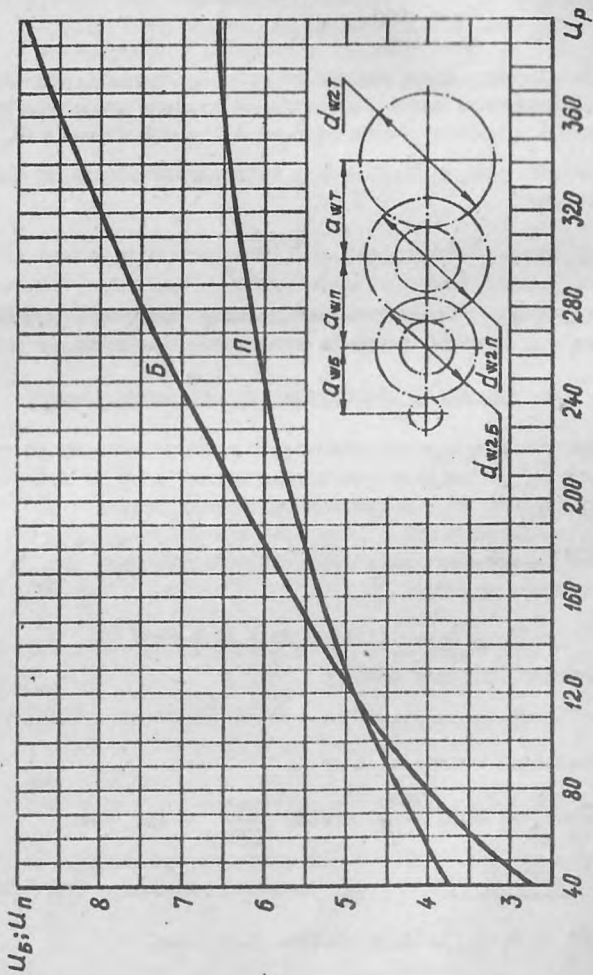


Рис. 2

В а л III .

$$P_{III} = P_{II} \eta_{з.п} = 13,1 \cdot 0,97 = 12,7 \text{ кВт.}$$

$$n_{III} = \frac{n_{II}}{U_n} = \frac{222}{4,6} = 48 \text{ мин}^{-1}.$$

$$T_{III} = 9550 \frac{P_{III}}{n_{III}} = 9550 \frac{12,7}{48} = 2527 \text{ Н·м.}$$

В а л IV .

$$P_{IV} = P_{III} \eta_{з.п} = 12,7 \cdot 0,97 = 12,3 \text{ кВт.}$$

$$n_{IV} = \frac{n_{III}}{U_T} = \frac{48}{4,8} = 10 \text{ мин}^{-1}.$$

$$T_{IV} = 9550 \frac{P_{IV}}{n_{IV}} = 9550 \frac{12,3}{10} = 11747 \text{ Н·м.}$$

В а л V .

$$P_V = P_{IV} \eta_m = 12,3 \cdot 0,98 = 12 \text{ кВт.}$$

$$n_V = n_{IV} = 10 \text{ мин}^{-1}.$$

$$T_V = 9550 \frac{P_V}{n_V} = 9550 \frac{12}{10} = 11460 \text{ Н·м.}$$

Параметры  $P$ ,  $n$  и  $T$  для соответствующих валов определены правильно, так как для приводного вала получили величины, соответствующие исходным данным, а именно:

$$P_V = P = 12 \text{ кВт и } n_V = n = 10 \text{ мин}^{-1}.$$

## 2. РАСЧЕТ ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ РЕДУКТОРА

Тихоходная ступень является наиболее нагруженной и в основном определяет габариты проектируемого редуктора. Учитывая, что при расчете зубчатых передач параметрам шестерни рассчитываемой пары приписывают индекс 1, а параметром колеса индекс 2, для тихоходной ступени параметры шестерни будем обозначать индексом 1Т, колеса - 2Т. Тихоходная ступень является прямозубой и состоит из шестерни с числом зубьев  $Z_{1Т}$  и колеса с числом зубьев  $Z_{2Т}$ .

Расчет тихоходной прямозубой ступени проводим в следующей последовательности.

### ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ

#### 2.1. ВЫБОР ТВЕРДОСТИ, ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ И МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Различные варианты термообработки (т.о.), используемые при производстве зубчатых колес, приведены в [1], табл. П.5 приложения. Выбор того или иного варианта термообработки определяется нагрузочной способностью рассчитываемой зубчатой пары. При курсовом проектировании вариант термообработки рекомендуется предварительно выбирать, исходя из вращающего момента  $T_2$  на колесе рассчитываемой пары:

- а) при  $T_2 \leq 1000$  Н·м - вариант т.о.  $\tilde{I}$ ;
- б) при  $T_2 = 1000 \dots 10000$  Н·м - варианты т.о.  $\tilde{II} \dots \tilde{IV}$ ;
- в) при  $T_2 \geq 10000$  Н·м - вариант т.о.  $\tilde{V}$ .

Так как в нашем случае  $T_2 > 10000$  Н·м ( $T_2 = T_{2T} = T_{IV} = 11747$  Н·м), принимаем вариант термообработки  $\tilde{V}$  (см. [1],

П.5 приложения):

т.о. колеса и шестерни - одинаковые - улучшение, цементация и закалка;

твердость поверхности 56...63 HRC<sub>3</sub>;

марки сталей одинаковые для колеса и шестерни: 20Х, 20ХН2М; 18ХГТ, 12МНЗА; 25ХГМ и др.

Окончательно марка стали будет выбрана в дальнейшем после определения габаритов зубчатых колес и выполнения проверочных расчетов.

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

Средняя твердость зубьев на поверхности для шестерни и колеса тихоходной ступени

$$H_{HRC, 1T} = H_{HRC, 2T} = \frac{56 + 63}{2} = 59,5 \text{ HRC}_3.$$

По [4], рис. 8.40, б, с.169 произведем пересчет единиц твердости  $HRC_3$ , в единицы HB:

$$59,5 HRC_3 = 610 HB.$$

Таким образом для шестерни и колеса тихоходной ст. пени

$$H_{HB1T} = H_{HB2T} = 610 HB.$$

Предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений, для шестерни и колеса при цементации и закалке (твердость поверхности 55... 65  $HRC_3$ ) согласно [4], табл. 8.9, с. 168:

$$\sigma_{Hlim1T} = \sigma_{Hlim2T} = 23 H_{HRC_3} = 23 \cdot 59,5 = 1369 \text{ МПа.}$$

Примечание. В учебнике [4], табл. 8.9, с.168 предел контактной выносливости обозначен  $\sigma_{H0}$ .

Базовое число циклов напряжений для шестерни и колеса ([1], форм. (2)):

$$N_{Hlim1T} = N_{Hlim2T} = 30 H_{HB}^{2,4} = 30 \cdot 610^{2,4} = 145,2 \cdot 10^6.$$

Примечание. Если получилось  $N_{Hlim} > 120 \cdot 10^6$ , то принимают  $N_{Hlim} = 120 \cdot 10^6$ , если получилось  $N_{Hlim} < 120 \cdot 10^6$ , то принимают  $N_{Hlim}$  равным полученному значению.

В нашем примере  $N_{Hlim} = 145,2 \cdot 10^6 > 120 \cdot 10^6$ , поэтому принимаем  $N_{Hlim} = 120 \cdot 10^6$ .

По [1], табл. П.7 приложения для заданного типового режима нагружения № 2 (средний равновероятный) принимаем коэффициент, характеризующий интенсивность типовых режимов нагружения передачи при расчете на контактную выносливость,  $\mu_H = 0,63$ .

При частоте вращения шестерни  $n_{1T} = n_{II} = 48 \text{ мин}^{-1}$  и колеса  $n_{2T} = n_{IV} = 10 \text{ мин}^{-1}$ , действительное число циклов напряжений за расчетный срок службы  $L_H$  передачи (см. [1], форм. (3)):

шестерня

$$N_{K1T} = 60 c n_{1T} L_H \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 48 \cdot 15000 \cdot 0,63 = 27,2 \cdot 10^6;$$

колесо

$$N_{K2T} = 60 c n_{2T} L_H \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 10 \cdot 15000 \cdot 0,65 = 5,7 \cdot 10^6,$$

где  $C$  - число зацеплений зуба рассчитываемого зубчатого колеса за один его оборот (величина  $C$  равна числу зубчатых колес, находящихся в зацеплении с рассчитываемым);  $C = 1$ .

Коэффициент долговечности  $Z_N$  в зависимости от соотношения  $N_K$  и  $N_{H\text{лит}}$  рассчитывают по формулам (4) или (5) [1]:  
шестерня (т.к.  $N_{K1T} = 27,2 \cdot 10^6 < N_{H\text{лит}1T} = 120 \cdot 10^6$ , то согласно [1], форм. (4)):

$$Z_{N1T} = 6 \sqrt{\frac{N_{H\text{лит}1T}}{N_{K1T}}} = 6 \sqrt{\frac{120 \cdot 10^6}{27,2 \cdot 10^6}} = 1,3 < Z_{N\text{max}}$$

где  $Z_{N\text{max}} = 1,8$  - при поверхностной закалке, цементации, нитроцементации и азотировании поверхности зубьев.

Примечание. Если при расчете по данной формуле получится  $Z_N \geq Z_{N\text{max}}$ , то принимают  $Z_N = Z_{N\text{max}}$ ;  
колесо (т.к.  $N_{K2T} = 5,7 \cdot 10^6 < N_{H\text{лит}2T} = 120 \cdot 10^6$ , то согласно [1], форм. (4)):

$$Z_{N2T} = 6 \sqrt{\frac{N_{H\text{лит}2T}}{N_{K2T}}} = 6 \sqrt{\frac{120 \cdot 10^6}{5,7 \cdot 10^6}} = 1,7 <$$

$$< Z_{N\text{max}} = 1,8.$$

Для принятого вида термообработки принимаем расчетный коэффициент запаса прочности при расчете на контактную выносливость  $S_N = 1,2$  (см. [1], п. 2.2).

Тогда

$$S_{N1T} = S_{N2T} = S_N = 1,2.$$

Согласно ГОСТ 21354-87 предварительная величина допускаемого контактного напряжения при проектном расчете зубчатой передачи на контактную выносливость определяется отдельно для шестерни и колеса (см. [1], форм. (1)):

шестерня

$$[\sigma_H]_{1T} = 0,9 \frac{\sigma_{H\text{лит}1T} Z_{N1T}}{S_{N1T}} = 0,9 \frac{1369 \cdot 1,3}{1,2} = 1335 \text{ МПа};$$

колесо

$$[\sigma_H]_{2T} = 0,9 \frac{\sigma_{H \text{ lim } 2T} Z_{N2T}}{S_{H2T}} = 0,9 \frac{3369 \cdot 1,7}{1,2} = 1745 \text{ МПа.}$$

В качестве расчетного допускаемого контактного напряжения  $[\sigma_H]$  для прямозубой передачи согласно ГОСТ 21354-87 принимают минимальное из  $[\sigma_H]_1$  и  $[\sigma_H]_2$ .

