

Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования  
«Гомельский государственный технический  
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Механика»

**Н. В. Акулов**

# **ПРОЕКТИРОВАНИЕ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ. ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА**

**УЧЕБНО-МЕТОДИЧЕСКОЕ ПОСОБИЕ  
у курсовому проектированию по дисциплине  
«Детали машин» для студентов специальностей  
1-36 01 01 «Технология машиностроения»  
и 1-36 12 01 «Проектирование и производство  
сельскохозяйственной техники»  
дневной и заочной форм обучения**

Гомель 2019

УДК 621.81(075.8)  
ББК 34.44я73  
А44

*Рекомендовано научно-методическим советом  
энергетического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
(протокол № 9 от 07.05.2018 г.)*

Рецензент: декан механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого  
канд. техн. наук, доц. *И. Б. Одарченко*

**Акулов, Н. В.**

А44 Проектирование многоступенчатых цилиндрических редукторов. Примеры расчета : учеб.-метод. пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин» для студентов специальностей 1-36 01 01 «Технология машиностроения» и 1-36 12 01 «Проектирование и производство сельскохозяйственной техники» днев. и заоч. форм обучения / Н. В. Акулов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2019. – 166 с. – Систем. требования: PC не ниже Intel Celeron 300 МГц; 32 Mb RAM; свободное место на HDD 16 Mb; Windows 98 и выше; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с титул. экрана.

Учебно-методическое пособие содержит: сведения по выбору электродвигателя и кинематический расчет привода; методику расчета параметров зацепления многоступенчатых цилиндрических редукторов; предварительный расчет валов, выбор муфты; сведения по определению конструктивных размеров шестерен и зубчатых колес, корпуса и крышки редуктора; сведения по выполнению первого этапа эскизной компоновки многоступенчатого редуктора и ряд других сведений, необходимых для выполнения курсового проекта.

Для студентов машиностроительных специальностей дневной и заочной форм обучения.

**УДК 621.81(075.8)  
ББК 34.44я73**

© Учреждение образования «Гомельский  
государственный технический университет  
имени П. О. Сухого», 2019

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Выполнение курсового проекта по курсу «Детали машин» завершает общетехнический цикл подготовки студентов. Он является первой самостоятельной конструкторской работой студентов.

Наиболее распространенными объектами в курсовом проекте являются приводы различных машин и механизмов (например, ленточных и цепных конвейеров, испытательных стендов), использующие передачи цилиндрические, конические, червячные и передачи с гибкой связью. Такой выбор связан с большой распространенностью и важностью их в современной технике. Кроме того, в механическом приводе с упомянутыми передачами наиболее полно представлены основные детали, кинематические пары и соединения, изучаемые в курсе «Детали машин».

Работая над курсовым проектом студенты испытывают определенные трудности в проведении расчетов. Данное учебно-методическое пособие помогает в какой-то степени устранить этот пробел.

Настоящее учебно-методическое пособие состоит из трех частей и приложения. Излагаемый материал расположен в том порядке, в котором следует работать над проектом.

Наиболее полно представлен первый раздел. Во втором и третьем разделах представлены расчеты зубчатых передач, предварительный расчет валов и остальная информация для разработки компоновочной схемы редуктора.

Приложение содержит графическую часть проекта: сборочный чертеж многоступенчатого редуктора со спецификацией, общий вид привода со спецификацией и чертежи деталей.

# 1. РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА, ВЫПОЛНЕННОГО ПО РАЗВЕРНУТОЙ СХЕМЕ

Исходные данные для расчета:

- схема привода представлена на рис. 1.1;
- мощность на приводном валу  $P_{\text{ВЫХ}} = 4,52$  кВт;
- частота приводного вала  $n_{\text{ВЫХ}} = 22$  мин<sup>-1</sup> (об/мин).
- срок службы привода, лет;  $T_{\text{пр}} = 7$  лет;
- коэффициенты использования привода в течение года и суток;  
 $K_{\text{год}} = 0,6$ ;  $K_{\text{сут}} = 0,9$ ;

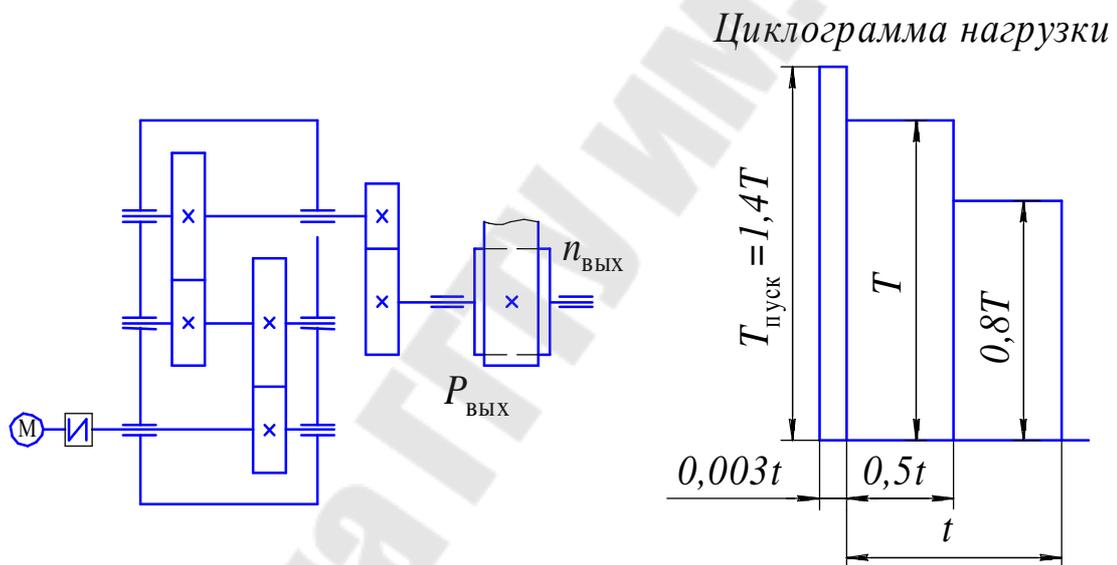


Рис. 1.1. Исходная схема привода

## 1.1 Энергетический и кинематический расчеты привода

### 1.1.1 Определение расчетной мощности привода.

Расчетная мощность электродвигателя определяется по формуле ([5], 1.1).

$$P_{\text{эд}} = \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (1.1)$$

где  $P_{\text{ВЫХ}}$  – мощность на приводном валу конвейера, кВт (по заданию);  
 $P_{\text{ВЫХ}} = 4,52$  кВт;

$\eta_{\text{общ}}$  – общий КПД привода.

Общий КПД привода определяется по ([5], 1.2):

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{цп}}^2 \cdot \eta_{\text{оцп}} \cdot \eta_{\text{пк}}^4, \quad (1.2)$$

где  $\eta_{\text{м}}$  – КПД муфты;  $\eta_{\text{м}} = 0,99$  ([5], табл. П1.1);

$\eta_{\text{цп}}$  – КПД зубчатой передачи редуктора с цилиндрическими колесами;  $\eta_{\text{цп}} = 0,97$  ([5], табл. П1.1);

$\eta_{\text{оцп}}$  – КПД открытой цилиндрической передачи;  $\eta_{\text{оцп}} = 0,93$  ([5], табл. П1.1);

$\eta_{\text{пк}}$  – КПД пары подшипников качения;  $\eta_{\text{пк}} = 0,99$  ([5], табл. П1.1);

$$\eta_{\text{общ}} = 0,99 \cdot 0,97^2 \cdot 0,93 \cdot 0,99^4 = 0,832;$$

$$P_{\text{эд}} = \frac{4,52}{0,832} = 5,433 \text{ кВт.}$$

### 1.1.2 Выбор электродвигателя.

Ориентировочно требуемая частота вращения вала электродвигателя определяется по формуле ([5], 1.5).

$$n_{\text{тр}} = n \cdot u_{\text{оп min}} \cdot u_{\text{ред.ср}}, \quad (1.3)$$

где  $u_{\text{оп min}}$  – наименьшее значение передаточного числа открытой передачи привода;

$u_{\text{ред.ср}}$  – среднее значение передаточного числа редуктора привода.

Наименьшее значение передаточного числа открытой цилиндрической передачи привода  $u_{\text{оп min}} = 4$  ([5], табл. П1.3).

Среднее значение передаточного числа редуктора привода принимаем  $u_{\text{ред.ср}} = 10$  ([5], табл. П1.3).

Тогда

$$n_{\text{тр}} = 22 \cdot 4 \cdot 10 = 880 \text{ об/мин.}$$

По величине  $n_{тр}$  с учетом  $P_{эд}$  принимаем по ([5], табл. П1.2) электродвигатель 4А132S6.

За расчетную частоту  $n_{эд}$  вращения принимаем номинальную частоту вращения ([5], 1.3).

$$n_{эд} = n_{ном} = n_{эдс} (1 - s), \quad (1.4)$$

где  $n_{эдс}$  – синхронная частота вращения, об/мин;

$s$  – коэффициент скольжения.

Синхронная частота вращения  $n_{эдс} = 1000$  об/мин.

Коэффициент скольжения  $s = 0,033$  ([5], табл. П1.2).

$$n_{эд} = 1000 \cdot (1 - 0,033) = 967 \text{ об/мин.}$$

Техническая характеристика принятого электродвигателя представлена в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Характеристика электродвигателя

Обозначение электродвигателя	Исполнение	Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$
4А132S6	М 100	5,5	967	2,0	2,2

### 1.1.3 Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по отдельным передачам и ступеням редуктора.

Общее передаточное число привода определяется по формуле ([5], 1.6)

$$u_{общ} = \frac{n_{эд}}{n_{вых}}; \quad (1.5)$$

$$u_{общ} = \frac{967}{22} = 43,955.$$

Для цилиндрического 2-х ступенчатого редуктора, выполненного по развернутой схеме, должны выполняться условия ([5], 1.7):

$$u_{\text{ред}} = u_{\text{б}} \cdot u_{\text{т}} = 8 \dots 50; \quad \frac{u_{\text{б}}}{u_{\text{т}}} = 1,3 \dots 1,4, \quad (1.6)$$

где  $u_{\text{б}}$  – передаточное число быстроходной ступени;

$u_{\text{т}}$  – передаточное число тихоходной ступени;

Тогда

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{оцп}}}; \quad u_{\text{ред}} = \frac{43,955}{6} = 10,989;$$

$$u_{\text{б}} = 1,3 \cdot u_{\text{т}}; \quad u_{\text{ред}} = 1,3 \cdot u_{\text{т}} \cdot u_{\text{т}} = 1,3 \cdot u_{\text{т}}^2;$$

$$u_{\text{т}}^2 = u_{\text{ред}} / 1,3; \quad u_{\text{т}} = \sqrt{u_{\text{ред}} / 1,3} = \sqrt{10,989 / 1,3} = 2,907;$$

$$u_{\text{б}} = 1,3 \cdot 2,907 = 3,779;$$

$$u_{\text{ред}} = 3,779 \cdot 2,907 = 10,986.$$

#### 1.1.4 Силовые и кинематические параметры привода.

Расчет элементов привода выполняем по расчетной мощности  $P_{\text{эд}}$  электродвигателя.

Для каждого из валов элементов привода определяем частоту вращения  $n$ , мощность  $P$  и вращающий момент  $T$ .

Определяем частоты вращения валов привода:

$$n_{\text{эд}} = 967 \text{ об/мин};$$

$$n_1 = n_{\text{эд}}; \quad n_1 = 967 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = n_1 / u_{\text{б}}; \quad n_2 = 967 / 3,779 = 255,9 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = n_2 / u_{\text{т}}; \quad n_3 = 255,9 / 2,907 = 88 \text{ об/мин.}$$

$$n_4 = n_3 / u_{\text{оцп}}; \quad n_4 = 88 / 4 = 22 \text{ об/мин.}$$

Определяем мощности, передаваемые на валы привода:

$$P_{эд} = 5,433 \text{ кВт};$$

$$P_1 = P_{эд} \cdot \eta_m \cdot \eta_{пк}; P_1 = 5,433 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 5,325 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{шп} \cdot \eta_{пк}; P_2 = 5,325 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 5,114 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{шп} \cdot \eta_{пк}; P_3 = 5,114 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 4,911 \text{ кВт};$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{ошп} \cdot \eta_{пк}; P_4 = 4,911 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 4,52 \text{ кВт}.$$

Определяем вращающие моменты, передаваемые валами

$$T_i = 9550 \frac{P_i}{n_i};$$

$$T_{эд} = 9550 \frac{5,433}{967} = 53,656 \text{ Н·м};$$

$$T_1 = 9550 \frac{5,325}{967} = 52,589 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = 9550 \frac{5,114}{255,9} = 190,851 \text{ Н·м};$$

$$T_3 = 9550 \frac{4,911}{88} = 532,955 \text{ Н·м};$$

$$T_4 = 9550 \frac{4,52}{22} = 1962,091 \text{ Н·м}.$$

Результаты расчета представлены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

**Силовые и кинематические параметры привода**

Номер вала	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	Крутящий момент, Н·м
Электродвигатель	967	5,433	53,656
1	967	5,325	52,589
2	255,9	5,114	190,851
3	88	4,911	532,955
4	22	4,52	1962,091

## 1.2 Расчет тихоходной ступени редуктора

### 1.2.1 Выбор материала для изготовления шестерни и колеса.

На основании рекомендаций ([5], табл. П1.4, П1.5) для изготовления шестерни принимаем сталь 35Х, а колеса – сталь 55.

Механическая характеристика материала представлена в табл. 1.3.

Таблица 1.3

Механическая характеристика материала

Наименование	Марка стали	Термообработка	Твердость $H_{HB}$	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа
Шестерня	35Х	Улучшение	220 ... 260	740	490
Колесо	55	Нормализация	185 ... 230	640	320

Для обеспечения одинаковой долговечности зубьев шестерни 3 и колеса 4 прямозубых передач и ускорения их приработки должно выполняться условие ([5], 2.1)

$$H_{HB3} \geq H_{HB4} + (20 \dots 30), \quad (1.7)$$

где  $H_{HB3} = 250$  HB;  $H_{HB4} = 220$  HB.

### 1.2.2 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на выносливость.

Допускаемые контактные напряжения  $\sigma_{HP}$ , МПа, определяются отдельно для шестерни и колеса по формуле ([5], 2.3).

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_N}{S_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X, \quad (1.8)$$

где  $\sigma_{H \lim}$  – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу  $N_{H \lim}$  циклов напряжений, МПа;

$$\sigma_{H \lim} = 2H_{HB} + 70; \quad (1.9)$$

$$\sigma_{H \lim 3} = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim 4} = 2 \cdot 220 + 70 = 510 \text{ МПа};$$

$S_H$  – коэффициент запаса прочности;  $S_H = 1,1$ ;  
 $Z_N$  – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса;

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim}}{N_K}}; \quad 2,6 \geq Z_N \geq 1,0; \quad (1.10)$$

$N_{H \lim}$  – базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости;

$$N_{H \lim} = 30 \cdot H_{HB}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7; \quad (1.11)$$

$N_K$  – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера нагружения передачи (циклограммы нагрузки см. рис. 1.1);

$$N_K = 60 \cdot c \cdot \sum_{i=1}^n \left( \frac{T_i}{T} \right)^3 \cdot n_i \cdot L_{hi}, \quad (1.12)$$

$T_i$  – один из числа длительно действующих моментов, учитываемых при расчете на выносливость, Н·м;

$T$  – максимальный момент, учитываемый при расчете на выносливость, Н·м;

$n_i$  – частота вращения зубчатого колеса при действии момента  $T_i$ , об/мин;

$L_{hi}$  – продолжительность действия момента  $T_i$ , ч;

$c$  – число зацеплений зуба за один оборот колеса, равное числу колес, зацепляющихся с рассчитываемым колесом;

$L_h$  – расчетный срок службы передачи, час;

$$L_h = 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot L \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}}, \quad (1.13)$$

$L$  – срок службы привода, год;

$K_{\text{год}}, K_{\text{сут}}$  – коэффициенты использования привода в течение года и суток;

$Z_L$  – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла;

$Z_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_v$  – коэффициент, учитывающий окружную скорость;

$Z_X$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

$$N_{H \lim 3} = 30 \cdot 250^{2,4} = 17,07 \cdot 10^6;$$

$$N_{H \lim 4} = 30 \cdot 220^{2,4} = 12,56 \cdot 10^6;$$

$$L_h = 365 \cdot 0,6 \cdot 7 \cdot 24 \cdot 0,9 = 33113 \text{ ч};$$

$$N_{K3} = 60 \cdot 1 \cdot (1^3 \cdot 0,5 + 0,8^3 \cdot 0,5) \cdot 255,9 \cdot 33113 = 384,4 \cdot 10^6;$$

$$N_{K4} = \frac{N_{K3}}{u_T}; N_{K4} = 384,4 \cdot 10^6 / 2,907 = 132,2 \cdot 10^6.$$

Так как  $N_{K3} > N_{H \lim 3}$  и  $N_{K4} > N_{H \lim 4}$ , то  $Z_N = 1$ .

Произведение  $Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_X = 0,9$ .

Тогда

$$\sigma_{HP3} = 0,9 \cdot \frac{570}{1,1} \cdot 1 = 466,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP4} = 0,9 \cdot \frac{510}{1,1} \cdot 1 = 417,3 \text{ МПа}.$$

Для прямозубых передач за расчетное принимаем условное допускаемое напряжение меньшее из двух, т.е.

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP4} = 417,3 \text{ МПа};$$

### 1.2.3 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.

Предельные допускаемые напряжения при действии максимальной нагрузки для шестерни и колеса определяются по формуле ([5], 2.11):

$$\sigma_{HP \max} = 2,8 \cdot \sigma_T, \quad (1.14)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала, МПа ([5], табл. П6).

$$\sigma_{HP \max 3} = 2,8 \cdot 490 = 1372 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP \max 4} = 2,8 \cdot 320 = 896 \text{ МПа}.$$

#### 1.2.4 Проектировочный расчет на контактную выносливость.

Принимаем предварительно зубчатую передачу прямозубой.

Диаметр начальной окружности  $d_{w3}$ , мм, определяется по формуле ([5], 2.12).

$$d_{w1} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \cdot K_{H\beta} \cdot (u+1)}{\Psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot u^2}}, \quad (1.15)$$

где  $K_d$  – вспомогательный коэффициент,  $K_d=770 \text{ (Н/мм)}^{1/3}$  – для прямозубых передач;  $K_d=675 \text{ (Н/мм)}^{1/3}$  – для косозубых и шевронных передач;

$T_{2H}$  – вращающий момент на колесе рассчитываемой пары, Н·м;

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по ширине венца, принимают в зависимости от параметра  $\Psi_{bd}$  по графику рис. П1.1; принимаем  $K_{H\beta} = 1,06$ ;

$u$  – передаточное число рассчитываемой пары;

$\sigma_{HP}$  – допускаемое контактное напряжение, МПа;

$\Psi_{bd}$  – коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра,

$\Psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$ , выбираемый в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев и расположения колес относительно опор; определяется по табл. П1.8); принимаем  $\Psi_{bd} = 0,9$ ;

Тогда

$$d_{w3} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{532,955 \cdot 1,06 \cdot (2,907+1)}{0,9 \cdot 417,3^2 \cdot 2,907^2}} = 91,3 \text{ мм}.$$

Окружная скорость шестерни определяется по формуле ([5], 2.13)

$$v_2 = \frac{\pi \cdot d_{w3} \cdot n_2}{60 \cdot 1000}, \quad (1.16)$$

где  $n_2$  – частота вращения вала шестерни, об/мин;

$$v_2 = \frac{3,14 \cdot 91,3 \cdot 255,9}{60 \cdot 1000} = 1,22 \text{ м/с.}$$

Так как  $v_2 = 1,22 \text{ м/с} < 5 \text{ м/с}$ , то передача действительно является прямозубой.

Принимаем 9 -ю степень точности по ГОСТ 1643–81 (табл. П1.12).

Рабочая ширина венца шестерни определяется по формуле ([5], 2.14):

$$b_{w1} = \psi_{bd} \cdot d_{w1}; \quad (1.17)$$

$$b_{w3} = 0,9 \cdot 91,3 = 82,2 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_{w3} = 82 \text{ мм}$  (табл. П1.7).

Модуль зацепления определяется по формуле ([5], 2.15):

$$m = \frac{b_w}{\psi_m} \geq m_{\min}, \quad (1.18)$$

где  $\psi_m$  – параметр, выбираемый в зависимости от типа передачи и твердости рабочих поверхностей зубьев; для передач редукторного типа в отдельном корпусе с достаточно жесткими валами и опорами при твердости  $H \leq 350 \text{ HB}$   $\psi_m = 30 \dots 20$ ;

$m_{\min}$  – минимальное значение модуля зацепления, мм;  $m_{\min} = 1 \text{ мм}$  – для силовых передач;

$$m = \frac{82}{27} = 3,04 \text{ мм.}$$

Принимаем величину  $m = 3 \text{ мм}$  ([5], табл. П1.9).

Числа зубьев шестерни и колеса определяются по формулам (2.16, 2.17):

$$z_1 = \frac{d_{w1}}{m} \geq z_{\min} = 17; \quad (1.19)$$

$$z_2 = z_1 \cdot u. \quad (1.20)$$

$$z_3 = \frac{91,3}{3} = 30,4; \quad \text{принимаем } z_3 = 30;$$

$$z_4 = 30 \cdot 2,907 = 87,2; \quad \text{принимаем } z_4 = 87.$$

Уточняем величины:

– передаточного отношения

$$u_{\text{тф}} = \frac{z_4}{z_3}; \quad u_{\text{тф}} = \frac{87}{30} = 2,9;$$

$$\Delta u_{\text{т}} = \frac{|2,907 - 2,9|}{2,907} \cdot 100\% = 0,2\% < 4\%;$$

– диаметры начальных окружностей ([5], 2.20)

$$d_w = m \cdot z; \quad (1.21)$$

$$d_{w3} = 3 \cdot 30 = 90 \text{ мм};$$

$$d_{w4} = 3 \cdot 87 = 261 \text{ мм};$$

– межосевого расстояния ([5], 2.21)

$$a_w = 0,5 \cdot (d_{w1} + d_{w2}). \quad (1.22)$$

$$a_{w\text{т}} = 0,5 \cdot (90 + 261) = 175,5 \text{ мм};$$

– окружную скорость шестерни (1.16)

$$v_2 = \frac{3,14 \cdot 90 \cdot 255,9}{60 \cdot 1000} = 1,21 \text{ м/с.}$$

Рабочая ширина венца колеса ([5], 2.22)

$$b_{w2} = b_{w1} - (3...5). \quad (1.23)$$

$$b_{w4} = b_{w3} - 5;$$

$$b_{w4} = 82 - 5 = 77 \text{ мм.}$$

### 1.2.5 Проверочный расчет на контактную выносливость.

Для обеспечения контактной выносливости должно выполняться условие ([5], 2.27):

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_H \cdot u_T + 1}{b_{w3} \cdot d_{w3} \cdot u_T}} \leq \sigma_{HP}, \quad (1.24)$$

где  $Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;  $Z_E = 190$ ;

$Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;  $Z_H = 2,5$  – для прямозубых передач;

$Z_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий; для прямозубых передач

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}; \quad (1.25)$$

$\varepsilon_\alpha$  – коэффициент торцового перекрытия;

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta; \quad (1.26)$$

$\beta$  – угол наклона зуба; для прямозубой передачи  $\beta = 0$ ;

$F_{tH}$  – окружная сила на делительном цилиндре, Н ([5], 2.34);

$$F_{tH} = \frac{2000 \cdot T_{2H}}{d_3}; \quad (1.27)$$

$T_{2H}$  – вращающий момент на шестерне, Н·м;

$d_3$  – делительный диаметр шестерни, мм;

$K_H$  – коэффициент нагрузки, определяемый по формуле

$$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}; \quad (1.28)$$

$K_A$  – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;  $K_A = 1,0$ ;

$K_{Hv}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} \cdot b_{\omega 3}}{F_{tH} \cdot K_A}; \quad (1.29)$$

$w_{Hv}$  – удельная окружная динамическая сила, Н/мм;

$$w_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_2 \cdot \sqrt{\frac{a_{\omega T}}{u_T}}; \quad (1.30)$$

$\delta_H$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (табл. П1.11);  $\delta_H = 0,006$ ;

$g_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении зубьев шестерни и колеса (табл. П1.10);  $g_0 = 73$ ;

$v_2, a_{\omega T}, u_T$  – уточненные значения окружной скорости шестерни, межосевого расстояния и передаточного числа;

$K_{H\beta} = 1,06$  (см. выше);

$K_{H\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач  $K_{H\alpha} = 1,0$ .