В нашем примере для тихоходной прямозубой ступени

$$[\sigma_H]_T = [\sigma_H]_{1T} = 1335 \text{ МПа.}$$

### 2.3. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ МЕЖСЕВОВОГО РАССТОЯНИЯ

Считая расположение зубчатых колес тихоходной ступени несимметричным относительно опор, по [1], табл. П.8 приложения принимаем коэффициент ширины венца колеса относительно межосевого расстояния при  $H_1$  и  $H_2 > 350$  НВ  $\psi_{\delta a} = 0,25$ .

Тогда коэффициент рабочей ширины венца шестерни относительно ее делительного диаметра

$$\psi_{\delta d} = 0,5 \psi_{\delta a} (u_T + 1) = 0,5 \cdot 0,25 (4,8 + 1) = 0,73 <$$

$$< \psi_{\delta d \text{ max}},$$

где  $\psi_{\delta d \text{ max}} = 0,8$  (см. [1], табл. П.8 приложения для несимметричного расположения передачи относительно опор при  $H_1$  и  $H_2 > 350$  НВ).

По [4], рис. 8.15, кривая IV, с. 130 при  $H_1$  и  $H_2 > 350$  НВ для  $\psi_{\delta d} = 0,73$  коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий,  $K_{H\beta} = I, II$ .

Тогда межосевое расстояние тихоходной прямозубой ступени

$$a_{HT} = K_a (u_T + 1) \sqrt[3]{\frac{T_{2T} K_{H\beta}}{u_T^2 \psi_{\delta a} [\sigma_H]_T^2}} =$$

$$= 495 (4,8 + 1) \sqrt[3]{\frac{11747 \cdot I, II}{4,8^2 \cdot 0,25 \cdot 1335^2}} = 311 \text{ мм,}$$

где  $K_a$  - вспомогательный коэффициент; для прямозубой передачи  $K_a = 495$ ;

$T_{2T}$  - вращающий момент на колесе рассчитываемой тихоходной ступени. Так как колесо тихоходной ступени посажено на валу IV (см. рис. 1), то  $T_{2T} = T_{IV} = 11747$  Н·м.

Полученное значение  $a_{wT}$  для нестандартных редукторов согласуют с рядом Ra 40 (см. [1], табл. П.10 приложения). Принимаем окончательно  $a_{wT} = 320$  мм.

#### 2.4. ОПРЕДЕЛЕНИЕ МОДУЛЯ ПЕРЕДАЧИ И ЧИСЛА ЗУБЬЕВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

Так как  $H_{1T}$  и  $H_{2T} > 45$  HRC, то модуль зацепления для тихоходной ступени согласно [1], п. 2.4 может быть определен по условию

$$m_T = (0,016 \dots 0,035) a_{wT} = (0,016 \dots 0,035) 320 = 5,12 \dots 10,08 \text{ мм.}$$

Однако прежде чем выбрать стандартное значение модуля  $m_T$ , запишем формулу для расчета суммарного числа зубьев шестерни и колеса

$$Z_{\Sigma T} = \frac{2 a_{wT}}{m_T} = \frac{2 \cdot 320}{m_T}.$$

При расчете прямозубой передачи без смещения для того, чтобы сохранить принятое значение  $a_{wT} = 320$  мм, модуль  $m_T$  рекомендуется [4] подбирать так, чтобы  $Z_{\Sigma T}$  было целым числом.

Из диапазона  $m_T = 5,12 \dots 10,08$  мм по [1], табл. П.9 приложения принимаем стандартное значение  $m_T = 8$  мм. При этом выполняется условие

$$m_T = 8 \text{ мм} > m_{T \min} = 1,5 \text{ мм.}$$

Тогда суммарное число зубьев шестерни и колеса

$$Z_{\Sigma T} = \frac{2 \cdot 320}{8} = 80.$$

Число зубьев шестерни

$$Z_{1T} = \frac{Z_{\Sigma T}}{u_T + 1} = \frac{80}{4,8} = 13,8.$$

Принимаем  $Z_{1T} = 14$ .

С целью исключения подрезания зубьев необходимо выполнение условия

$$Z_1 \geq Z_{1 \min},$$

где  $Z_{1 \min} = 17$  - для прямозубых передач.

Так как  $Z_{1T} = 14 < Z_{1T \min} = 17$ , предусматриваем высотную модификацию зацепления смещением исходного контура, при которой изготовление шестерни происходит с положительным смещением  $X_1 > 0$ , а колеса - с отрицательным  $X_2 < 0$ , причем  $X_1 = -X_2$ . Суммарное смещение  $X_\Sigma = X_1 + X_2 = 0$ . При высотной модификации изменяется соотношение между высотой головок и ножек зубьев. Однородные по значению, но разные по знаку смещения вызывают одинаковые увеличения толщины зуба шестерни и ширины впадины колеса. При высотной модификации делительные  $d$  и начальные  $d_w$  окружности совпадают так же, как и в передаче без смещения, а межосевое расстояние  $a_w$ , угол зацепления  $\alpha_w$  и коэффициент перекрытия  $\epsilon_\alpha$  не изменяются.

Коэффициент смещения для шестерни с целью исключения подрезания зубьев [2]

$$X_1 = \frac{17 - Z_1}{17} \leq 0,16.$$

Тогда для тихоходной ступени

$$X_{1T} = \frac{17 - 14}{17} = 0,18.$$

Учитывая рекомендации [4], табл. 8.6, с. 143 по выбору  $X_1$  и  $X_2$  для прямозубых передач при  $14 < Z_1 < 20$  и  $u > 3,5$ , принимаем для тихоходной ступени  $X_{1T} = 0,3$ , а  $X_{2T} = -0,3$ .

Число зубьев колеса

$$Z_{2T} = Z_{\Sigma T} - Z_{1T} = 80 - 14 = 66.$$

## 2.5. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ФАКТИЧЕСКОГО ПЕРЕДАТОЧНОГО ЧИСЛА ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ

$$u_{T.ф} = \frac{Z_{2T}}{Z_{1T}} = \frac{66}{14} = 4,7.$$

Отклонение  $u_{T.ф}$  от  $u_T$ :

$$\Delta u_T = \frac{|u_{T.ф} - u_T|}{u_T} \cdot 100 = \frac{|4,7 - 4,8|}{4,8} \cdot 100 = 2\% < [\Delta u_T] = 4\%.$$

## 2.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

Диаметры делительные:

$$d_{1T} = m_T Z_{1T} = 8 \cdot 14 = 112 \text{ мм};$$

$$d_{2T} = m_T Z_{2T} = 8 \cdot 66 = 528 \text{ мм};$$

$$\text{проверка: } \frac{d_{1T} + d_{2T}}{2} = a_{wT}; \quad \frac{112 + 528}{2} = 320 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1T} = d_{1T} + 2(I + X_{1T})m_T = 112 + 2(I + 0,3)8 = 132,8 \text{ мм};$$

$$d_{a2T} = d_{2T} + 2(I + X_{2T})m_T = 528 + 2(I - 0,3)8 = 539,2 \text{ мм};$$

Диаметры впадин зубьев:

$$d_{f1T} = d_{1T} - 2(I,25 - X_{1T})m_T = 112 - 2(I,25 - 0,3)8 = 96,8 \text{ мм};$$

$$d_{f2T} = d_{2T} - 2(I,25 - X_{2T})m_T = 528 - 2(I,25 + 0,3)8 = 503,2 \text{ мм}.$$



Ширина венца колеса

$$b_{2T} = \psi_{\beta a} a_{WT} = 0,25 \cdot 320 = 80 \text{ мм},$$

что соответствует нормальным линейным размерам по ряду  $Ra 40$  (см. [1], табл. II.10 приложения).

Ширина венца шестерни

$$b_{1T} = b_{2T} + (5 \dots 10) \text{ мм} = 80 + 5 = 85 \text{ мм},$$

что также соответствует нормальным линейным размерам.

Рабочая ширина венца шестерни тихоходной ступени

$$b_{WT} = b_{2T} = 80 \text{ мм}.$$

Проверим условие

$$\psi_{\beta d} = \frac{b_{WT}}{d_{1T}} \leq \psi_{\beta d \max};$$

$$\psi_{\beta d} = \frac{80}{112} = 0,7 < \psi_{\beta d \max} = 0,8.$$

Как и ранее (см. п. 2.3), данное условие выполняется.

## 2.7. ВЫБОР СПОСОБА ПОЛУЧЕНИЯ ЗАГОТОВОК ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Шестерню выполняем заодно целое с валом (вал-шестерня), колесо - насадным.

Способ получения заготовки выбирают с учетом размеров зубчатых колес  $d_{a1T}$  и  $d_{a2T}$ , а также масштаба их производства.

Как известно [5], в индивидуальном и мелкосерийном производствах зубчатые колеса при  $d_a \leq 200$  мм (реже до 240 мм) изготавливают из круглого проката. При  $d_a \approx 150 \dots 600$  мм заготовки получают свободной ковкой в виде круглых болванок, а также ковкой в односторонних штампах. При  $d_a \geq 600$  мм в индивидуальном производстве зубчатые колеса выполняют сварными, у которых обод изготавливают из стали нужной марки, а диски, ребра и ступицу - из стали Ст3 (пример конструкции см. [6], рис. 9.16, с. 167).

В среднесерийном, крупносерийном и массовом производствах заготовки при  $d_a \leq 600$  мм получают преимущественно штамповкой в двусторонних штампах, а при  $d_a > 600$  мм - литьем (так как чем больше заготовка, тем дороже штамповочное оборудование).

В нашем примере для мелкосерийного производства (способ производства - см. исходные данные) шестерню предполагаем вытачивать из круглого проката (т.к.  $d_{a1T} = 132,8$  мм  $< 200$  мм).

а заготовку колеса получать ковкой в односторонних штампах (т.к.  $d_{a2T} = 539,2 \text{ мм} < 600 \text{ мм}$ ).

### ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ

#### 2.8. ПРОВЕРКА ПРИГОДНОСТИ ЗАГОТОВОК ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

Условие пригодности заготовки шестерни

$$D_{3a2} \leq D_{пред},$$

где  $D_{3a2}$  - диаметр заготовки шестерни

$$D_{3a2} = d_{a1T} + 6 \text{ мм} = 132,8 + 6 = 138,8 \text{ мм}.$$

По [1], табл. П.6 приложения находим, что для принятого вида термообработки  $D_{3a2} = 138,8 \text{ мм}$  не превышает предельного значения  $D_{пред} = 200 \text{ мм}$ .

Для колеса определяем толщины заготовок диска  $S_{3a2}$  и обода  $S_{3a2}$ :

$$S_{3a2} = 0,5 b_{2T} = 0,5 \cdot 80 = 40 \text{ мм};$$

$$S_{3a2} = 8 m_T = 8 \cdot 8 = 64 \text{ мм}.$$

Для наибольшей из полученных величин  $S_{3a2} = 64 \text{ мм}$  проверяем условие пригодности заготовки колеса

$$S_{3a2} \leq S_{пред}$$

где для принятого вида термообработки  $S_{пред} = 125 \text{ мм}$  (см. [1], табл. П.6 приложения).

Условие пригодности заготовки колеса выполняется.