Тогда

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{30} + \frac{1}{87} \right) = 1,737;$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4-1,737}{3}} = 0,869;$$

$$w_{Hv} = 0,006 \cdot 73 \cdot 1,21 \cdot \sqrt{175,5/2,9} = 4,1 \text{ Н/мм};$$

$$F_{iH} = \frac{2000 \cdot 190,851}{90} = 4241 \text{ Н};$$

$$K_{Hv} = 1 + \frac{4,1 \cdot 82}{4241 \cdot 1,0} = 1,079;$$

$$K_H = 1,0 \cdot 1,079 \cdot 1,06 \cdot 1 = 1,144;$$

$$\sigma_{H3} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,869 \cdot \sqrt{\frac{4241 \cdot 1,144}{82 \cdot 90} \cdot \frac{2,9+1}{2,9}} = 388,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H3} = 388,1 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 417,3 \text{ МПа}.$$

Для стальных зубчатых колес недонапряжение составит ([5], 2.40)

$$\Delta\sigma_H = \frac{|\sigma_{HP} - \sigma_H|}{\sigma_{HP}} \cdot 100\% \leq 10\%;$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{417,3 - 388,1}{417,3} \cdot 100\% = 7,0\% < 10\%.$$

Условие прочности (1.23) выполняется.

### 1.2.6 Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.

Расчетное напряжение создаваемое наибольшей нагрузкой определяется по формуле ([5], 2.39)

$$\sigma_{H \max} = \sigma_{H3} \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} \leq \sigma_{HP \max}; \quad (1.31)$$

$$\sigma_{H \max 3} = 388,1 \cdot \sqrt{2,2} = 575,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \max 3} < \sigma_{HP \max} = 1372 \text{ МПа.}$$

Условие прочности (1.31) выполняется.

### 1.2.7 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость.

Допускаемые напряжения изгиба  $\sigma_{FP}$ , МПа, определяются по формуле ([5], 2.41) для шестерни и колеса отдельно

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \lim b}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X, \quad (1.32)$$

где  $\sigma_{F \lim b}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, МПа;

$$\sigma_{F \lim b} = \sigma_{F \lim b}^0 \cdot Y_T \cdot Y_z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A, \quad (1.33)$$

$\sigma_{F \lim b}^0$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому циклу напряжений, МПа;

$$\sigma_{F \lim b}^0 = 1,75 \cdot H_{HB}; \quad (1.34)$$

$Y_T$  – коэффициент, учитывающий технологию изготовления;  
 $Y_{T1} = Y_{T2} = 1,0$ ;

$Y_z$  – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса; для поковок и штамповок  $Y_z = 1,0$ ; для проката  $Y_z = 0,9$ ; для литых заготовок  $Y_z = 0,8$ ;

$Y_g$  – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба; для зубчатых колес с нешлифованной переходной поверхностью зубьев принимают  $Y_g = 1,0$ ;

$Y_d$  – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности; для зубчатых колес без деформационного упрочнения или электрохимической обработки переходной поверхности принимают  $Y_d = 1,0$ ;

$Y_A$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки: при одностороннем приложении нагрузки  $Y_A = 1,0$ , при двустороннем приложении нагрузки (при реверсивной нагрузке)  $Y_A = 0,7 \dots 0,8$ , причем большие значения при  $H > 350 \text{ HB}$ ;

$S_F$  – коэффициент запаса прочности; определяют в зависимости от способа термической и химикотермической обработки и вероятности неразрушения; для зубчатых колес из нормализованной и улучшенной стали, зубчатых колес, закаленных при объемном нагреве, и азотированных зубчатых колес для вероятности неразрушения 0,99  $S_F = 1,7$ ;

$Y_N$  – коэффициент долговечности, определяемый по формуле

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F \text{ lim}}}{N_K}}; \quad 4,0 \geq Y_N \geq 1,0; \quad (1.35)$$

$N_{F \text{ lim}}$  – базовое число циклов напряжений,  $N_{F \text{ lim}} = 4 \cdot 10^6$ ;

$N_K$  – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера нагружения передачи (циклограмма нагрузки) (см. рис. 1.1);

$$N_K = 60 \cdot c \cdot \sum_{i=1}^n \left( \frac{T_i}{T} \right)^6 \cdot n_i \cdot L_{hi}, \quad (1.36)$$

где величины, входящие в (1.36) имеет тот же смысл, что и в формуле (1.11); при  $N_K > N_{F \text{ lim}}$  принимаем  $Y_N = 1$ ;

$Y_\delta$  – коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений (опорный коэффициент);

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg m; \quad (1.37)$$

$m$  – модуль зацепления, мм;

$Y_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности; для шлифования и зубофрезерования при шероховатости поверхности не более  $R_Z = 40 \text{ мкм}$   $Y_R = 1,0$ ;

$Y_X$  – коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса,

$$Y_X = 1,05 - 0,000125 \cdot d; \quad (1.38)$$

$d$  – делительный диаметр зубчатого колеса, мм.  
Тогда имеем

$$\sigma_{F \lim b3}^0 = 1,75 \cdot 250 = 437,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim b4}^0 = 1,75 \cdot 220 = 385 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициенты:  $Y_{T3} = Y_{T4} = 1,0$ ;  $Y_z = 1,0$ ;  $Y_g = 1,0$ ;  
 $Y_d = 1,0$ ;  $Y_A = 1,0$ ;  $S_F = 1,7$ .

Эквивалентное число циклов перемены напряжений  $N_K$ :

$$N_{K3} = 60 \cdot 1 \cdot (1^6 \cdot 0,5 + 0,8^6 \cdot 0,5) \cdot 255,9 \cdot 33113 = 320,8 \cdot 10^6;$$

$$N_{K4} = \frac{N_{K3}}{u_T}; \quad N_{K4} = 320,8 \cdot 10^6 / 2,9 = 110,6 \cdot 10^6$$

Так как  $N_{K3} > N_{F \lim}$  и  $N_{K4} > N_{F \lim}$ , принимаем  $Y_N = 1$ .

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg 3 = 1.$$

Коэффициент,  $Y_R = 1,0$ .

$$Y_X = 1,05 - 0,000125 \cdot 261 = 1,02.$$

$$\sigma_{FP3} = \frac{437,5}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,02 = 262,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP4} = \frac{385}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,02 = 231 \text{ МПа};$$

### 1.2.8 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Допускаемые предельные напряжения  $\sigma_{FP \max}$ , МПа, определяются по формуле ([5], 2.48)

$$\sigma_{FP \max} = \frac{\sigma_{FSt}}{S_{FSt}} \cdot Y_{RSt} \cdot Y_X \cdot \frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}}, \quad (1.39)$$

где  $\sigma_{FSt}$  – предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой;

$$\sigma_{FSt} = \sigma_{FSt}^0 \cdot Y_{gSt} \cdot Y_{dSt}, \quad (1.40)$$

$\sigma_{FSt}^0$  – базовое значение предельного напряжения зубьев при изгибе максимальной нагрузкой, МПа;

$$\sigma_{FSt}^0 = 6,5 \cdot H_{HB}; \quad (1.41)$$

$Y_{gSt}$  – коэффициент, учитывающий влияние шлифования переходной поверхности зуба; при отсутствии шлифования  $Y_{gSt} = 1,0$ ;

$Y_{dSt}$  – коэффициент, учитывающий влияние деформационного упрочнения; при отсутствии деформационного упрочнения  $Y_{dSt} = 1,0$ ;

$S_{FSt}$  – коэффициент запаса прочности, определяемый по формуле

$$S_{FSt} = Y_z \cdot S_Y, \quad (1.42)$$

$Y_z$  – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса; для поковок и штамповок  $Y_z = 1,0$ ; для проката  $Y_z = 0,9$ ; для литых заготовок  $Y_z = 0,8$ ;

$S_Y$  – коэффициент, зависящий от вероятности неразрушения; для легированных и углеродистых сталей, нормализованных и улучшенных и вероятности неразрушения 0,99  $S_Y = 1,75$ ;

$Y_{RSt}$  – коэффициент, принимаемый равным  $Y_{RSt} = 1,0$ ;

$\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}}$  – отношение, принимаемое равным  $\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = 1,0$ .

$$\sigma_{FSt3}^0 = 6,5 \cdot 250 = 1625 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FSt4}^0 = 6,5 \cdot 220 = 1430 \text{ МПа};$$

Принимаем коэффициенты:  $Y_{gSt} = 1,0$ ;  $Y_{dSt} = 1,0$ .

Тогда

$$\sigma_{FSt3} = 1625 \cdot 1 \cdot 1 = 1625 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FSt4} = 1430 \cdot 1 \cdot 1 = 1430 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициенты:  $Y_z = 1,0$ ;  $S_Y = 1,75$ ;  $Y_{RSt} = 1,0$ .

Отношение  $\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = 1,0$ .

Тогда

$$\sigma_{FP \max 3} = \frac{1625}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 928,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP \max 4} = \frac{1430}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 817,1 \text{ МПа}.$$

### 1.2.9 Проверочный расчет на выносливость при изгибе.

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливается сопоставлением расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемого напряжения по ([5], 2.52):

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}. \quad (1.43)$$

Расчетное местное напряжение при изгибе определяется по формуле ([5], 2.53).

$$\sigma_F = \frac{F_{tF}}{b \cdot m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon, \quad (1.44)$$

где  $F_{tF}$  – окружная сила на делительном цилиндре зубчатого колеса, по которому выполняют расчет, Н;

$$F_{tF} = \frac{2000 \cdot T_F}{d}; \quad (1.45)$$

$T_F$  – вращающий момент на зубчатом колесе, по которому выполняют расчет, Н·м;

$d$  – делительный диаметр зубчатого колеса, по которому выполняются расчеты, мм;

$K_F$  – коэффициент нагрузки, определяемый по формуле

$$K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}; \quad (1.46)$$

$K_A$  – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;  $K_A = 1,0$ ;

$K_{Fv}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} \cdot b_w}{F_{tF} \cdot K_A}; \quad (1.47)$$

$w_{Fv}$  – удельная окружная динамическая сила, Н/мм:

$$w_{Fv} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{a_w / u}; \quad (1.48)$$

$\delta_F$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев (см. табл. П1.11);

$g_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса (см. табл. П1.10);

$v$ ,  $a_w$ ,  $u$  – уточненные значения окружной скорости зубчатого колеса, по которому ведется расчет, межосевого расстояния и передаточного числа

$K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$  (см. рис. П1.1);

$K_{F\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач  $K_{F\alpha} = 1,0$ ;

Принимаем:  $K_A = 1,0$ ;  $\delta_F = 0,016$ ;  $g_0 = 73$ ;  $K_{F\beta} = 1,15$ ;  $K_{F\alpha} = 1,0$ ;  $Y_\beta = 1,0$ ;  $Y_\epsilon = 1,0$ .