Для принятого варианта термообработки (вариант  $\bar{V}$ ) марки сталей одинаковы для колеса и шестерни (см. [1], табл. П.5 приложения). Однако окончательно марка стали при  $H_1$  и  $H_2 > 350 \text{ НВ}$  может быть определена только после выполнения проверочного расчета передачи при изгибе максимальной нагрузкой (см. п.2.18).

#### 2.9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ТОЧНОСТИ ПЕРЕДАЧИ

Окружная скорость зубчатых колес

$$V = \frac{\pi d_{1T} n_{1T}}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 112 \cdot 48}{60 \cdot 10^3} = 0,28 \text{ м/с}.$$

По [1], табл. П.11 приложения, исходя из  $V = 0,28 \text{ м/с}$  для прямозубых цилиндрических передач выбираем 9-ю степень точности, которая допускает окружную скорость зубчатых колес до 2 м/с.

## 2.10. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В ПРЯМОУГОЛЬНОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ ТИХОХОДНОЙ СТУПЕНИ

Окружная сила на делительном цилиндре

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_{1T}}{d_{1T}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 2527}{112} = 45125 \text{ Н},$$

где  $T_{1T} = T_{II} = 2527 \text{ Н}\cdot\text{м}$  - вращающий момент на шестерне тихоходной ступени.

Радиальная сила

$$F_r = F_t \operatorname{tg} \alpha = 45125 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 16424 \text{ Н}.$$

## 2.11. ОКОНЧАТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМОГО КОНТАКТНОГО НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ПРОВЕРОЧНОМ РАСЧЕТЕ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

По [1], п. 2.11 принимаем:

а) параметр шероховатости профилей зубьев  $Ra = 3,2 \text{ мкм}$  для 9-й ступени точности передачи;

б) коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев,  $Z_R = 0,9$  (при  $Ra = 3,2 \text{ мкм}$ );

в) коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости, при  $V < 5 \text{ м/с}$   $Z_V = 1$ .

При этом  $Z_{R1T} = Z_{R2T} = Z_R = 0,9$  и  $Z_{V1T} = Z_{V2T} = Z_V = 1$ .

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

для шестерни

$$[\sigma_H]_{1T} = \frac{\sigma_{H\text{lim}1T} Z_{N1T}}{S_{H1T}} Z_{R1T} Z_{V1T} = \frac{1369 \cdot 1,3}{1,2} \cdot 0,9 \cdot 1 = 1335 \text{ МПа};$$

для колеса

$$[\sigma_H]_{2T} = \frac{\sigma_{H\text{lim}2T} Z_{N2T}}{S_{H2T}} Z_{R2T} Z_{V2T} = \frac{1369 \cdot 1,7}{1,2} \cdot 0,9 \cdot 1 = 1745 \text{ МПа}.$$

Таким образом, учитывая что произведение коэффициентов  $Z_R$  и  $Z_V$  оказалось равным 0,9, остались прежними величины  $[\sigma_H]_{1T}$  и  $[\sigma_H]_{2T}$  (см. п. 2.2). Прежней осталась и величина расчетного до-

пускаемого контактного напряжения  $[\sigma_H]_T = [\sigma_H]_{IT} = 1335 \text{ МПа}$ .

## 2.12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА НАГРУЗКИ

Коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями прямозубой передачи, согласно ГОСТ 21354-87

$$K_{H\alpha} = 1.$$

Коэффициент  $K_{H\beta}$  для окончательно полученного значения  $\psi_{\beta d} = 0,7$  (см. п.2.6) по [4], рис. 8.15, кривая  $\sqrt{V}$ , с. 130 при  $H_1$  и  $H_2 > 350 \text{ НВ}$

$$K_{H\beta} = 1,1.$$

Коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев при расчете на контактную выносливость, согласно [1], табл. П.13 приложения (зубья прямые с модификацией головки смещением стандартного исходного контура при  $H_1$  и  $H_2 > 350 \text{ НВ}$ )

$$d_H = 0,10.$$

Коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса, для модуля  $m_T = 8 \text{ мм}$  и 9-й степени точности согласно [1], табл. П.14 приложения

$$g_o = 8,2.$$

Удельная окружная динамическая сила (см. [1], форм. (20))

$$\begin{aligned} w_{Hv} &= d_H g_o v \sqrt{\frac{a_{\text{вт}}}{u_{т.ф}}} = 0,10 \cdot 8,2 \cdot 0,28 \sqrt{\frac{320}{4,7}} = \\ &= 1,69 \text{ Н/мм.} \end{aligned}$$

При этом, полученное значение  $\omega_{HV} = 1,89$  Н/мм не превышает предельного значения  $\omega_{HV} = 880$  Н/мм (см. [1], табл. П.15 приложения).

Примечание. Если полученное значение  $\omega_{HV}$  превышает предельное значение, указанное в табл. П.15 приложения [1], то принимает значение  $\omega_{HV}$  равным предельному.

Динамическая добавка (см. [1], форм. (19))

$$\nu_H = \frac{\omega_{HV} b_{WT}}{F_t} = \frac{1,89 \cdot 80}{45125} = 0,003,$$

где  $b_{WT} = b_{2T} = 80$  мм.

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении (см. [1], форм. (18))

$$K_{HV} = 1 + \nu_H = 1 + 0,003 = 1,003.$$

Тогда коэффициент нагрузки  $K_H$  при расчете на контактную выносливость (см. [1] форм. (17))

$$K_H = K_{Hk} K_{H\beta} K_{HV} = 1 \cdot 1,1 \cdot 1,003 = 1,1.$$

### 2.13. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ НА КОНТАКТНУЮ ВЬНОСЛИВОСТЬ

Коэффициент, учитывающий механические свойства сопряженных зубчатых колес, для стали при  $E = 2,1 \cdot 10^5$  МПа согласно [1] п.2.13

$$Z_E = 190.$$

Угол зацепления  $\alpha_{tW}$  и делительный угол профиля в торцевом сечении для прямозубой передачи при  $\chi_1 + \chi_2 = 0$

$$\alpha_{tW} = \alpha_t = \alpha = 20^\circ.$$

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления (см. [1], форм. (22))

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}} = \frac{1}{\cos 20^\circ} \sqrt{\frac{2}{\operatorname{tg} 20^\circ}} = 2,49.$$

Основные диаметры

$$d_{b1T} = d_{1T} \cos \alpha_t = 112 \cos 20^\circ = 105,246 \text{ мм};$$

$$d_{b2T} = d_{2T} \cos \alpha_t = 528 \cos 20^\circ = 496,158 \text{ мм}.$$

Углы профиля зуба в точках на окружностях вершин (см. [1], форм. (34)...(35)).

шестерни

$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1T}}{d_{a1T}} = \arccos \frac{105,246}{132,6} = 37,58^\circ;$$

колеса

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2T}}{d_{a2T}} = \arccos \frac{496,158}{539,2} = 23,05^\circ.$$

Составляющие коэффициента торцового перекрытия, определяемые начальными головками зубьев (см. [1], форм. (32)...(33)):

шестерни

$$\begin{aligned} \varepsilon_{a1} &= \frac{z_{1T} (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{tw})}{2\pi} = \frac{14 (\operatorname{tg} 37,58^\circ - \operatorname{tg} 20^\circ)}{2\pi} = \\ &= 0,904; \end{aligned}$$

колеса

$$\begin{aligned} \varepsilon_{a2} &= \frac{z_{2T} (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{tw})}{2\pi} = \frac{66 (\operatorname{tg} 23,05^\circ - \operatorname{tg} 20^\circ)}{2\pi} = \\ &= 0,647. \end{aligned}$$

Коэффициент торцового перекрытия (см. [1], форм. (31))

$$\varepsilon_\alpha = \varepsilon_{a1} + \varepsilon_{a2} = 0,904 + 0,647 = 1,55.$$

Примечание. Согласно рекомендации [4] для прямозубых передач  $\varepsilon_\alpha > 1,2$ .

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий, при коэффициенте осевого перекрытия для прямозубой передачи  $\varepsilon_\beta = 0$  (см. [1], форм. (26)).

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_{\alpha}}{3}} = \sqrt{\frac{4 - 1,55}{3}} = 0,904.$$

Условие контактной выносливости тихоходной ступени (см. [1], условие (21)).

$$\begin{aligned} \sigma_{HT} &= Z_{\varepsilon} Z_H Z_{\varepsilon} \sqrt{\frac{F_t K_H}{\beta_{WT} d_{1T}} \cdot \frac{U_{T,\Phi} + 1}{U_{T,\Phi}}} = \\ &= 190 \cdot 2,49 \cdot 0,904 \sqrt{\frac{45125 \cdot 1,1}{80 \cdot 112} \cdot \frac{4,7 + 1}{4,7}} = \\ &= 1109 \text{ МПа} < [\sigma_H]_T = 1335 \text{ МПа.} \end{aligned}$$

Условие контактной выносливости передачи выполняется.

Примечание. В случае невыполнения условия контактной выносливости рекомендации см. [1], п. 2.13.

#### 2.14. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМОГО НАПРЯЖЕНИЯ ИЗГИБА ПРИБА РАСЧЕТЕ ЗУБЬЕВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

Предел выносливости зубьев шестерни и колеса при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, для принятого по варианту  $\checkmark$  вида термообработки (цементация и закалка) согласно [4], табл. 8.9, с. 168

$$\sigma_{FLim 1T} = \sigma_{FLim 2T} = 750 \text{ МПа.}$$

Примечание. В учебнике [4], табл. 8.9, с. 168 предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений, обозначен  $\sigma_{F0}$ .

Коэффициент запаса прочности для принятого вида термообработки (см. [4], табл. 8.9, с. 168)

$$S_{F1T} = S_{F2T} = S_F = 1,5.$$

Базовое число циклов напряжений для стальных шестерни и колеса

$$N_{FLim 1T} = N_{FLim 2T} = 4 \cdot 10^6.$$

Действительное число циклов напряжений за расчетный срок службы передачи (см. [1], форм. (43)):

для шестерни

$$N_{K1T} = 60C n_{1T} L_n \mu_F = 60 \cdot 1 \cdot 48 \cdot 15000 \cdot 0,77 = 33,3 \cdot 10^6;$$

для колеса

$$N_{K2T} = 60C n_{2T} L_n \mu_F = 60 \cdot 1 \cdot 10 \cdot 15000 \cdot 0,77 = 9 \cdot 10^6,$$

где  $\mu_F = 0,77$  при  $q_F = 9$ , т.к.  $H_1$  и  $H_2 > 350$  НВ (см. [1], табл. П.7 приложения для типового режима нагружения № 2 согласно исходных данных).

Коэффициент долговечности  $Y_N$  при  $q_F = 9$  (см. [1], форм. (42)):

для шестерни

$$Y_{N1T} = 9 \sqrt{\frac{N_{FLim1T}}{N_{K1T}}} = 9 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{33,3 \cdot 10^6}} = 0,79.$$

Так как  $Y_{N1T} = 0,79 < 1$ , принимаем  $Y_{N1T} = 1$ ;

для колеса

$$Y_{N2T} = 9 \sqrt{\frac{N_{FLim2T}}{N_{K2T}}} = 9 \sqrt{\frac{4 \cdot 10^6}{6,9 \cdot 10^6}} = 0,94.$$

Так как  $Y_{N2T} = 0,94 < 1$ , принимаем  $Y_{N2T} = 1$ .

Примечание. Если  $Y_N > 1$ , то следует проверить условие  $Y_N \leq Y_{Nmax}$ , где  $Y_{Nmax}$  см. [1], п. 2.14. При  $Y_N > Y_{Nmax}$  принимают  $Y_N = Y_{Nmax}$ .

Коэффициент, учитывающий влияние шероховатости переходной поверхности (при зубофрезеровании и шлифовании с  $Rz \leq 40$  мкм)

$$Y_R = 1.$$

Коэффициент, учитывающий размеры зубчатых колес (см. [1], форм. (40)):

шестерня

$$Y_{x1T} = 1,05 - 0,000125 d_{1T} = 1,05 - 0,000125 \cdot 112 = 1,04;$$

колесо

$$Y_{x2T} = 1,05 - 0,000125 d_{2T} = 1,05 - 0,000125 \cdot 528 = 0,98.$$

Коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (см. [1], форм. (41))

$$Y_f = 1,082 - 0,172 \lg m_T = 1,082 - 0,172 \lg 8 = 0,93.$$

Учитывая, что приводы цепных конвейеров обычно нереверсивны, принимаем при одностороннем приложении нагрузки коэффициент  $Y_A = 1$ .



Тогда допускаемое напряжение изгиба на переходной поверхности зуба, не вызывающее усталостного разрушения материала: для шестерни

$$[\sigma_F]_{1T} = \frac{\sigma_{FLimit} Y_{N1T}}{S_{F1T}} Y_R Y_{X1T} Y_\sigma Y_A =$$

$$= \frac{750 \cdot I}{I,5} \cdot I \cdot I,04 \cdot 0,93 \cdot I = 484 \text{ МПа};$$

для колеса

$$[\sigma_F]_{2T} = \frac{\sigma_{FLimit2T} Y_{N2T}}{S_{F2T}} Y_R Y_{X2T} Y_\sigma Y_A =$$

$$= \frac{750 \cdot I}{I,5} \cdot I \cdot 0,98 \cdot 0,93 \cdot I = 456 \text{ МПа}.$$

## 2.15. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА НАГРУЗКИ

Коэффициент нагрузки при расчете зубьев на выносливость при изгибе

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

Физический смысл коэффициентов  $K_{F\alpha}$ ,  $K_{F\beta}$  и  $K_{FV}$  тот же, что и коэффициентов  $K_{H\alpha}$ ,  $K_{H\beta}$  и  $K_{HV}$  (здесь индекс "F" обозначает, что эти коэффициенты используются при расчете зубьев на изгиб).

Тогда:

$$K_{F\alpha} = I \text{ для прямозубых передач};$$

$$K_{F\beta} = 1,15 \text{ для } \psi_{bd} = 0,7 \text{ (см. [4], рис. 8.15, кривая IV, с. 130 при } H_1 \text{ и } H_2 > 350 \text{ НВ)}.$$

Коэффициент  $\sigma_F$ , учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля зубьев, согласно ГОСТ 21354-87 рекомендуется для прямозубых передач:

а) без модификации головки  $\sigma_F = 0,16$ ;

б) с модификацией головки  $\sigma_F = 0,11$ .

Принимаем  $\sigma_F = 0,11$ , т.к. у нас предусмотрена высотная модификация профиля зубьев (см. п. 2.4).

Коэффициент  $q_o = 8,2$  для модуля  $m_T = 8$  мм и 9-й степени точности (см. [1], табл. П.14 приложения).

$$\omega_{FV} = \sigma_F q_o V \sqrt{\frac{Q_{WT}}{L_{T. \varphi}}} = 0,11 \cdot 8,2 \cdot 0,28 \sqrt{\frac{320}{4,7}} =$$

$$= 2,08 \text{ Н/мм}.$$

При этом, полученное значение  $\omega_{FV} = 2,08$  Н/мм не превышает предельного значения  $\omega_{FV} = 880$  Н/мм (см. [1], табл. П.15 приложения).

Динамическая добавка (см. [1], форм. (45))

$$V_f = \frac{W_{FV} \delta_{WT}}{F_t} = \frac{2,05 \cdot 80}{0,5125} = 0,004,$$

где  $\delta_{WT} = \delta_{2T} = 80$  мм.

По [1], форм. (43)

$$K_{FV} = 1 + V_f = 1 + 0,004 = 1,004.$$

Окончательно

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{FV} = 1 \cdot 1,15 \cdot 1,004 = 1,15.$$

## 2.16. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

Коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений, принимают в зависимости от числа зубьев  $Z$  и смещения исходного контура  $x$  по [4], рис. 8.20, с. 140 или рассчитывают по формуле, предлагаемой Д.Н.Решетовым [3], с. 169

$$Y_{FS} = 3,47 + 13,2/Z - 27,9x/Z + 0,092x^2.$$

Воспользуемся последней формулой.

Тогда:

для шестерни

$$\begin{aligned} Y_{FS1T} &= 3,47 + 13,2/Z_{1T} - 27,9x_1/Z_{1T} + 0,092x_1^2 = \\ &= 3,47 + 13,2/14 - 27,9 \cdot 0,3/14 + 0,092 \cdot 0,3^2 = \\ &= 3,82; \end{aligned}$$

для колеса

$$\begin{aligned} Y_{FS2T} &= 3,47 + 13,2/Z_{2T} - 27,9x_2/Z_{2T} + 0,092x_2^2 = \\ &= 3,47 + 13,2/66 - 27,9 \cdot (-0,3)/66 + 0,092 \cdot (-0,3)^2 = \\ &= 3,81. \end{aligned}$$

Коэффициент, учитывающий наклон зуба для прямозубых передач  $Y_\beta = 1$ .

Коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев для прямозубых передач  $Y_\epsilon = 1$ .

Условие выносливости зубьев при изгибе (см. [1], форм.(48)):  
для шестерни

$$\sigma_{F1T} = \frac{F_t}{b_{1T} m_T} K_F Y_{FS1T} = \frac{45125}{85 \cdot 8} \cdot 1,15 \cdot 3,82 =$$
$$= 292 \text{ МПа} < [\sigma_F]_{1T} = 484 \text{ МПа};$$

для колеса

$$\sigma_{F2T} = \frac{F_t}{b_{2T} m_T} K_F Y_{FS2T} = \frac{45125}{80 \cdot 8} \cdot 1,15 \cdot 3,81 =$$
$$= 309 \text{ МПа} < [\sigma_F]_{2T} = 456 \text{ МПа}.$$

## 2.17. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ НА КРИВУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ ДЕЙСТВИИ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

Предельное допускаемое контактное напряжение, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя, для зубьев, подвергнутых цементации или контурной закалке (см. [1], п.2.17)

$$[\sigma_{Hmax}]_T = 44 H_{HRC}, = 44 \cdot 59,5 =$$
$$= 2618 \text{ МПа},$$

где  $H_{HRC_{э1T}} = H_{HRC_{э2T}} = H_{HRC_{э}} = 59,5$  (см. п.2.2).

Условие контактной прочности передачи при действии максимальной нагрузки (при перегрузке) (см. [1], форм.(55))

$$\sigma_{HmaxT} = \sigma_{HT} \sqrt{\frac{T_{пуск}}{T}} = 1109 \sqrt{1,3} =$$
$$= 1264 \text{ МПа} < [\sigma_{Hmax}]_T = 2618 \text{ МПа},$$

где  $\frac{T_{пуск}}{T} = 1,3$  - кратковременная перегрузка привода (см.исходные данные).

## 2.18. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ПРИ ИЗГИБЕ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКОЙ

6

Максимальное напряжение изгиба при кратковременной перегрузке передачи:

для шестерни

$$\sigma_{Fmax 1T} = \sigma_{F1T} \frac{T_{пуск}}{T} = 292 \cdot 1,3 = 380 \text{ МПа};$$

для колеса

$$\sigma_{Fmax 2T} = \sigma_{F2T} \frac{T_{пуск}}{T} = 309 \cdot 1,3 = 402 \text{ МПа}.$$

Предельное допускаемое напряжение изгиба, не вызывающее остаточных деформаций или хрупкого излома зуба, принимают по [4], табл. 8.9, с.168) или при  $H_1$  и  $H_2 > 350$  НВ рассчитывают согласно [4] по формуле  $[\sigma_{Fmax}] \approx 0,6 \sigma_B$ ,

где  $\sigma_B$  - предел прочности материала, принимаемый по табл. I.

В нашем примере для цементации и закалки по [4], табл. 8.9, с. 168 при твердости поверхности зубьев  $H = 55...63 \text{ HRC}$ , для цементируемых сталей всех марок  $[\sigma_{Fmax}] = 1200 \text{ МПа}$ .

Тогда

$$[\sigma_{Fmax}]_{1T} = [\sigma_{Fmax}]_{2T} = [\sigma_{Fmax}] = 1200 \text{ МПа}.$$

При этом

$$\sigma_{Fmax 1T} = 380 \text{ МПа} < [\sigma_{Fmax}]_{1T} = 1200 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Fmax 2T} = 402 \text{ МПа} < [\sigma_{Fmax}]_{2T} = 1200 \text{ МПа}.$$

Таким образом, для принятого варианта  $\bar{V}$  термообработки из рекомендуемых марок стали, приведенных в [1], табл. П.5 приложения (20Х, 20ХНМ2М, 18ХГТ, 12ХН3А, 25ХГМ и др.) и используемых при данном виде термообработки, принимаем окончательно для изготовления шестерни и колеса тихоходной ступени широко используемую при высоких нагрузках сталь 18ХГТ.

Таблица I

## Механические свойства сталей

Марка стали	Размеры, мм		Твердость		поверхности HRC <sub>2</sub>	б <sub>в</sub>	б <sub>т</sub>	Термическая обработка
	Д <sub>пред</sub>	С <sub>пред</sub>	сердцевины HB	МПа				
35	любой	любая	163...192	-	-	550	270	нормализация улучшение улучшение улучшение улучшение+закалка ТВЧ
45	любой	любая	179...207	-	-	600	320	
45	125	80	235...262	-	-	780	740	
45	80	50	269...302	-	-	890	650	
40X	200	125	235...262	-	-	790	640	
40X	125	80	269...302	-	45...50	900	750	
35X	315	200	235...262	-	-	800	670	улучшение улучшение улучшение+закалка ТВЧ
35X	200	125	269...302	-	48...53	920	790	
35X	200	125	269...302	-	48...53	920	790	
40X	315	200	295...262	-	-	800	630	улучшение улучшение улучшение+закалка ТВЧ
40X	200	125	269...302	-	-	920	750	
40X	200	125	269...302	-	48...53	920	750	
20X2M	200	125	300...400	56...63	56...63	1000	800	улучшение+цементация+закалка то же то же то же улучшение+азотирование
18MT	200	125	300...400	56...63	56...63	1000	800	
12X3A	200	125	300...400	56...63	56...63	1000	800	
25X1M	200	125	300...400	56...63	56...63	1000	800	
40X12MA	125	80	269...302	50...56	50...56	980	780	
30L	любой	любая	163...207	-	-	550	270	нормализация улучшение улучшение
45L	200	200	207...235	-	-	680	440	
407L	200	200	235...262	-	-	850	600	

Примечание. Д<sub>пред</sub> и С<sub>пред</sub> см. [1], п. 2.8

### 3. РАСЧЕТ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СТУПЕНИ

При расчете промежуточной ступени параметрам шестерни приписываем индекс 1П, параметрам колеса - 2П. Промежуточная ступень является косозубой и состоит из шестерни с числом зубьев  $Z_{1П}$  и колеса с числом зубьев  $Z_{2П}$ .