Расчет выполняем для менее прочного зубчатого колеса, т.е. для колеса, у которого меньше отношение  $\sigma_{FP} / Y_{FS}$ .

Для  $z_{v3} = 30$ ;  $z_{v4} = 87$ ;  $Y_{FS3} = 3,8$ ;  $Y_{FS4} = 3,6$ ;

$$\frac{\sigma_{FP3}}{Y_{FS3}} = \frac{262,5}{3,8} = 69,1 \text{ МПа}; \quad \frac{\sigma_{FP4}}{Y_{FS4}} = \frac{231}{3,6} = 64,2 \text{ МПа.}$$

Так как  $\frac{\sigma_{FP4}}{Y_{FS4}} < \frac{\sigma_{FP3}}{Y_{FS3}}$ , то расчет ведем по колесу.

$$w_{Fv} = 0,016 \cdot 73 \cdot 1,21 \cdot \sqrt{175,5/2,9} = 11 \text{ Н/мм};$$

$$F_{tF} = \frac{2000 \cdot 532,955}{261} = 4084 \text{ Н};$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{11 \cdot 77}{4084 \cdot 1,0} = 1,207;$$

$$K_F = 1,0 \cdot 1,207 \cdot 1,15 \cdot 1,0 = 1,388;$$

$$\sigma_F = \frac{4084}{77 \cdot 3} \cdot 1,388 \cdot 3,6 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 88,3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F < \sigma_{FP} = 231 \text{ МПа.}$$

Условие прочности (1.43) выполняется.

### 1.2.10 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Прочность зубьев, необходимая для предотвращения остаточных деформаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое, определяют сопоставлением расчетного (максимального местного) и допускаемого напряжений изгиба в опасном сечении при действии максимальной нагрузки по ([5], 2.65).

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max}. \quad (1.49)$$

Расчетное местное напряжение, МПа, определяется по формуле ([5], 2.66)

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}; \quad (1.50)$$

где  $\sigma_F$  – расчетное местное напряжение при изгибе, определяемое по формуле (1.44);

$\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}$  – отношение принимают по каталогу электродвигателей (см. табл. П1.2);

$\sigma_{FP\max}$  – допускаемое напряжение изгиба в опасном сечении, определенное по формуле (1.39).

$$\sigma_{F\max} = 88,3 \cdot 2,2 = 194,3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\max} < \sigma_{FP\max} = 817,1 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (1.50) выполняется.

### 1.2.11 Параметры зацепления зубчатой передачи.

Диаметры окружностей выступов шестерни и колеса определяются по формуле ([5], 2.67):

$$d_a = d_w + 2m. \quad (1.51)$$

$$d_{a3} = 90 + 2 \cdot 3 = 96 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = 261 + 2 \cdot 3 = 267 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин определяются по формуле ([5], 2.68):

$$d_f = d_w - 2,5m. \quad (1.52)$$

$$d_{f3} = 90 - 2,5 \cdot 3 = 82,5 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = 261 - 2,5 \cdot 3 = 253,5 \text{ мм}.$$

Общая ширина зубчатого венца шестерни 3 и колеса 4 определяется по формуле ([5], 2.69):

$$b = b_w + m. \quad (1.53)$$

$$b_3 = 82 + 3 = 85 \text{ мм};$$

$$b_4 = 77 + 3 = 80 \text{ мм}.$$

Параметры зацепления представлены в табл. 1.4.

Таблица 1.4

### Параметры зацепления тихоходной ступени

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			шестерня	колесо
Модуль зацепления	$m$	мм	3	3
Число зубьев	$z$	–	30	87
Диаметр начальной окружности	$d_w$	мм	90	261
Делительный диаметр	$d$	мм	90	261
Диаметр окружности вершин	$d_a$	мм	96	267
Диаметр окружности впадин	$d_f$	мм	82,5	253,5
Рабочая ширина венца	$b_w$	мм	82	77
Общая ширина венца	$b$	мм	85	80
Межосевое расстояние	$a_{WT}$	мм	175,5	

## 1.3 Расчет быстроходной ступени редуктора

### 1.3.1 Выбор материала для изготовления шестерни и колеса.

На основании рекомендаций ([5], табл. П1.5) для изготовления шестерни принимаем сталь 45, а колеса – сталь 35.

Механическая характеристика материала представлена в табл. 1.5.

Таблица 1.5

### Механическая характеристика материала

Наименование	Марка стали	Термообработка	Твердость $H_{HB}$	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа
Шестерня	45	Улучшение	207 ... 236	780	440
Колесо	35	Нормализация	170 ... 190	530	270

Для обеспечения одинаковой долговечности зубьев шестерни 1 и колеса 2 прямозубой передачи и ускорения их приработки должно выполняться условие (1.7)

$$H_{HB1} \geq H_{HB2} + (20...30),$$

где  $H_{HB1} = 210$  HB;  $H_{HB2} = 190$  HB.

### 1.3.2 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на выносливость.

Допускаемые контактные напряжения определяются отдельно для шестерни и колеса по формуле (1.9).

$$\sigma_{H \lim 1} = 2 \cdot 210 + 70 = 490 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim 2} = 2 \cdot 190 + 70 = 450 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности  $S_H = 1,1$ .

Коэффициент долговечности  $Z_N$ , учитывающий влияние ресурса передачи определяется по формуле (1.10).

$$N_{H \lim 1} = 30 \cdot 210^{2,4} = 11,2 \cdot 10^6;$$

$$N_{H \lim 2} = 30 \cdot 190^{2,4} = 8,8 \cdot 10^6;$$

$$N_{K1} = 60 \cdot 1 \cdot (1^3 \cdot 0,5 + 0,8^3 \cdot 0,5) \cdot 967 \cdot 33113 = 1452,4 \cdot 10^6;$$

$$N_{K2} = \frac{N_{K1}}{u_6}; N_{K2} = 1452,2 \cdot 10^6 / 3,779 = 384,3 \cdot 10^6.$$

Так как  $N_{K1} > N_{H \lim 1}$  и  $N_{K2} > N_{H \lim 2}$ , то  $Z_N = 1$ .

Тогда

$$\sigma_{HP1} = 0,9 \cdot \frac{490}{1,1} \cdot 1 = 400,9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP2} = 0,9 \cdot \frac{450}{1,1} \cdot 1 = 368,2 \text{ МПа}.$$

За расчетное принимаем условное допускаемое напряжение принимаем  $\sigma_{HP} = 368,2 \text{ МПа}$ .

### **1.3.3 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.**

Предельные допускаемые напряжения при действии максимальной нагрузки для шестерни и колеса определяются по формуле (1.14).

$$\sigma_{HP \max 1} = 2,8 \cdot 440 = 1232 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP \max 2} = 2,8 \cdot 270 = 756 \text{ МПа}.$$

### 1.3.4 Проектировочный расчет на контактную выносливость.

Диаметр зубчатых колес быстроходной ступени редуктора выбираем из условия их смазки окунанием в общую масляную ванну.

Диаметр зубчатого колеса  $d_{w2}$  быстроходной ступени редуктора определяем по ([5], 2.70):

$$d_{w2} = (0,8 \dots 0,9) \cdot d_{w4}. \quad (1.54)$$

$$d_{w2} = (0,8 \dots 0,9) \cdot 261 = 208,8 \dots 234,9 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_{w2} = 220 \text{ мм}$ .

Диаметр начальной окружности шестерни быстроходной ступени редуктора определяем по ([5], 2.71):

$$d_{w1} = \frac{d_{w2}}{u_1}. \quad (1.55)$$

$$d_{w1} = \frac{220}{3,779} = 58,2 \text{ мм}.$$

По формуле (1.16) определяем окружную скорость  $v_1$

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 58,2 \cdot 967}{60 \cdot 1000} = 2,9 \text{ м/с}.$$

Принимаем 8-ю степень точности ГОСТ 1643–81 ([5], табл. П1.12).

Приняв предварительно коэффициент  $K_{H\beta} = 1,0$ , определяем параметр  $\psi_{bd}$  по формуле ([5], 2.72):

$$\psi_{bd} = \frac{K_d^3 \cdot T_{H1} \cdot (u_6 + 1)}{d_{w1}^3 \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot u_6}, \quad (1.56)$$

где  $T_{H1}$  – вращающий момент на шестерне, Н·м;

$K_d$  – вспомогательный коэффициент,  $K_d = 770 \text{ (Н/мм)}^{1/3}$  – для прямозубых передач;

$$\psi_{bd} = \frac{770^3 \cdot 52,589 \cdot (3,779 + 1)}{58,2^3 \cdot 368,2^2 \cdot 3,779} = 1,14.$$

Полученная величина  $\psi_{bd} = 1,14$  удовлетворяет рекомендациям ([5], табл. П1.8).

Рабочая ширина венца шестерни определяется по формуле (1.17)

$$b_{w1} = 1,14 \cdot 58,2 = 66,3 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_{w1} = 67 \text{ мм}$  ([5], табл. П1.7).

Модуль зацепления определяется по формуле (1.18):

$$m = \frac{67}{26} = 2,58 \text{ мм.}$$

Принимаем величину  $m = 2,5 \text{ мм}$  ([5], табл. П1.9).

Числа зубьев шестерни и колеса определяются по формулам (1.19, 1.20):

$$z_1 = \frac{58,2}{2,5} = 23,3; \quad \text{принимаем } z_1 = 23;$$

$$z_2 = 23 \cdot 3,779 = 86,9; \quad \text{принимаем } z_2 = 87.$$

Уточняем величины:

– передаточного отношения

$$u_{\text{бф}} = \frac{z_2}{z_1}; \quad u_{\text{бф}} = \frac{87}{23} = 3,783;$$

$$\Delta u_{\text{б}} = \frac{|3,779 - 3,783|}{3,779} \cdot 100\% = 0,1\% < 4\%;$$

– диаметры начальных окружностей (1.21)

$$d_{w1} = 2,5 \cdot 23 = 57,5 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = 2,5 \cdot 87 = 217,5 \text{ мм};$$

– межосевого расстояния (1.22)

$$a_{w\delta} = 0,5 \cdot (57,5 + 217,5) = 137,5 \text{ мм};$$

– окружную скорость шестерни (1.16)

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 57,5 \cdot 967}{60 \cdot 1000} = 2,9 \text{ м/с}.$$

Рабочая ширина венца колеса (1.23)

$$b_{w2} = b_{w1} - 5;$$

$$b_{w2} = 67 - 5 = 62 \text{ мм}.$$

### 1.3.5 Проверочный расчет на контактную выносливость.

Для обеспечения контактной выносливости должно выполняться условие (1.24):

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_H \cdot u_\delta + 1}{b_{w1} \cdot d_{w1} \cdot u_\delta}} \leq \sigma_{HP}. \quad (1.57)$$

Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес  $Z_E = 190$ .

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления  $Z_H = 2,5$ .

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий определяется по (1.25).

Коэффициент торцового перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  определяется по (1.26).

$$\varepsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{23} + \frac{1}{87} \right) = 1,704;$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4-1,704}{3}} = 0,875;$$

Окружная сила на делительном цилиндре  $F_{tH}$ , Н, определяется по (1.27):

$$F_{tH} = \frac{2000 \cdot T_{1H}}{d_1}, \quad (1.58)$$

где  $T_{1H}$  – вращающий момент на шестерне, Н·м;

$d_1$  – делительный диаметр шестерни, мм.

Коэффициент нагрузки  $K_H$  определяется по формуле (1.28).