Расчет промежуточной косозубой ступени проводим в следующей последовательности.

#### ПРОЕКТНЫЙ РАСЧЕТ

##### 3.1. ВЫБОР ТВЕРДОСТИ, ТЕРМИЧЕСКОЙ ОБРАБОТКИ И МАТЕРИАЛА ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

С целью унификации марок используем 4 стали и видов термообработки, для промежуточной ступени используем тот же вариант термообработки и ту же марку стали, что и для тихоходной ступени, а именно:

Т.о. колеса и шестерни - одинаковые - улучшение, цементация и закалка;  
твердость поверхности 56...63 HRC, ;  
для изготовления колеса и шестерни используем сталь 18ХГТ.

##### 3.2. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТОВ ДОЛГОВЕЧНОСТИ ДЛЯ ШЕСТЕРНИ И КОЛЕСА

Действительное число циклов напряжений за расчетный срок службы  $L_h$  передачи (см. [1], форм.(3)):

шестерня

$$N_{k1П} = 60 C_{1П} L_h \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 222 \cdot 15000 \cdot 0,63 = 125,9 \cdot 10^6;$$

колесо

$$N_{k2П} = 60 C_{2П} L_h \mu_H = 60 \cdot 1 \cdot 48 \cdot 15000 \cdot 0,63 = 27,2 \cdot 10^6,$$

где  $n_{1П} = n_{\bar{H}} = 222 \text{ мин}^{-1}$ ;  $n_{2П} = n_{\bar{H}} = 48 \text{ мин}^{-1}$ .

Предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений, для шестерни и колеса остался таким же, как и для тихоходной ступени (см. п.2.2), т.е.

$$\sigma_{H \lim 1П} = \sigma_{H \lim 2П} = 1369 \text{ МПа.}$$

Прежним осталось и базовое число циклов напряжений для шестерни и колеса (см.п. 2.2):

$$N_{H\ell_{1п}} = N_{H\ell_{2п}} = 145,2 \cdot 10^6.$$

Так как получилось  $N_{H\ell_{1п}} > 120 \cdot 10^6$ , то принимаем

$$N_{H\ell_{1п}} = N_{H\ell_{2п}} = 120 \cdot 10^6.$$

Коэффициент долговечности:

$$\underline{\text{шестерня}} \text{ (т.к. } N_{K1п} = 125,9 \cdot 10^6 > N_{H\ell_{1п}} = 120 \cdot 10^6,$$

то согласно [1], форм. (5)):

$$Z_{N1п} = 20 \sqrt{\frac{N_{H\ell_{1п}}}{N_{K1п}}} = 20 \sqrt{\frac{120 \cdot 10^6}{125,9 \cdot 10^6}} \approx 1 > 0,75;$$

колось (т.к.  $N_{K2п} = 27,2 \cdot 10^6 < N_{H\ell_{2п}} = 120 \cdot 10^6$ ,

то согласно [1], форм. (4)):

$$Z_{N2п} = 6 \sqrt{\frac{N_{H\ell_{2п}}}{N_{K2п}}} = 6 \sqrt{\frac{120 \cdot 10^6}{27,2 \cdot 10^6}} = 1,3 < Z_{Nmax},$$

где  $Z_{Nmax} = 1,8$  - при цементации зубьев.

### 3.3. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМОГО КОНТАКТНОГО НАПРЯЖЕНИЯ

Шестерня

$$[\sigma_H]_{1п} = 0,9 \frac{\sigma_{H\ell_{1п}} Z_{N1п}}{S_{H1п}} = 0,9 \frac{1369 \cdot 1}{1,2} = 1027 \text{ МПа.}$$

Колесо.

$$[\sigma_H]_{2п} = 0,9 \frac{\sigma_{H\ell_{2п}} Z_{N2п}}{S_{H2п}} = 0,9 \frac{1369 \cdot 1,3}{1,2} = 1335 \text{ МПа,}$$

где  $S_{H1п} = S_{H2п} = 1,2$  (как и для тихоходной ступени, см.п.2.2).

Предварительная величина расчетного допускаемого контактного напряжения для косозубой промежуточной ступени согласно формулы (6) [1]:

$$[\sigma_H]_п = 0,45 ([\sigma_H]_{1п} + [\sigma_H]_{2п}) = 0,45 (1027 + 1335) = \\ = 1063 \text{ МПа.}$$

При этом

$$[\sigma_H]_{min} = [\sigma_H]_{1п} = 1027 \text{ МПа;}$$

$$1,25 [\sigma_H]_{min} = 1,25 \cdot 1027 = 1284 \text{ МПа.}$$

Согласно условию (7) [1] расчетная величина  $[\sigma_H]_п$  не должна быть меньше  $[\sigma_H]_{min}$  и больше  $1,25 [\sigma_H]_{min}$ .  
Условие (7) [1] выполнено.

#### 3.4. ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ РАЗМЕРОВ ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

С целью обеспечения одновременного погружения колес (а не шестерен) промежуточной и тихоходной ступеней в масляную ванну на рекомендуемую величину, согласно рекомендации М.Н.Иванова [4] делительный диаметр колеса промежуточной ступени должен находиться в диапазоне

$$d_{2п} = (0,7 \dots 0,9) d_{2Г} = (0,7 \dots 0,9) 528 = 369,6 \dots 422,4 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{2п} = 370$  мм.

Тогда делительный диаметр шестерни

$$d_{1п} = \frac{d_{2п}}{u_{п}} = \frac{370}{4,6} = 80,43 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{1п} = 80$  мм.

Межосевое расстояние

$$a_{\omegaп} = \frac{d_{1п} + d_{2п}}{2} = \frac{370 + 80}{2} = 225 \text{ мм.}$$

По ряду  $Ra 40$  (см. [1], табл. П.10 приложения) принимаем ближайшее значение  $a_{\omegaп} = 220$  мм.

По [1], табл. П.8 приложения для несимметричного расположения зубчатых колес и  $H_1$  и  $H_2 > 350$  НВ принимаем коэффициенты  $\psi_{\beta a} = 0,2$  и  $\psi_{\beta d_{max}} = 0,8$ .

Тогда ширина венца колеса

$$b_{2п} = \psi_{\beta a} a_{\omegaп} = 0,2 \cdot 220 = 44 \text{ мм.}$$

По ряду  $Ra 40$  принимаем  $b_{2п} = 45$  мм.

Ширина венца шестерни

$$b_{1п} = b_{2п} + (5 \dots 10) \text{ мм.} = 45 + 5 = 50 \text{ мм.}$$

Рабочая ширина венца шестерни промежуточной ступени

$$b_{\omegaп} = b_{2п} = 45 \text{ мм.}$$



Проверим условие

$$\psi_{bd} = \frac{b_{\text{вп}}}{d_{1n}} \leq \psi_{bd \text{ max}};$$

$$\psi_{bd} = \frac{45}{80} = 0,56 < \psi_{bd \text{ max}} = 0,8.$$

Нормальный модуль зацепления при  $H_{1n}$  и  $H_{2n} > 45 \text{ HRC}_3$

$$m_{nn} = (0,016 \dots 0,0315) d_{\text{вп}} = (0,016 \dots 0,0315) 220 = \\ = 3,5 \dots 6,9 \text{ мм.}$$

По [1], табл. П.9 приложения принимаем  $m_{nn} = 4 \text{ мм.}$

Согласно [4], с. 146 зададимся коэффициентом осевого перекрытия  $\epsilon_{\beta} = 1,2.$

Тогда угол наклона линии зуба на делительном цилиндре

$$\beta = \arcsin \frac{\pi m_{nn} \epsilon_{\beta}}{d_{\text{вп}}} = \arcsin \frac{3,14 \cdot 4 \cdot 1,2}{45} = \\ = 19,5685^{\circ},$$

что находится в рекомендуемых пределах  $\beta = 8 \dots 22^{\circ}.$

Число зубьев шестерни

$$Z_{1n} = \frac{2 d_{\text{вп}} \cos \beta}{(u_n + 1) m_{nn}} = \frac{2 \cdot 220 \cos 19,5685^{\circ}}{(4,6 + 1) 4} = 18,5.$$

Принимаем  $Z_{1n} = 19.$

При этом  $Z_{1n} = 19 > Z_{1 \text{ min}} = 18,$

где  $Z_{1 \text{ min}} = 18$  - из условия уменьшения шума и отсутствия подрезания зубьев.

Число зубьев колеса

$$Z_{2n} = Z_{1n} u_n = 19 \cdot 4,6 = 87,4.$$

Принимаем  $Z_{2n} = 87.$

Фактическое передаточное число промежуточной ступени

$$u_{n,\phi} = \frac{Z_{2n}}{Z_{1n}} = \frac{87}{19} = 4,58 \approx 4,6.$$

Примечание. Отклонение  $u_{n,\phi}$  от  $u_n$  должно составлять не более 4 %, т.е.

$$\Delta u = \frac{|u_{n,\phi} - u_n|}{u_n} \cdot 100 \leq [\Delta u] = 4 \%.$$

Уточняем значения угла  $\beta$  :

$$\cos \beta = \frac{(Z_{1n} + Z_{2n})m_{nn}}{2a_w} = \frac{(19 + 87) \cdot 4}{2 \cdot 220} = 0,9636.$$

$$\beta = 15,5065^\circ,$$

что также находится в рекомендуемых пределах ( $\beta = 8 \dots 22^\circ$ ).

Диаметры делительные:

$$d_{1n} = \frac{m_{nn} Z_{1n}}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 19}{0,9636} = 78,871 \text{ мм};$$

$$d_{2n} = \frac{m_{nn} Z_{2n}}{\cos \beta} = \frac{4 \cdot 87}{0,9636} = 361,146 \text{ мм};$$

$$\text{проверка: } \frac{d_{1n} + d_{2n}}{2} = a_{wn}; \quad \frac{78,871 + 361,146}{2} = 220,0085 \approx$$

$$\approx 220 \text{ мм.}$$

*Примечание.* С большей точностью  $a_w$  будет при  $\cos \beta = 0,963636$ .