Коэффициент  $K_A$  принимаем  $K_A = 1,0$ .

Коэффициент  $K_{Hv}$ , учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении определяется по (1.29):

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} \cdot b_{\omega 1}}{F_{tH} \cdot K_A}. \quad (1.59)$$

Удельная окружная динамическая сила  $w_{Hv}$ , Н/мм, определяется по (1.30):

$$w_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_1 \cdot \sqrt{\frac{a_{w\delta}}{u_{\delta}}}, \quad (1.60)$$

где  $\delta_H = 0,006$  ([5], табл. П1.11);

$g_0 = 56$  ([5], табл. П1.10);

$v_1$ ,  $a_{w\delta}$ ,  $u_{\delta}$  – уточненные значения окружной скорости шестерни, межосевого расстояния и передаточного числа;  $K_{H\beta} = 1,13$ ; для прямозубых передач  $K_{H\alpha} = 1,0$ .

Тогда

$$w_{Hv} = 0,006 \cdot 56 \cdot 2,9 \cdot \sqrt{137,5/3,783} = 5,9 \text{ Н/мм};$$

$$F_{tH} = \frac{2000 \cdot 52,589}{57,5} = 1829 \text{ Н};$$

$$K_{Hv} = 1 + \frac{5,9 \cdot 67}{1829 \cdot 1,0} = 1,216;$$

$$K_H = 1,0 \cdot 1,216 \cdot 1,13 \cdot 1 = 1,374;$$

$$\sigma_{H1} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,875 \cdot \sqrt{\frac{1829 \cdot 1,374}{67 \cdot 57,5} \cdot \frac{3,783 + 1}{3,783}} = 377,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H1} = 377,5 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 368,2 \text{ МПа}.$$

Для стальных зубчатых колес перенапряжение составит ([5], 2.40)

$$\Delta\sigma_H = \frac{|\sigma_{HP} - \sigma_H|}{\sigma_{HP}} \cdot 100\% \leq 5\%;$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{368,2 - 377,5}{368,2} \cdot 100\% = 2,5\% < 5\%.$$

Условие прочности (1.57) выполняется (перенапряжение).

### 1.3.6 Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.

Расчетное напряжение создаваемое наибольшей нагрузкой определяется по формуле (1.31)

$$\sigma_{H \max} = \sigma_{H1} \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} \leq \sigma_{HP \max}; \quad (1.61)$$

$$\sigma_{H \max 1} = 377,5 \cdot \sqrt{2,2} = 560 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \max 1} < \sigma_{HP \max} = 1232 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (1.61) выполняется .

### 1.3.7 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость.

Допускаемые напряжения изгиба  $\sigma_{FP}$ , МПа, определяются по формуле (1.32).

$$\sigma_{F \lim b1}^0 = 1,75 \cdot 210 = 367,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim b2}^0 = 1,75 \cdot 190 = 332,5 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициенты:  $Y_{T1} = Y_{T2} = 1,0$ ;  $Y_z = 1,0$ ;  $Y_g = 1,0$ ;  
 $Y_d = 1,0$ ;  $Y_A = 1,0$ ;  $S_F = 1,7$ .

Эквивалентное число циклов перемены напряжений  $N_K$ :

$$N_{K1} = 60 \cdot 1 \cdot (1^6 \cdot 0,5 + 0,8^6 \cdot 0,5) \cdot 967 \cdot 33113 = 1212,4 \cdot 10^6;$$

$$N_{K2} = \frac{N_{K1}}{u_6}; N_{K2} = 1212,4 \cdot 10^6 / 3,783 = 320,5 \cdot 10^6$$

Так как  $N_{K1} > N_{F \lim}$  и  $N_{K2} > N_{F \lim}$ , принимаем  $Y_N = 1$ .

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg 2,5 = 1,014.$$

Коэффициент,  $Y_R = 1,0$ .

$$Y_X = 1,05 - 0,000125 \cdot 217,5 = 1,023.$$

Тогда

$$\sigma_{FP1} = \frac{367,5}{1,7} \cdot 1 \cdot 1,014 \cdot 1 \cdot 1,023 = 224,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{332,5}{1,7} \cdot 1 \cdot 1,014 \cdot 1 \cdot 1,023 = 203 \text{ МПа};$$

### 1.3.8 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Допускаемые предельные напряжения  $\sigma_{FP \max}$ , МПа, определяются по формуле (1.39).

$$\sigma_{FS1}^0 = 6,5 \cdot 210 = 1365 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FS2}^0 = 6,5 \cdot 190 = 1235 \text{ МПа};$$

Принимаем коэффициенты:  $Y_{gSt} = 1,0$ ;  $Y_{dSt} = 1,0$ .

Тогда

$$\sigma_{FS1} = 1365 \cdot 1 \cdot 1 = 1365 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FS2} = 1235 \cdot 1 \cdot 1 = 1235 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициенты:  $Y_z = 1,0$ ;  $S_Y = 1,75$ ;  $Y_{RSt} = 1,0$ .

Отношение  $\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = 1,0$ .

Тогда

$$\sigma_{FP\max 1} = \frac{1365}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 780 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP\max 2} = \frac{1235}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 705,7 \text{ МПа}.$$

### 1.3.9 Проверочный расчет на выносливость при изгибе.

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливается сопоставлением расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемого напряжения по (1.43).

Расчетное местное напряжение при изгибе определяется по формуле (1.44).

Принимаем:  $K_A = 1,0$ ;  $\delta_F = 0,016$  ([5], табл. П1.11);  $g_0 = 56$  ([5], табл. П1.10);  $K_{F\beta} = 1,2$  ([5], рис. П1.1);  $K_{F\alpha} = 1,0$ ;  $Y_\beta = 1,0$ ;  $Y_\epsilon = 1,0$ .

Расчет выполняем для менее прочного зубчатого колеса, т.е. для колеса, у которого меньше отношение  $\sigma_{FP} / Y_{FS}$ .

Для  $z_{v1} = 23$ ;  $z_{v2} = 87$ ;  $Y_{FS1} = 3,9$ ;  $Y_{FS2} = 3,6$ ;

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} = \frac{224,2}{3,9} = 57,5 \text{ МПа}; \quad \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} = \frac{203}{3,6} = 56,4 \text{ МПа}.$$

Так как  $\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} < \frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}}$ , то расчет ведем по колесу.

$$w_{Fv} = 0,016 \cdot 56 \cdot 2,9 \cdot \sqrt{137,5 / 3,783} = 15,7 \text{ Н/мм};$$

$$F_{tF} = \frac{2000 \cdot 190,851}{217,5} = 1755 \text{ Н};$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{15,7 \cdot 62}{1755 \cdot 1,0} = 1,555;$$

$$K_F = 1,0 \cdot 1,555 \cdot 1,2 \cdot 1,0 = 1,866;$$

$$\sigma_F = \frac{1755}{62 \cdot 2,5} \cdot 1,866 \cdot 3,6 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 76,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F < \sigma_{FP} = 203 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (1.43) выполняется.

### 1.3.10 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Прочность зубьев, необходимая для предотвращения остаточных деформаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое, определяют сопоставлением расчетного (максимального местного) и допускаемого напряжений изгиба в опасном сечении при действии максимальной нагрузки по (1.49).

Расчетное местное напряжение, МПа, определяется по формуле (1.50).

$$\sigma_{F \max} = 76,1 \cdot 2,2 = 167,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max} < \sigma_{FP \max} = 705,7 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (1.49) выполняется.

### 1.3.11 Параметры зацепления зубчатой передачи.

Диаметры окружностей выступов шестерни и колеса определяются по формуле (1.51):

$$d_{a1} = 57,5 + 2 \cdot 2,5 = 62,5 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 217,5 + 2 \cdot 2,5 = 222,5 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин определяются по формуле (1.52):

$$d_{f1} = 57,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 51,25 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 217,5 - 2,5 \cdot 2,5 = 211,25 \text{ мм}.$$

Общая ширина зубчатого венца шестерни 1 и колеса 2 определяется по формуле (1.53):

$$b_1 = 67 + 2,5 = 69,5 \text{ мм};$$

$$b_2 = 62 + 2,5 = 64,5 \text{ мм}.$$

Параметры зацепления быстроходной ступени представлены в табл. 1.6.

Таблица 1.6

### Параметры зацепления быстроходной ступени

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			шестерня	колесо
Модуль зацепления	$m$	мм	2,5	2,5
Число зубьев	$z$	–	23	87
Диаметр начальной окружности	$d_w$	мм	57,5	217,5
Делительный диаметр	$d$	мм	57,5	217,5
Диаметр окружности вершин	$d_a$	мм	62,5	222,5
Диаметр окружности впадин	$d_f$	мм	51,25	211,25
Рабочая ширина венца	$b_w$	мм	67	62
Общая ширина венца	$b$	мм	69,5	64,5
Межосевое расстояние	$a_w$	мм	137,5	

## 1.4 Расчет открытой цилиндрической передачи

### 1.4.1 Выбор материала для изготовления шестерни и колеса.

Принимаем для изготовления шестерни чугун ВЧ60, для колеса – ВЧ45 [2].

Механические характеристики материала представлены в табл. 1.7.

Таблица 1.7

### Механическая характеристика материала

Наименование	Марка чугуна	Предел прочности на		
		растяжение $\sigma_{вр}$ , МПа	изгиб $\sigma_{ви}$ , МПа	сжатие $\sigma_{вс}$ , МПа
Шестерня	ВЧ60	600	1100	2100
Колесо	ВЧ45	450	700	1800

#### 1.4.2 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость.

Допускаемые напряжения изгиба  $\sigma_{FP}$ , МПа, определяются по формуле ([2], 3.1)

$$\sigma_{FP} = (0,31...0,36) \cdot \sigma_{вр} \cdot Y_A \cdot Y_N, \quad (1.62)$$

где  $Y_A$  – коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки;  $Y_A = 1,0$ ;

$Y_N$  – коэффициент долговечности, определяемый по формуле

$$Y_N = \sqrt[6]{\frac{N_{F \lim}}{N_K}}; \quad (1.63)$$

$N_{F \lim}$  – базовое число циклов напряжений,  $N_{F \lim} = 4 \cdot 10^6$ ;

$N_K$  – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера нагружения;

$$N_K = 60 \cdot c \cdot \sum_{i=1}^n \left( \frac{T_i}{T} \right)^9 \cdot n_i \cdot L_{hi}, \quad (1.64)$$

$$N_{K5} = 60 \cdot 1 \cdot (1^9 \cdot 0,5 + 0,8^9 \cdot 0,5) \cdot 88 \cdot 33113 = 99,2 \cdot 10^6;$$

$$N_{K6} = N_{K5} / u_{\text{общ}}; \quad N_{K6} = 99,2 \cdot 10^6 / 4 = 24,8 \cdot 10^6.$$

Так как  $N_{K5} > N_{F \lim}$ ,  $N_{K6} > N_{F \lim}$ , то  $Y_N = 1,0$ .

$$\sigma_{FP5} = 0,35 \cdot 600 \cdot 1 \cdot 1 = 210 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP6} = 0,35 \cdot 450 \cdot 1 \cdot 1 = 157,5 \text{ МПа}.$$

#### 1.4.3 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Допускаемые предельные напряжения определяются по формуле ([2], 3.5)

$$\sigma_{FP \max} = 0,6 \cdot \sigma_{вр}; \quad (1.65)$$

$$\sigma_{FP \max 5} = 0,6 \cdot 600 = 360 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP \max 6} = 0,6 \cdot 450 = 270 \text{ МПа}.$$

#### 1.4.4 Проектировочный расчет по напряжениям изгиба.

Принимаем число зубьев цилиндрической шестерни

$$z_5 = 20.$$

Число зубьев  $z_4$  цилиндрического колеса определяется по формуле ([2], 3.6)

$$z_6 = z_5 \cdot u_{\text{общ}}; \quad (1.66)$$

$$z_6 = 20 \cdot 4 = 80; \text{ принимаем } z_6 = 80.$$

Принимаем прямозубую открытую цилиндрическую передачу и назначаем 9-ую степень точности.

Расчет выполняем для менее прочного зубчатого колеса, т.е. для колеса, у которого меньше отношение  $\sigma_{FP} / Y_{FS}$ .

$$\text{Для } z_{v1} = 20; z_{v2} = 80; Y_{FS5} = 4,05; Y_{FS6} = 3,6;$$

$$\frac{\sigma_{FP5}}{Y_{FS5}} = \frac{210}{4,05} = 51,9 \text{ МПа}; \quad \frac{\sigma_{FP6}}{Y_{FS6}} = \frac{157,5}{3,6} = 43,8 \text{ МПа}.$$

Так как  $\frac{\sigma_{FP6}}{Y_{FS6}} < \frac{\sigma_{FP5}}{Y_{FS5}}$ , то расчет ведем по колесу.

Модуль зацепления  $m$  определяется по формуле ([2], 3.7)

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_F \cdot K_F \cdot K_{\text{изн}} \cdot Y_{FS6}}{z \cdot \Psi_m \cdot \sigma_{FP}}}, \quad (1.67)$$

где  $T_F$  – крутящий момент на зубчатом колесе, по материалу которого ведется расчет, Н·м;

$K_F$  – коэффициент нагрузки;  $K_F = 1,5$ ;

$K_{\text{изн}}$  – коэффициент, учитывающий уменьшение толщины зуба в его опасном сечении вследствие износа;  $K_{\text{изн}} = 1,5$ ;

$\Psi_m$  – коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля  $m$  зацепления ([2], 3.8)

$$\psi_m = \frac{b_w}{m}, \quad (1.68)$$

где  $b_w$  – ширина зубчатого венца, мм;

$$\psi_m = 10;$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 1962091 \cdot 1,5 \cdot 1,5}{80 \cdot 10 \cdot 157,5}} \cdot 3,6 = 6,3 \text{ мм.}$$

Принимаем  $m = 7$  мм.

Ширина зубчатого венца определяется по формуле ([2], 3.9)

$$b_{w6} = \psi_m \cdot m; \quad (1.69)$$

$$b_{w6} = 10 \cdot 7 = 70 \text{ мм};$$

$$b_{w5} = 70 + 5 = 75 \text{ мм.}$$

Диаметры начальных окружностей шестерни и колеса ([2], 3.10)

$$d_w = z \cdot m; \quad (1.70)$$

$$d_{w5} = 20 \cdot 7 = 140 \text{ мм};$$

$$d_{w6} = 80 \cdot 7 = 560 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние (1.22)

$$a_w = 0,5 \cdot (140 + 560) = 350 \text{ мм.}$$

Окружная скорость шестерни определяется по формуле (1.16)

$$v_3 = \frac{\pi \cdot d_{w5} \cdot n_2}{60 \cdot 1000};$$

$$v_3 = \frac{3,14 \cdot 140 \cdot 255,9}{60 \cdot 1000} = 1,9 \text{ м/с.}$$

#### 1.4.5 Проверочный расчет на выносливость при изгибе.

Уточняем величину коэффициента  $K_F$  по формуле ([2], 3.13)

$$K_F = K_{Fv} \cdot K_{F\beta}, \quad (1.71)$$

где  $K_{Fv}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении;  $K_{Fv}=1,5$ ;

$K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца ([2], 3.14);

$$K_{F\beta} = \theta \cdot (1 - \varphi) + \varphi, \quad (1.72)$$

$\theta$  – вспомогательный коэффициент, выбираемый в зависимости от материала зубчатых колес, их расположения относительно опор и параметра;

$$\psi_{bd} = \frac{b_{w5}}{d_{w5}}; \quad (1.73)$$

$$\psi_{bd} = \frac{75}{140} = 0,55 < 1;$$

$$\theta = 1,0 \quad ([2], \text{с. } 27);$$

$\varphi$  – вспомогательный коэффициент, зависящий от степени постоянства передаваемой нагрузки;

$$\varphi = \frac{1}{T_F} \cdot \frac{\sum T_{Fi} \cdot L_{hi} \cdot n_i}{\sum L_{hi} \cdot n_i}; \quad (1.74)$$

$$\varphi = 1 \cdot 0,5 + 0,8 \cdot 0,5 = 0,9;$$

$$K_{F\beta} = 1 \cdot (1 - 0,9) + 0,9 = 1;$$

$$K_F = 1,5 \cdot 1,0 = 1,5.$$

Усталостный излом зубьев предупреждается при выполнении условия

$$\sigma_F = Y_F \cdot K_{uзн} \cdot \frac{w_{Ft}}{m} \leq \sigma_{FP}, \quad (1.75)$$

где  $w_{Ft}$  – удельная расчетная окружная сила, Н/мм;

$$w_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b_w} \cdot K_F, \quad (1.76)$$

$F_{Ft}$  – исходная расчетная окружная сила, Н;

$$F_{Ft} = \frac{2 \cdot T_4}{d_{w6}}; \quad (1.77)$$

$$F_{Ft} = \frac{2 \cdot 1962091}{560} = 7007 \text{ Н};$$

$$\omega_{Ft} = \frac{7007}{70} \cdot 1,5 = 150,2 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$$\sigma_{F6} = 3,6 \cdot 1,5 \cdot \frac{150,2}{7} = 116 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F6} < \sigma_{FP6} = 157,5 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (1.75) выполняется.

#### 1.4.6 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Остаточные деформации или хрупкий излом зубьев предотвращается при выполнении условия ([2], 3.20)

$$\sigma_{FM} = \sigma_{F6} \cdot \frac{T_{FM6}}{T_{F6}} \leq \sigma_{FP \max}; \quad (1.78)$$

$$\sigma_{FM6} = 116 \cdot 2,2 = 255,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FM6} < \sigma_{FP \max 6} = 270 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (1.78) выполняется.

#### 1.4.7. Параметры зацепления открытой цилиндрической передачи.

Диаметры вершин (1.51)

$$d_a = d_w + 2 \cdot m;$$

$$d_{a5} = 140 + 2 \cdot 7 = 154 \text{ мм};$$

$$d_{a6} = 560 + 2 \cdot 7 = 574 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин (1.52)

$$d_f = d_w - 2,5 \cdot m;$$

$$d_{f5} = 140 - 2,5 \cdot 7 = 122,5 \text{ мм};$$

$$d_{f6} = 560 - 2,5 \cdot 7 = 542,5 \text{ мм.}$$

Общая ширина зубчатого венца шестерни 5 и колеса 6 определяется по формуле (1.53):

$$b_5 = 75 + 7 = 82 \text{ мм};$$

$$b_6 = 70 + 7 = 77 \text{ мм.}$$

Параметры открытой цилиндрической передачи представлены в табл. 1.8.

Таблица 1.8

**Параметры открытой цилиндрической передачи**

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			шестерня	колесо
Модуль зацепления	$m$	мм	7	7
Число зубьев	$z$	—	20	80
Диаметр начальной окружности	$d_w$	мм	140	560
Делительный диаметр	$d$	мм	140	560
Диаметр окружности вершин	$d_a$	мм	154	574
Диаметр окружности впадин	$d_f$	мм	122,5	542,5
Рабочая ширина зубчатого венца	$b_w$	мм	75	70
Общая ширина венца	$b$	мм	82	77
Межосевое расстояние	$a_w$	мм	350	

### 1.5 Предварительный расчет валов. Выбор муфты

Предварительный расчет валов ведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Диаметр выходного конца вала определяется по формуле ([5], 4.1)

$$d_B \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T}{\pi \cdot [\tau_K]}}; \quad (1.79)$$

где  $T$  – крутящий момент на рассчитываемом валу, Н·м;

$[\tau_k]$  – допускаемое напряжение на кручение, МПа;  $[\tau_k] = 10 \dots 30$  МПа; меньшие значения для промежуточных валов, большие – для концевых участков валов.

Диаметр вала в зоне установки уплотнения ([5], рис. 4.1)

$$d_y = d_b + 2 \cdot t_{\text{цпл}}(t_{\text{кон}}). \quad (1.80)$$

Диаметр вала в зоне установки подшипника  $d_{\text{п}} \geq d_y$ .

Диаметр вала для упора подшипника и под зубчатое колесо (шестерню)

$$d_{\text{бп}} = d_k = d_{\text{п}} + 3 \cdot r. \quad (1.81)$$

Диаметр вала для упора зубчатого колеса

$$d_{\text{бк}} = d_k + 2 \cdot f. \quad (1.82)$$

Значения  $t$ ,  $r$  и  $f$  представлены в ([5], табл. 4.1).

При ориентировочном расчете валов сначала определяем диаметры выходных концов валов, принимая  $[\tau_k] = 20 \dots 25$  МПа. Для промежуточного вала принимаем  $[\tau_k] = 10 \dots 20$  МПа.

### ***Ведущий (быстроходный) вал.***

Диаметр выходного конца вала

$$d_{\text{в1}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 52589}{3,14 \cdot 25}} = 22,0 \text{ мм.}$$

Для соединения вала электродвигателя с ведущим валом редуктора принимаем упругую втулочно-пальцевую муфту (МУВП). Расчетный момент муфты определяется по формуле ([5], 4.5)

$$T_p = k \cdot T, \quad (1.83)$$

где  $T$  – крутящий момент на валу электродвигателя или на приводном валу, в зависимости от места установки муфты, Н·м;

$k$  – коэффициент, учитывающий условия работы привода ([5], табл. П.1.15); принимаем  $k=1,2$ .

Тогда

$$T_p = 1,2 \cdot 53,656 = 64,4 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Учитывая  $T_p$  и  $d_{эд} = 38$  мм окончательно принимаем МУВП ([6], табл. К21)

$$250-38-1 \times 32-1-U3 \text{ ГОСТ 21424-93}$$

Принимаем  $d_{в1} = 32$  мм.

Диаметр вала под уплотнением (1.80):

$$d_{y1} = d_{в1} + 2t; \quad d_{y1} = 32 + 2 \cdot 3,5 = 39 \text{ мм}; \quad \text{принимаем } d_{y1} = 40 \text{ мм}.$$

Диаметр вала под подшипниками  $d_{п1} = 40$  мм.

### ***Промежуточный вал.***

Диаметр вала в месте посадки шестерни и зубчатого колеса

$$d_{пр2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 190851}{3,14 \cdot 10}} = 46 \text{ мм}; \quad \text{принимаем } d_{пр2} = 48 \text{ мм}.$$

Диаметр вала в месте посадки подшипников  $d_{п2} = 45$  мм.

### ***Ведомый (тихоходный) вал.***

Диаметр выходного конца

$$d_{в3} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 532955}{3,14 \cdot 20}} = 51,4 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_{в3} = 52$  мм.

Диаметр вала под уплотнением  $d_{y3} = 52 + 2 \cdot 4 = 60$  мм. Принимаем  $d_{y3} = 60$  мм.

Диаметр вала под подшипниками  $d_{п3} = 60$  мм.

Диаметр вала под зубчатым колесом (1.81)

$$d_{к3} = d_{п3} + 3 \cdot r = 60 + 3 \cdot 3,5 = 70,5 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{к3} = 72 \text{ мм.}$

Диаметр упорного буртика для фиксации зубчатого колеса (1.82)

$$d_{бк3} = d_{к3} + 2 \cdot f = 72 + 2 \cdot 2,5 = 77 \text{ мм; принимаем } d_{бк3} = 80 \text{ мм.}$$

Эскизы ведущего, промежуточного и ведомого валов представлены на рис. 1.2 – 1.4.