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1n} = d_{1n} + 2m_{nn} = 78,871 + 2 \cdot 4 = 86,871 \text{ мм};$$

$$d_{a2n} = d_{2n} + 2m_{nn} = 361,146 + 2 \cdot 4 = 369,146 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин зубьев:

$$d_{f1n} = d_{1n} - 2,5m_{nn} = 78,871 - 2,5 \cdot 4 = 68,871 \text{ мм};$$

$$d_{f2n} = d_{2n} - 2,5m_{nn} = 361,146 - 2,5 \cdot 4 = 351,146 \text{ мм.}$$

Окончательно уточняем коэффициент  $\psi_{bd}$ :

$$\psi_{bd} = \frac{b_{wn}}{d_{1n}} = \frac{45}{78,871} = 0,57 < \psi_{bd \max} = 0,8.$$

## ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ

### 3.5. ВЫБОР СПОСОБА ПОЛУЧЕНИЯ ЗАГОТОВОК ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС И ПРОВЕРКА ИХ ПРИГОДНОСТИ

В нашем примере для мелкосерийного производства шестерню промежуточной ступени предполагаем вытачивать из круглого проката (т.к.  $d_{a1n} = 86,871 \text{ мм} < 200 \text{ мм}$ ), а заготовку колеса получать ковкой в односторонних штампах (т.к.  $d_{a2n} = 369,146 \text{ мм} < 600 \text{ мм}$ ).

Диаметр заготовки шестерни

$$D_{3аг} = d_{а1п} + 6 \text{ мм} = 86,871 + 6 = 92,871 \text{ мм.}$$

По [I], табл. П.6 приложения для принятого вида термообработки  $D_{пред} = 200 \text{ мм}$ .

Заготовка шестерни подходит, т.к. выполняется условие

$$D_{3аг} = 92,871 \text{ мм} < D_{пред} = 200 \text{ мм.}$$

Для колеса:

толщина заготовки диска

$$S_{3аг} = 0,5 b_{2п} = 0,5 \cdot 45 = 22,5 \text{ мм};$$

толщина заготовки обода

$$S_{3аг} = 8 m_{пп} = 8 \cdot 4 = 32 \text{ мм.}$$

Для наибольшей из полученных величин  $S_{3аг} = 32 \text{ мм}$  проверяем условие пригодности заготовки колеса

$$S_{3аг} = 32 \text{ мм} < S_{пред} = 125 \text{ мм,}$$

где  $S_{пред}$  - см. [I], табл. П.6 приложения.

### 3.6. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СТЕПЕНИ ТОЧНОСТИ ПЕРЕДАЧИ

Окружная скорость зубчатых колес

$$V = \frac{\pi d_{1п} n_{1п}}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 78,871 \cdot 222}{60 \cdot 10^3} = 0,92 \text{ м/с.}$$

По [I], табл. II.11 приложения выбираем для цилиндрических непрямоугольных зубчатых колес 9-ю степень точности.

### 3.7. ОПРЕДЕЛЕНИЕ СИЛ, ДЕЙСТВУЮЩИХ В КОСОУГОЛОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ ПРОМЕЖУТОЧНОЙ СТУПЕНИ

Окружная сила на делительном цилиндре в торцовом сечении

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 T_{1п}}{d_{1п}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 564}{78,871} = 14302 \text{ Н,}$$

где  $T_{1п} = T_{п} = 564 \text{ Н} \cdot \text{м}$ .

Радиальная сила

$$F_r = F_t \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = 14302 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{0,9636} = 5402 \text{ Н.}$$

Осевая сила

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \alpha = 14302 \operatorname{tg} 15,5065^\circ = 3968 \text{ н.}$$

### 3.8. ОКОНЧАТЕЛЬНОЕ ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМОГО КОНТАКТНОГО НАПРЯЖЕНИЯ ПРИ ПРОВЕРОЧНОМ РАСЧЕТЕ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

По [1], п. 2.11 принимаем:

$$R_a = 3,2 \text{ мкм для 9-й степени точности;}$$

$$Z_R = 0,9 \text{ при } R_a = 3,2 \text{ мкм;}$$

$$Z_V = 1 \text{ при } V < 5 \text{ м/с.}$$

При этом:

$$Z_{R1п} = Z_{R2п} = Z_R = 0,9; \quad Z_{V1п} = Z_{V2п} = Z_V = 1.$$

Окончательно:

для шестерни

$$[\sigma_H]_{1п} = \frac{\sigma_{Hlim1п} Z_{N1п}}{S_{H1п}} Z_{R1п} Z_{V1п} = \frac{1369 \cdot 1 \cdot 0,9 \cdot 1}{1,2} = 1027 \text{ МПа;}$$

для колеса

$$[\sigma_H]_{2п} = \frac{\sigma_{Hlim2п} Z_{N2п}}{S_{H2п}} Z_{R2п} Z_{V2п} = \frac{1369 \cdot 1,3 \cdot 0,9 \cdot 1}{1,2} = 1335 \text{ МПа.}$$

Таким образом, величины  $[\sigma_H]_{1п}$  и  $[\sigma_H]_{2п}$  остались прежними (см. п. 3.3). Соответственно остается прежней и расчетная величина допускаемого контактного напряжения  $[\sigma_H]_п = 1063 \text{ МПа}$ .

### 3.9. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА НАГРУЗКИ

Коэффициенты:

$$K_{H\alpha} = 1,13 \text{ - см. [1], табл. П.12 приложения;}$$

$$K_{H\beta} = 1,07 \text{ - см. [4], рис. 8.15, кривая } \bar{IV} \text{ для } \psi_{\beta d} = 0,57 \text{ при } H_1 \text{ и } H_2 > 350 \text{ НВ;}$$

$$\sigma_H = 0,04 \text{ - см. [1], табл. П.13 приложения для косых зубьев при } H_1 \text{ и } H_2 > 350 \text{ НВ;}$$

$$q_o = 8,2 \text{ - см. [1], табл. П.14 приложения.}$$

По [I], форм. (20)

$$\omega_{H\nu} = \sigma_H \sigma_o V \sqrt{\frac{\sigma_{wп}}{\sigma_{п.ф}}} = 0,04 \cdot 8,2 \cdot 0,92 \cdot \sqrt{\frac{220}{4,6}} = 2,09 \text{ Н/мм.}$$

При этом:

$$\omega_{H\nu} = 2,09 \text{ Н/мм} < \omega_{H\nu \text{ пред}} = 880 \text{ Н/мм,}$$

где  $\omega_{H\nu \text{ пред}}$  - см. [I], табл. П.15 приложения.

По [I], форм. (19)

$$\nu_H = \frac{\omega_{H\nu} \sigma_{wп}}{F_t} = \frac{2,09 \cdot 45}{14302} = 0,007.$$

По [I], форм. (18)

$$K_{H\nu} = 1 + \nu_H = 1 + 0,007 = 1,007.$$

Тогда окончательно коэффициент нагрузки  $K_H$ :

$$K_H = K_{H\alpha} K_{H\beta} K_{H\nu} = 1,13 \cdot 1,07 \cdot 1,007 = 1,22.$$

### 3.10. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ НА КОНТАКТНУЮ ВЫНОСЛИВОСТЬ

Коэффициент  $Z_E = 190$  - для стальных зубчатых колес.

По [I], форм. (23)

$$\alpha_t = \text{arctg} \frac{\text{tg } 20^\circ}{\cos \beta} = \text{arctg} \frac{0,3640}{0,9636} = 20,6941^\circ.$$

Так как коэффициенты смещения  $x_{1п} + x_{2п} = 0$ , то

$$\alpha_{t\nu} = \alpha_t = 20,6941^\circ.$$

По [I], форм. (24)

$$\beta_\beta = \text{arc sin}(\text{sin } \beta \cdot \cos 20^\circ) = \text{arcsin}(\text{sin } 15,5065^\circ \times \\ \times 0,9397) = 14,5501^\circ.$$

По [I], форм. (22)

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \sqrt{\frac{2 \cos \beta_\beta}{\text{tg } \alpha_{t\nu}}} = \frac{1}{\cos 20,6941^\circ} \sqrt{\frac{2 \cos 14,5501^\circ}{\text{tg } 20,6941^\circ}} = 2,42.$$

По [I], форм. (30)

$$\rho_x = \frac{\tilde{r}_{mnp}}{\sin \beta} = \frac{3,14 \cdot 4}{\sin 15,5065^\circ} = 46,98 \text{ мм.}$$

По [I], форм. (29) при  $b_w = b_{\text{шп}} = 45 \text{ мм}$

$$\xi_\beta = \frac{b_w}{\rho_x} = \frac{45}{46,98} = 0,96.$$

Для промежуточной ступени без смещения при  $\beta < \sim 9^\circ$   
по [I], форм. (36)

$$\begin{aligned} \xi_\alpha &= [1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{z_{1n}} + \frac{1}{z_{2n}} \right)] \cos \beta = \\ &= [1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{19} + \frac{1}{87} \right)] \cdot 0,9636 = 1,61. \end{aligned}$$

Так как  $\xi_\beta < 1$ , то согласно [I], форм. (27)

$$\begin{aligned} Z_\varepsilon &= \sqrt{\frac{(4 - \xi_\alpha)(1 - \xi_\beta)}{3} + \frac{\xi_\beta}{\xi_\alpha}} = \sqrt{\frac{(4 - 1,61)(1 - 0,96)}{3} + \frac{0,96}{1,61}} \\ &= 0,79. \end{aligned}$$

Тогда условие контактной выносливости промежуточной ступени (см. [I], условие (21))

$$\begin{aligned} \sigma_{Hn} &= Z_\varepsilon Z_H Z_\varepsilon \sqrt{\frac{F_t K_H}{b_w n d_{1n}} \cdot \frac{u_{n,\varphi} + 1}{u_{n,\varphi}}} = \\ &= 190 \cdot 2,42 \cdot 0,79 \sqrt{\frac{14302 \cdot 1,22}{45 \cdot 78,871} \cdot \frac{4,6 + 1}{4,6}} = 889 \text{ МПа} < \end{aligned}$$

$$< [\sigma_H]_n = 1063 \text{ МПа.}$$

Условие контактной выносливости выполняется.

### 3. II. ОПРЕДЕЛЕНИЕ ДОПУСКАЕМОГО НАПРЯЖЕНИЯ ИЗГИБА ПРИ РАСЧЕТЕ ЗУБЬЕВ НА ВЫНОСЛИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

По аналогии с тихоходной ступенью (см. п. 2.14) для рассчитываемой промежуточной ступени принимаем:

$$\sigma_{F \text{ lim } 1n} = \sigma_{F \text{ lim } 2n} = 750 \text{ МПа} - \text{см. [4], табл. 8.9, с. 163.}$$

$$S_{F 1n} = S_{F 2n} = 1,5 - \text{см. [4], табл. 8.9, с. 168.}$$

$$N_{F \text{ lim } 1n} = N_{F \text{ lim } 2n} = 4 \cdot 10^6.$$

Действительное число циклов напряжений за расчетный срок службы передачи (см. [1], форм. (43)):

для шестерни

$$N_{K1п} = 60 c n_{1п} L_n \mu_F = 60 \cdot 1 \cdot 222 \cdot 15000 \cdot 0,77 = 153,8 \cdot 10^6;$$

для колеса

$$N_{K2п} = 60 c n_{2п} L_n \mu_F = 60 \cdot 1 \cdot 48 \cdot 15000 \cdot 0,77 = 33,3 \cdot 10^6,$$

где  $\mu_F = 0,77$  - см. п. 2.14.