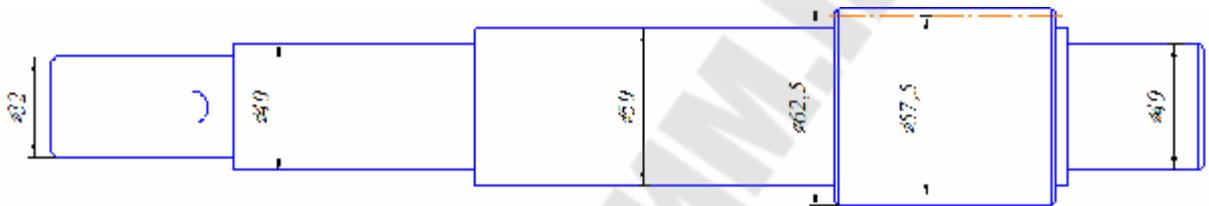


Рис. 1.2. Эскиз ведущего вала

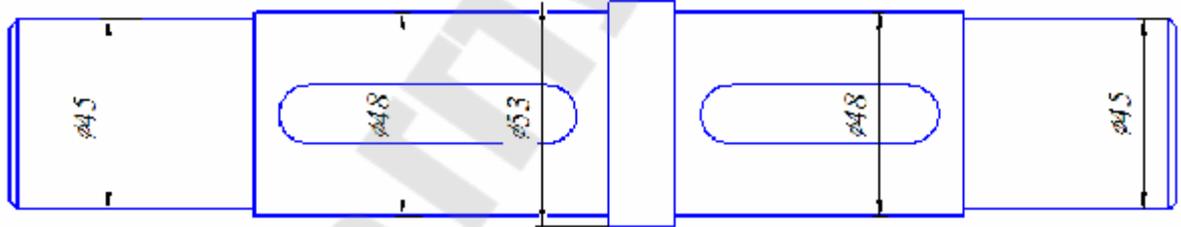


Рис. 1.3. Эскиз промежуточного вала

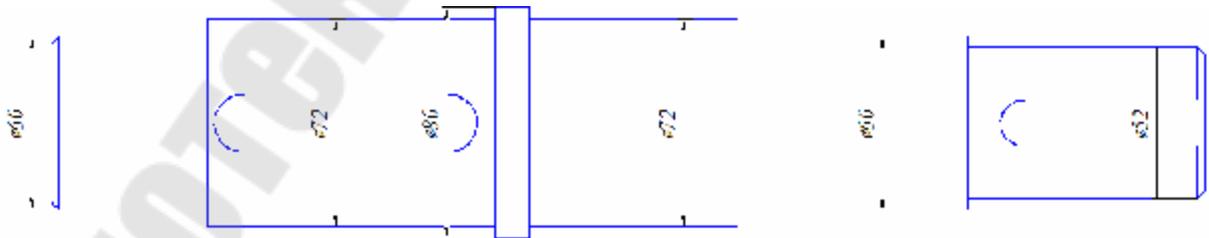


Рис. 1.4. Эскиз ведомого вала

## 1.6 Конструктивные размеры шестерен и зубчатых колес

### *Ведущий (быстроходный) вал.*

Шестерня.

Шестерню выполняем за одно целое с валом. Ее размеры определены выше:

$$d_1 = 57,5 \text{ мм}; \quad d_{a1} = 62,5 \text{ мм}; \quad d_{f1} = 51,25 \text{ мм}; \quad b_1 = 69,5 \text{ мм}.$$

### *Промежуточный вал.*

Шестерня.

$$d_3 = 90 \text{ мм}; \quad d_{a3} = 96 \text{ мм}; \quad d_{f3} = 82,5 \text{ мм}; \quad b_3 = 85 \text{ мм}.$$

Зубчатое колесо.

$$d_2 = 217,5 \text{ мм}; \quad d_{a2} = 222,5 \text{ мм}; \quad d_{f2} = 211,25 \text{ мм}; \quad b_2 = 64,5 \text{ мм}.$$

Диаметр ступицы определяется по формуле ([5], 5.1):

$$d_{\text{ст}} \approx 1,6 \cdot d_{\text{к}}, \quad (1.84)$$

где  $d_{\text{к}}$  – диаметр вала в месте установки зубчатого колеса, мм;  
 $d_{\text{к}} = d_{\text{пр2}} = 48 \text{ мм}$ ;

$$d_{\text{ст2}} = 1,6 \cdot 48 = 76,8 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_{\text{ст2}} = 80 \text{ мм}$ .

Длина ступицы определяется по формуле ([5], 5.2):

Длина ступицы

$$l_{\text{ст}} \approx (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{\text{к}}. \quad (1.85)$$

$$l_{\text{ст2}} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 48 = 57,6 \dots 72 \text{ мм}.$$

Принимаем  $l_{\text{ст2}} = 70 \text{ мм}$ .

Толщина обода ([5], 5.3):

$$\delta_0 = (2,5 \dots 4,0) \cdot m_n. \quad (1.86)$$

$$\delta_0 = (2,5 \dots 4) \cdot 2,5 = 6,25 \dots 10 \text{ мм}; \text{ принимаем } \delta_0 = 10 \text{ мм}.$$

Толщина диска ([5], 5.4)

$$C = 0,3 \cdot b, \quad (1.87)$$

где  $b$  – ширина зубчатого венца колеса, мм;  $b = b_2 = 64,5$  мм;

$$C = 0,3 \cdot 64,5 = 19,4 \text{ мм}; \text{ принимаем } C = 20 \text{ мм.}$$

Диаметр центральной окружности ([5], 5.5):

$$D_{\text{отв}} = 0,5 \cdot (D_0 + d_{\text{ст}}), \quad (1.88)$$

где  $D_0$  – внутренний диаметр обода, мм;  $D_0 = d_f - 2 \cdot \delta_0$ .

$$D_0 = 211,25 - 2 \cdot 10 = 191,3 \text{ мм};$$
$$D_{\text{отв}} = 0,5 \cdot (191,3 + 80) \approx 136 \text{ мм.}$$

Диаметр отверстий ([5], 5.6)

$$d_{\text{отв}} \approx 0,25 \cdot (D_0 - d_{\text{ст}}), \quad (1.89)$$
$$d_0 = \frac{191,3 - 80}{4} \approx 28 \text{ мм.}$$

Эскиз зубчатого колеса быстроходной ступени редуктора представлен на рис. 1.5.

Эскиз шестерни тихоходной ступени редуктора представлен на рис. 1.6.

### ***Ведомый (тихоходный) вал.***

Зубчатое колесо.

$$d_4 = 261 \text{ мм}; \quad d_{a4} = 267 \text{ мм}; \quad d_{f4} = 253,5 \text{ мм}; \quad b_4 = 80 \text{ мм.}$$

Диаметр ступицы

$$d_{\text{ст4}} = 1,6 \cdot 72 = 115,2 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{\text{ст4}} = 115$  мм.

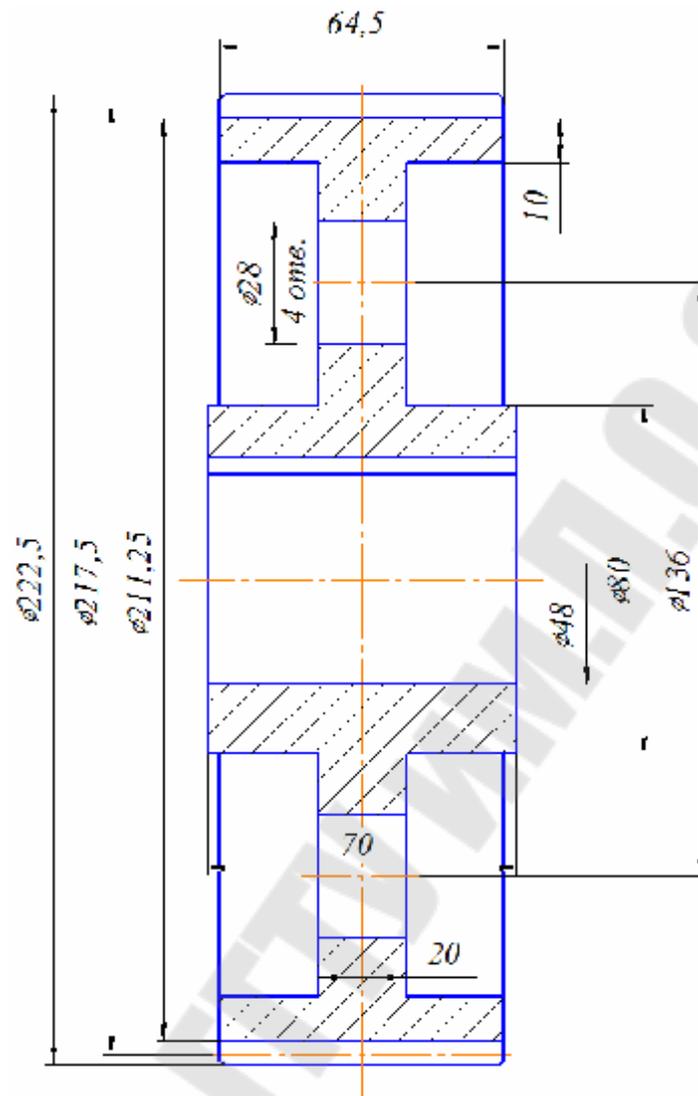


Рис. 1.5. Эскиз зубчатого колеса быстроходной ступени редуктора

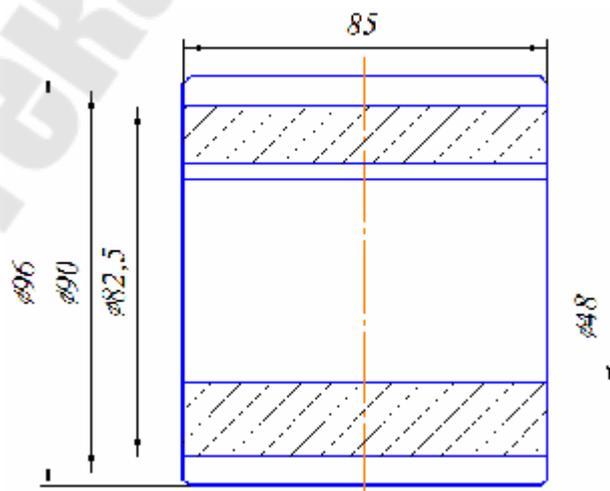


Рис. 1.6. Эскиз шестерни тихоходной ступени редуктора

Длина ступицы

$$l_{\text{ст4}} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 72 = 86,4 \dots 108 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_{\text{ст4}} = 100 \text{ мм.}$

Толщина обода

$$\delta_0 = (2,5 \dots 4) \cdot 3 = 7,5 \dots 12 \text{ мм; принимаем } \delta_0 = 12 \text{ мм.}$$

Толщина диска

$$C = 0,3 \cdot 80 = 24 \text{ мм; принимаем } C = 24 \text{ мм.}$$

Диаметр центральной окружности

$$D_0 = 253,5 - 2 \cdot 12 = 229,5 \text{ мм;}$$

$$D_{\text{отв}} = 0,5 \cdot (229,5 + 115) \approx 172 \text{ мм.}$$

Диаметр отверстий

$$d_0 = \frac{229,5 - 115}{4} \approx 28 \text{ мм.}$$

Эскиз зубчатого колеса тихоходной ступени редуктора представлен на рис. 1.7.

### **1.7 Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора**

Конструктивные размеры определяем в соответствии с данными ([5], табл. 6.1).