Коэффициенты долговечности (см. п. 2.14):

для шестерни

$$Y_{N1п} = \sqrt[9]{\frac{N_F \cdot \lim_{1п}}{N_{K1п}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{153,8 \cdot 10^6}} = 0,67.$$

Так как  $Y_{N1п} = 0,67 < 1$ , принимаем  $Y_{N1п} = 1$ ;

для колеса

$$Y_{N2п} = \sqrt[9]{\frac{N_F \cdot \lim_{2п}}{N_{K2п}}} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{33,3 \cdot 10^6}} = 0,79.$$

Так как  $Y_{N2п} = 0,79 < 1$ , принимаем  $Y_{N2п} = 1$ .

Коэффициент  $Y_R = 1$ .

Коэффициент  $Y_X$  (см. [1], форм. (40)):

для шестерни

$$Y_{X1п} = 1,05 - 0,000125 d'_{1п} = 1,05 - 0,000125 \cdot 78,871 = 1,04;$$

для колеса

$$Y_{X2п} = 1,05 - 0,000125 d'_{2п} = 1,05 - 0,000125 \cdot 361,146 = 1.$$

Коэффициент  $Y_{\sigma}$  (см. [1], форм. (41)):

$$Y_{\sigma} = 1,082 - 0,172 \lg m_{пп} = 1,082 - 0,172 \lg 4 = 0,98.$$

Учитывая, что приводы цепных конвейеров обычно неререверсивны, принимаем при одностороннем приложении нагрузки коэффициент

$$Y_A = 1.$$

Тогда допускаемое напряжение изгиба на переходной поверхности зуба, не вызывающее усталостного разрушения материала:

для шестерни

$$[\sigma_F]_{1п} = \frac{\sigma_{FLim1п} Y_{N1п}}{S_{F1п}} Y_R Y_{X1п} Y_\sigma Y_A =$$

$$= \frac{750 \cdot I}{1,5} \cdot I \cdot 1,04 \cdot 0,98 \cdot I = 510 \text{ МПа};$$

для колеса

$$[\sigma_F]_{2п} = \frac{\sigma_{FLim2п} Y_{N2п}}{S_{F2п}} Y_R Y_{X2п} Y_\sigma Y_A =$$

$$= \frac{750 \cdot I}{1,5} \cdot I \cdot I \cdot 0,98 \cdot I = 490 \text{ МПа}.$$

### 3.12. ОПРЕДЕЛЕНИЕ КОЭФФИЦИЕНТА НАГРУЗКИ

Принимаем:

$$K_{F\alpha} = 1,35 \text{ для } V = 0,92 \text{ м/с и 9-й степени точности}$$

(см. [1], табл. П.12 приложения);

$$K_{F\beta} = 1,1 \text{ для } \psi_{\beta d} = 0,57 \text{ (см. [4], рис. 8.15, кривая IV,}$$

с. 130 при  $H_1$  и  $H_2 > 350 \text{ НВ})$ ;

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

$$g_0 = 8,2 \text{ - для модуля } m_{nn} = 4 \text{ и 9-й степени точности (см. [1],}$$

табл. П.14 приложения).

По [1], форм. (47)

$$(\sigma_{FV} = \sigma_F g_0 V \sqrt{\frac{a_{\omega n}}{U_{п.ф}}} = 0,06 \cdot 8,2 \cdot 0,92 \sqrt{\frac{220}{4,6}} =$$

$$= 3,13 \text{ Н/мм}.$$

В этом

$$\omega_{FV} = 3,13 \text{ Н/мм} < \omega_{FV пред} = 880 \text{ Н/мм},$$

где  $\omega_{FV пред} = 880 \text{ Н/мм}$  - см. [1], табл. П.15 приложения.

По [1], форм. (46)

$$) F = \frac{\omega_{FV} \beta_{\omega n}}{F_t} = \frac{3,13 \cdot 45}{14302} = 0,01.$$

По [1], форм. (45)

$$K_{FV} = I + V_F = I + 0,01 = 1,01.$$



Тогда окончательно коэффициент нагрузки  $K_F$ :

$$K_F = K_{F\alpha} K_{F\beta} K_{Fv} = 1,35 \cdot 1,1 \cdot 1,01 = 1,50.$$

### 3.13. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ НА ВНОСЛИВОСТЬ ПРИ ИЗГИБЕ

Эквивалентное число зубьев:

шестерни

$$Z_{v1n} = \frac{Z_{1n}}{\cos^3 \beta} = \frac{19}{0,9636^3} = 21;$$

колеса

$$Z_{v2n} = \frac{Z_{2n}}{\cos^3 \beta} = \frac{87}{0,9636^3} = 97.$$

По [3], с. 169 при коэффициентах смещения  $X_{1n} = X_{2n} = 0$ :

$$Y_{FS1n} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_{v1n}} = 3,47 + \frac{13,2}{21} = 4,10;$$

$$Y_{FS2n} = 3,47 + \frac{13,2}{Z_{v2n}} = 3,47 + \frac{13,2}{97} = 3,61.$$

По [1], форм. (52):

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \frac{\beta}{120} = 1 - 0,96 \cdot \frac{15,5065^\circ}{120} = 0,88 > 0,7,$$

где  $\varepsilon_\beta = 0,96$  - см. п. 3.10.

По [1], форм. (53) при  $\varepsilon_\beta < 1$

$$Y_\varepsilon = 0,2 + \frac{0,8}{\varepsilon_\alpha} = 0,2 + \frac{0,8}{1,61} = 0,70,$$

где  $\varepsilon_\alpha = 1,61$  - см. п. 3.10.

Условие выносливости зубьев при изгибе (см. [1], форм. (48)):

для шестерни

$$\begin{aligned} \sigma_{F1n} &= \frac{F_t}{b_{1n} m_{nn}} K_F Y_{FS1n} Y_\beta Y_\varepsilon = \\ &= \frac{14302}{50 \cdot 4} \cdot 1,5 \cdot 4,10 \cdot 0,88 \cdot 0,7 = 271 \text{ МПа} < \\ &< [\sigma_F]_{1n} = 510 \text{ МПа}; \end{aligned}$$

для колеса

$$\begin{aligned}\sigma_{F2п} &= \frac{F_t}{b_{2п} m_{пп}} K_F Y_{FS2п} Y_\beta Y_\epsilon = \\ &= \frac{14302}{45 \cdot 4} \cdot 1,5 \cdot 3,61 \cdot 0,88 \cdot 0,7 = 265 \text{ МПа} < \\ &< [\sigma_F]_{2п} = 490 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

### 3.14. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ ПРИ ДЕЙСТВИИ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКИ

Как и для тихоходной ступени (см. п. 2.17)

$$[\sigma_{Hmax}]_п = 2618 \text{ МПа.}$$

Тогда по [1], форм. (55)

$$\begin{aligned}\sigma_{Hmaxп} &= \sigma_{Hп} \sqrt{\frac{T_{пуск}}{T}} = 889 \sqrt{1,3} = \\ &= 1014 \text{ МПа} < [\sigma_{Hmax}]_п = 2618 \text{ МПа,}\end{aligned}$$

где  $\frac{T_{пуск}}{T} = 1,3$  - см. исходные данные.

Условие контактной прочности передачи при действии максимальной нагрузки выполняется.

### 3.15. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПЕРЕДАЧИ ПРИ ИЗГИБЕ МАКСИМАЛЬНОЙ НАГРУЗКОЙ

Как и для тихоходной ступени (см. п.2.18)

$$[\sigma_{Fmax}]_{1п} = [\sigma_{Fmax}]_{2п} = [\sigma_{Fmax}] = 1200 \text{ МПа.}$$

Тогда условие прочности при изгибе максимальной нагрузкой: для шестерни

$$\begin{aligned}\sigma_{Fmax1п} &= \sigma_{F1п} \frac{T_{пуск}}{T} = 271 \cdot 1,3 = 352 \text{ МПа} < \\ &< [\sigma_{Fmax}]_{1п} = 1200 \text{ МПа;}\end{aligned}$$

для колеса

$$\begin{aligned}\sigma_{Fmax2п} &= \sigma_{F2п} \frac{T_{пуск}}{T} = 265 \cdot 1,3 = 345 \text{ МПа} < \\ &< [\sigma_{Fmax}]_{2п} = 1200 \text{ МПа.}\end{aligned}$$

Таким образом, принятые для промежуточной ступени сталь 18ХТ и термообработка по варианту  $\bar{V}$  (см.п.3.1) подходят.

#### 4. ВЫБОР СИСТЕМЫ СМАЗКИ РЕДУКТОРА

Для проектируемого редуктора используем картерную систему смазывания (окунанием зубчатых колес в масло, залитое в корпус).

Рекомендации различных авторов относительно глубины погружения в масло цилиндрических колес см. [1] п. 4.

Рассмотрим предварительно без учета размеров быстроходной ступени возможную глубину погружения  $h_T$  колеса тихоходной ступени в случае погружения колеса промежуточной ступени на рекомендуемую глубину  $h_n$  (см. рис. 3).

Если ориентироваться на рекомендации Д.Н.Решетова [3], который считает, что колеса ступеней следует погружать на глубину 4...5 модулей, то рекомендуемая величина глубины погружения промежуточной ступени составит

$$h_n = (4...5)m_{np} = (4...5) 4 = 16...20 \text{ мм.}$$

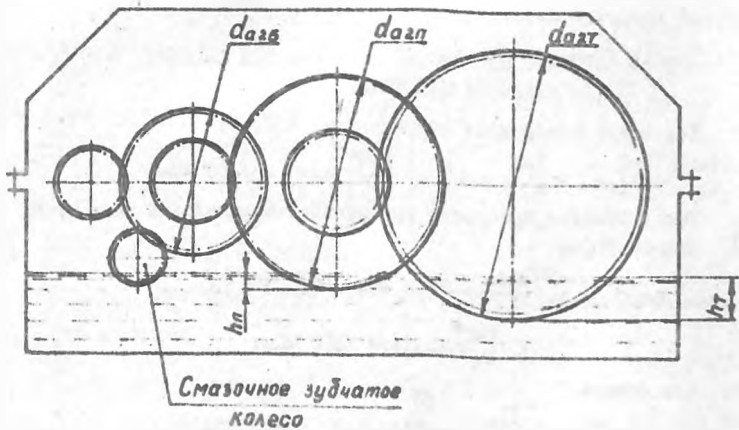


Рис. 3

Примем  $h_n = 18$  мм.

Тогда глубина погружения колеса тихоходной ступени, при погружении колеса промежуточной ступени на рекомендуемую глубину  $h_n = 18$  мм, составит (см. рис. 3)

$$\begin{aligned} h_T &= h_n + \left( \frac{d_{q2T}}{2} - \frac{d_{q2n}}{2} \right) = \\ &= 18 + \left( \frac{539,2}{2} - \frac{369,146}{2} \right) = 103 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Максимально допустимая глубина погружения колеса тихоходной ступени по данным Д.Н. Решетова [3] составляет

$$h_{T, \max} = \frac{d_{q2T}}{3} = \frac{539,2}{3} = 180 \text{ мм.}$$

Таким образом

$$h_T = 103 \text{ мм} < h_{T, \max} = 180 \text{ мм.}$$

Примечание. В дальнейшем при выполнении чертежей в обязательном порядке следует проверить, чтобы при глубине погружения  $h_{T, \max} = 180$  мм не оказались погруженными в масло подшипники тихоходного вала редуктора.

Выполненные расчеты показывают, что погружение в масло колеса промежуточной ступени допустимо и на большую глубину, чем  $h_n = 18$  мм, т.е. до такой величины, пока глубина погружения колеса тихоходной ступени не превысит  $h_{T, \max} = 180$  мм.

Относительно смазывания быстроходной ступени редуктора необходимо иметь в виду следующее.

Если окружная скорость колеса промежуточной ступени  $V > 1$  м/с, то масло, увлекаемое зубьями, будет разбрызгиваться при такой скорости, обеспечивая тем самым смазывание быстроходной ступени за счет образовавшегося внутри корпуса масляного тумана. В данном случае колесо быстроходной ступени не погружается в масло и расчет этой ступени производят без учета размеров зубчатых колес промежуточной и тихоходной ступеней.

При окружной скорости колеса промежуточной ступени  $V < 1$  м/с требуется также погружение в масло и колеса быстроходной ступени с целью ее смазывания. Однако если погружение колеса быстроходной ступени повлечет за собой погружение в масло колеса тихоходной ступени на глубину, превышающую  $h_{T, \max}$  (в нашем случае  $h_{T, \max} = 180$  мм), это приведет к увеличению потерь мощности на перемешивание масла и даже к погружению подшипников, что недопустимо. В таком случае колесо быстроходной ступени не погружа-

ют в масло, а располагают его выше уровня масла в ванне. С целью смазывания быстроходной ступени используют тогда полимерное смазочное зубчатое колесо, свободно вращающееся на оси (рис. 3). Смазочное колесо входит в зацепление с колесом быстроходной ступени, а своей нижней частью погружается в масло, залитое в корпус. Конструктивное исполнение установки смазочного зубчатого колеса см. [5], рис. 3.1, с.300 или [7], рис. 14. 36, с.443. Следует отметить, что ширину смазочного колеса принимают примерно на 30 % меньше ширины сцепляющегося с ним зубчатого колеса.

## 5. РАСЧЕТ БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНИ

При расчете быстроходной ступени параметрам шестерни приписываем индекс 1В, а параметрам колеса - 2В. Быстроходная ступень является косозубой и состоит из шестерни с числом зубьев  $Z_{1В}$  и колеса с числом зубьев  $Z_{2В}$ .

Так как окружная скорость колеса промежуточной ступени  $V = 0,92$  м/с (см.п. 3.6), что меньше 1 м/с, смазывание быстроходной ступени не обеспечивается за счет разбрызгивания масла. Предусматриваем для смазывания быстроходной ступени установку полимерного смазочного зубчатого колеса, зацепляющегося с колесом быстроходной ступени (см.рис.3).

Тогда расчет быстроходной ступени проводим без учета уже известных размеров зубчатых колес промежуточной и тихоходной ступеней.

С целью унификации видов термообработки и применяемого материала для изготовления быстроходной ступени предусматриваем тот же вариант термообработки (вариант  $\bar{V}$ ) и ту же марку стали для шестерни и колеса (сталь 18ХГТ), что и для промежуточной и тихоходной ступеней.

Расчет косозубой быстроходной ступени в данном случае рекомендуется проводить в такой же последовательности, в какой выполнялся расчет тихоходной косозубой ступени соосного редуктора (см. [1], п.2).

## ПРИЛОЖЕНИЕ

### ПРИМЕР

Примовзубая цилиндрическая передача внешнего зацепления ( $m = 3$  мм;  $Z_1 = 22$ ;  $Z_2 = 55$ ) должна быть выполнена со стандартным межосевым расстоянием  $a_w$  по ряду *Ra 40* (ГОСТ 6636-69).

#### Решение

Определим предварительно межосевое расстояние

$$\begin{aligned} a'_w &= a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{m(Z_1 + Z_2)}{2} = \\ &= \frac{3(22 + 55)}{2} = 116,5 \text{ мм.} \end{aligned}$$

По [1], табл. П.10 приложения принимаем по ряду *Ra 40* ближайшее большее межосевое расстояние  $a_w = 120$  мм.

Определяем коэффициент воспринимаемого смещения

$$y = \frac{a_w - a}{m} = \frac{a_w - 0,5m(Z_1 + Z_2)}{m} = \frac{120 - 0,5 \cdot 3(22 + 55)}{3} = 1,50.$$

Находим величину

$$\frac{1000 y}{Z_c} = \frac{1000 \cdot 1,5}{77} = 19,5,$$

где  $Z_c = Z_1 + Z_2 = 22 + 55 = 77$  — суммарное число зубьев шестерни и колеса.

По [3], рис., 10.17, б, с.173 или [7], рис.4.15, с.121 для  $\frac{1000 y}{Z_c} = 19,5$  находим значение величины

$$\frac{1000 \Delta y}{Z_c} = 2,55$$

и определяем коэффициент уравнительного смещения

$$\Delta y = \frac{2,55 Z_c}{1000} = \frac{2,55 \cdot 77}{1000} \approx 0,20.$$

Определяем суммарный коэффициент смещения

$$x_x = y + \Delta y = 1,5 + 0,20 = 1,70.$$

Определяем коэффициенты смещения  $X_1$  и  $X_2$  :

$$X_1 = 0,5 \left[ X_{\Sigma} - \frac{Z_2 - Z_1}{Z_2 + Z_1} (X_{\Sigma} - \Delta y) \right] =$$

$$= 0,5 \left[ 1,7 - \frac{55 - 22}{55 + 22} (1,7 - 0,2) \right] = 0,53;$$

$$X_2 = X_{\Sigma} - X_1 = 1,70 - 0,53 = 1,17.$$

Производим проверку межосевого расстояния по вычисленным значениям коэффициентов суммарного  $X_{\Sigma}$  и уравнительного  $\Delta y$  смещений

$$a_w = \left( \frac{Z_1 + Z_2}{2} + X_{\Sigma} - \Delta y \right) m = \left( \frac{22 + 55}{2} + 1,7 - 0,2 \right) 3 =$$

$$= 120 \text{ мм.}$$

что соответствует ранее принятому по ряду *Ra* стандартному значению  $a_w = 120$  мм.

Определяем основные параметры передачи.

Диаметры делительные:

$$d_1 = m Z_1 = 3 \cdot 22 = 66 \text{ мм};$$

$$d_2 = m Z_2 = 3 \cdot 55 = 165 \text{ мм.}$$

Диаметры начальные:

$$d_{w1} = d_1 + \left( \frac{2y}{Z_1 + Z_2} \right) d_1 = 66 + \left( \frac{2 \cdot 1,5}{22 + 55} \right) 66 = 68,571 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = d_2 + \left( \frac{2y}{Z_1 + Z_2} \right) d_2 = 165 + \left( \frac{2 \cdot 1,5}{22 + 55} \right) 165 = 171,429 \text{ мм.}$$

Делительное межосевое расстояние

$$a = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{66 + 165}{2} = 115,5 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{68,571 + 171,429}{2} = 120 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2 (1 + X_1 - \Delta y) m = 66 + 2 (1 + 0,53 - 0,2) 3 =$$

$$= 73,980 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 (1 + x_2 - \Delta y) m = 165 + 2 (1 + 1,17 - 0,2) 3 = 176,820 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин зубьев:

$$d_{f1} = d_1 - 2(1,25 - x_1)m = 66 - 2(1,25 - 0,53)3 = 61,680 \text{ мм;}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2(1,25 - x_2)m = 165 - 2(1,25 - 1,17)3 = 164,520 \text{ мм.}$$

Угол зацепления

$$\alpha_{tw} = \arccos\left(\frac{a \cos \alpha_t}{a_w}\right) = \arccos\left(\frac{115,5 \cos 20^\circ}{120}\right) = 25,25^\circ,$$

где  $\alpha_t$  - угол профиля производящей рейки в торцовом сечении; для прямозубых передач  $\alpha_t = \alpha = 20^\circ$ , здесь  $\alpha$  - угол профиля исходного контура.

Диаметры основные:

$$d_{b1} = d_1 \cos \alpha_t = 66 \cos 20^\circ = 62,020 \text{ мм;}$$

$$d_{b2} = d_2 \cos \alpha_t = 165 \cos 20^\circ = 155,049 \text{ мм.}$$

Углы профиля зуба в точках на окружностях вершин:

$$\alpha_{a1} = \arccos \frac{d_{b1}}{d_{a1}} = \arccos \frac{62,020}{73,980} = 33,04^\circ;$$

$$\alpha_{a2} = \arccos \frac{d_{b2}}{d_{a2}} = \arccos \frac{155,049}{176,820} = 28,73^\circ.$$

Составляющие коэффициента торцового перекрытия:

$$\varepsilon_{a1} = \frac{z_1 (\operatorname{tg} \alpha_{a1} - \operatorname{tg} \alpha_{tw})}{2 \pi} = \frac{22 (\operatorname{tg} 33,04^\circ - \operatorname{tg} 25,25^\circ)}{2 \pi} = 0,626;$$

$$\varepsilon_{a2} = \frac{z_2 (\operatorname{tg} \alpha_{a2} - \operatorname{tg} \alpha_{tw})}{2 \pi} = \frac{55 (\operatorname{tg} 28,73^\circ - \operatorname{tg} 25,25^\circ)}{2 \pi} = 0,670.$$

Коэффициент торцового перекрытия

$$\varepsilon_{\Sigma} = \varepsilon_{a1} + \varepsilon_{a2} = 0,626 + 0,670 = 1,296 > 1,2.$$



ЛИТЕРАТУРА

1. Голуб М.В., Санкевич Ф.М., Косъвичук В.В. Расчеты элементов приводов. Методические указания по курсу "Основы конструирования машин" для студентов специальности 12.01 "Технология машиностроения". Часть 1. - Вест, БрИИ, 1993.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин - М.: Высшая школа, 1966.
3. Решетов Д.И. Детали машин. - М.: Машиностроение, 1979.
4. Иванов М.И. Детали машин. - М.: Высшая школа, 1991.
5. Иванов М.И., Иванов В.И. Детали машин. Курсовое проектирование. - М.: Высшая школа, 1975.
6. Кузьмин А.В., Чернин И.М., Козинцов Б.С. Расчеты деталей машин: Справочное пособие. Мн.: Вышэйшая школа, 1976.
7. Проектирование механических передач: Учебно-справочное пособие для вузов / С.А.Чернявский, Г.А.Снесарев, В.С.Козинцов и др. М.: Машиностроение, 1984.

ИЗДАТЕЛЬСТВО

Издательство: Голуб Михаил Владимирович  
Санжкович Федор Александрович  
Косырячук Владимир Васильевич

## РАСЧЕТЫ ЭЛЕМЕНТОВ ПРИВодОВ

Методические указания по курсу "Основы  
конструирования машин" для студентов  
специальности 12.01 "Технология машино-  
строения"

### Часть II

Ответственный за выпуск Санжкович Ф.М.

Редактор Строкач Т.В.

---

Подготовлено в печати 21.06.193г. Бумага писч. № 1. Объемная  
печать, формат 60/84/16. Усл.п.л. 2,9. Уч.изд.л. 3,0.  
Указан 100 экз. Заказ № 157. Бесплатно. Отпечатано на  
заказ в Центральном политехническом институте,  
Б-10, Прог. уа.Московская, 267.