Толщина стенки корпуса и крышки редуктора

$$\delta = 0,025 \cdot 175,5 + 3 = 7,4 \text{ мм;}$$

$$\delta_1 = 0,02 \cdot 175,5 + 3 = 6,5 \text{ мм;}$$

принимаем  $\delta = 8 \text{ мм; } \delta_1 = 8 \text{ мм.}$

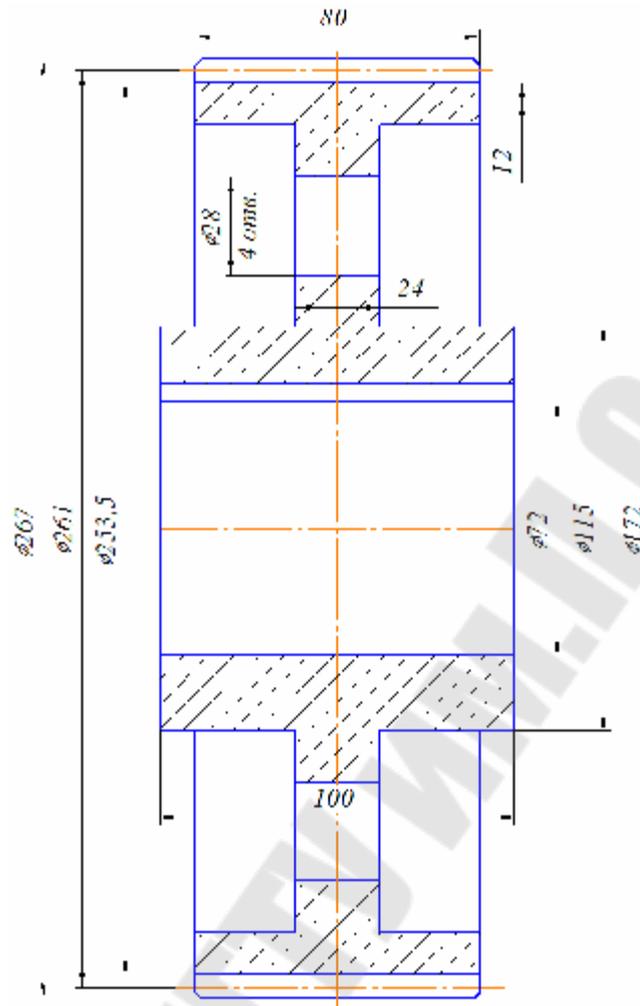


Рис. 1.7. Эскиз зубчатого колеса тихоходной ступени редуктора

Толщина фланцев корпуса и крышки:

– верхнего пояса корпуса и пояса крышки

$$b = 1,5 \cdot \delta; \quad b = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм};$$

$$b_1 = 1,5 \cdot \delta_1; \quad b_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм};$$

– нижнего пояса корпуса

$$p = 2,35 \cdot \delta; \quad p = 2,35 \cdot 8 = 18,8 \text{ мм}.$$

Принимаем  $p = 19$  мм.

Диаметры болтов:

– фундаментных

$$d_1 = (0,03...0,036) \cdot a_T + 12;$$

$$d_1 = (0,03...0,036) \cdot 175,5 + 12 = 17,3...18,3 \text{ мм};$$

принимаем болты с резьбой М18;

– крепящих крышку к корпусу у подшипников

$$d_2 = (0,7...0,75) \cdot d_1;$$

$$d_2 = (0,7...0,75) \cdot 18 = 12,6...13,5 \text{ мм};$$

принимаем болты М14;

– соединяющих крышку с корпусом

$$d_3 = (0,5...0,6) \cdot d_1;$$

$$d_3 = (0,5...0,6) \cdot 18 = 9...10,8 \text{ мм};$$

принимаем болты М10.

### 1.8 Первый этап эскизной компоновки редуктора

Первый этап служит для приближенного определения положения зубчатых колес, полумуфты и звездочки открытой цепной передачи относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Компоновочный чертеж выполняем в масштабе 1:1.

Проводим горизонтальную линию, а затем три осевые вертикальные линии – оси валов на расстоянии  $a_{wб} = 137,5$  мм и  $a_{wт} = 175,5$  мм.

Перед вычерчиванием контуров зубчатых колес определяем следующие размеры:

а) принимаем зазор между торцом ступиц зубчатых колес и внутренней стенкой корпуса  $A_1 = 1,2\delta = 1,2 \cdot 8 = 9,6$  мм; принимаем  $A_1 = 10$  мм;

б) принимаем зазор от окружности вершин зубьев тихоходного зубчатого колеса до внутренней стенки корпуса  $A = \delta = 8$  мм.

в) расстояние от торца подшипника качения тихоходной ступени до внутренней стенки корпуса редуктора принимаем равным  $A = \delta = 8$  мм;

г) расстояние между наружным кольцом подшипника ведущего вала и внутренней стенкой корпуса  $A = \delta = 8$  мм; если диаметр окружности вершин зубьев шестерни окажется больше наружного диаметра подшипника, то расстояние  $A$  надо брать от шестерни.

д) расстояние между вращающимися колесами смежных зубчатых передач  $A_2 = (0,5 \dots 1,0) \cdot \delta = 0,5 \cdot 8 \dots 1,0 \cdot 8 = 4 \dots 8$  мм.

Вычерчиваем шестерни и зубчатые колеса:

а) проводим осевую линию тихоходной передачи и вычерчиваем шестерню и колесо по геометрическим размерам  $b_3, b_4, d_3, d_4, d_{a3}, d_{a4}, d_{f3}, d_{f4}$ ; длина ступицы  $l_{ст4}$  превышает  $b_4$ , поэтому размещаем венец зубчатого колеса  $b_4$ , например, симметрично  $l_{ст4}$ ;

б) на расстоянии  $A_2$  проводим контур зубчатого колеса быстроходной ступени по размерам  $b_2, d_2, d_{a2}, d_{f2}$  с симметричным расположением размера  $l_{ст2}$  относительно  $b_2$ ; затем в зацеплении с шестерней 1 формируем контур шестерни по  $b_1, d_1, d_{a1}, d_{f1}$ ;

в) на расстоянии зазора  $A_1$  от ступицы  $l_{ст2}$ , зазора  $A$  от вершины зубьев колеса  $d_{a4}$  и от диаметра  $D$  подшипника быстроходной ступени, проводим внутреннюю стенку корпуса редуктора;

г) на расстоянии  $A$  на валу тихоходной ступени размещаем подшипник и проводим осевую линию и относительно ее оформляем остальные подшипники;

д) ширину гнезда под подшипники оформляем конструктивно.

Предварительно намечаем радиальные шарикоподшипники средней серии для ведущего, промежуточного и ведомого валов.

Характеристика подшипников ([3], табл. 24.10) представлена в табл. 1.9.

Таблица 1.9

Характеристика подшипников

Условное обозначение подшипника	$d$	$D$	$T$	$B/c$	$C$	$C_0$	$e$
	мм				кН		
308	40	90	–	23/–	41,0	22,4	–
309	45	100	–	25/–	52,7	30,0	–
312	60	130	–	31/–	81,9	48,0	–

Для смазки подшипников принимаем пластичный смазочный материал. Для предотвращения вытекания смазки внутрь корпуса и вымывания пластичного смазочного материала жидким маслом из зоны зацепления устанавливаем мазеудерживающие кольца.

Измерением устанавливаем расстояние  $l_1 = 83$  мм, определяющее положение полумуфты относительно ближайшей опоры ведущего вала, а также расстояние  $l_2 = 91,5$  мм, определяющее положение шестерни открытой цилиндрической передачи относительно ближайшей опоры ведомого вала.

Компоновочная схема двухступенчатого цилиндрического редуктора по развернутой схеме представлена на рис. П.1.1.

### 1.9 Проверка долговечности подшипников по динамической грузоподъемности

Схема нагружения валов цилиндрического двухступенчатого редуктора представлена на рис. 1.8.

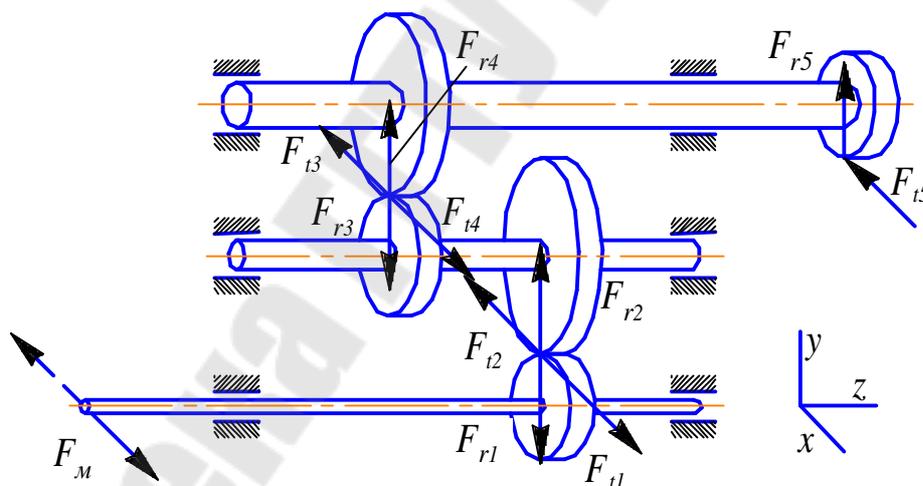


Рис. 1.8. Схема нагружения валов двухступенчатого цилиндрического редуктора

#### 1.9.1 Определение сил, действующих в зубчатом зацеплении и на валы.

На шестерне 1 и колесе 2 прямозубой передачи действуют: окружная сила  $F_{t1} = F_{t2}$  и радиальная сила  $F_{r1} = F_{r2}$ , определяемые по формулам ([5], 8.1, 8.2)

$$F_{t1} = \frac{2T_1}{d_{w1}}, \quad (1.90)$$

где  $T_1$  – крутящий момент на шестерне, Н·мм;

$d_{w1}$  – диаметр начальной окружности шестерни, мм.

$$F_{r1} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha, \quad (1.91)$$

где  $\alpha$  – угол зацепления, град;  $\alpha = 20^\circ$ ;

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 52589}{57,5} = 1829 \text{ Н};$$

$$F_{r1} = 1829 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 666 \text{ Н};$$

$$F_{t2} = 1829 \text{ Н}; \quad F_{r2} = 666 \text{ Н}.$$

На шестерне 3 и колесе 4 прямозубой передачи действуют: окружная сила  $F_{t3} = F_{t4}$  и радиальная сила  $F_{r3} = F_{r4}$ , определяемые по (1.90, 1.91)

$$F_{t3} = \frac{2 \cdot 190851}{90} = 4241 \text{ Н};$$

$$F_{r3} = 4241 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1544 \text{ Н};$$

$$F_{t4} = 4241 \text{ Н}; \quad F_{r4} = 1544 \text{ Н}.$$

Нагрузка, действующая на ведущий вал от муфты определяется по формулам ([5], 8.5, 8.6)

$$F_m = (0,2 \dots 0,5) F_{tm}, \quad (1.92)$$

где  $F_{tm}$  – окружное усилие в муфте, Н;

$$F_{tm} = \frac{2 \cdot T_p}{D_0}, \quad (1.93)$$

$D_0$  – диаметр установки пальцев (МУВП), мм;  $D_0 = 98$  мм;

$$F_{тм} = \frac{2 \cdot 64,4 \cdot 10^3}{98} = 1314 \text{ Н.}$$

$$F_M = (0,2 \dots 0,5) \cdot 1314 = 263 \dots 657 \text{ Н.}$$

Принимаем  $F_M = 460 \text{ Н.}$

На ведомый вал от открытой цилиндрической передачи действуют: окружная сила  $F_{t5} = F_{t6}$  и радиальная сила  $F_{r5} = F_{r6}$ , определяемые по (1.90, 1.91)

$$F_{t5} = \frac{2 \cdot 532955}{140} = 7614 \text{ Н;}$$

$$F_{r5} = 7614 \cdot \text{tg} 20^\circ = 2771 \text{ Н;}$$

$$F_{t6} = 7614 \text{ Н; } F_{r6} = 2771 \text{ Н.}$$

### 1.9.2 Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах ведущего вала и проверка долговечности подшипников.

Схема нагружения ведущего вала представлена на рис. 1.9.

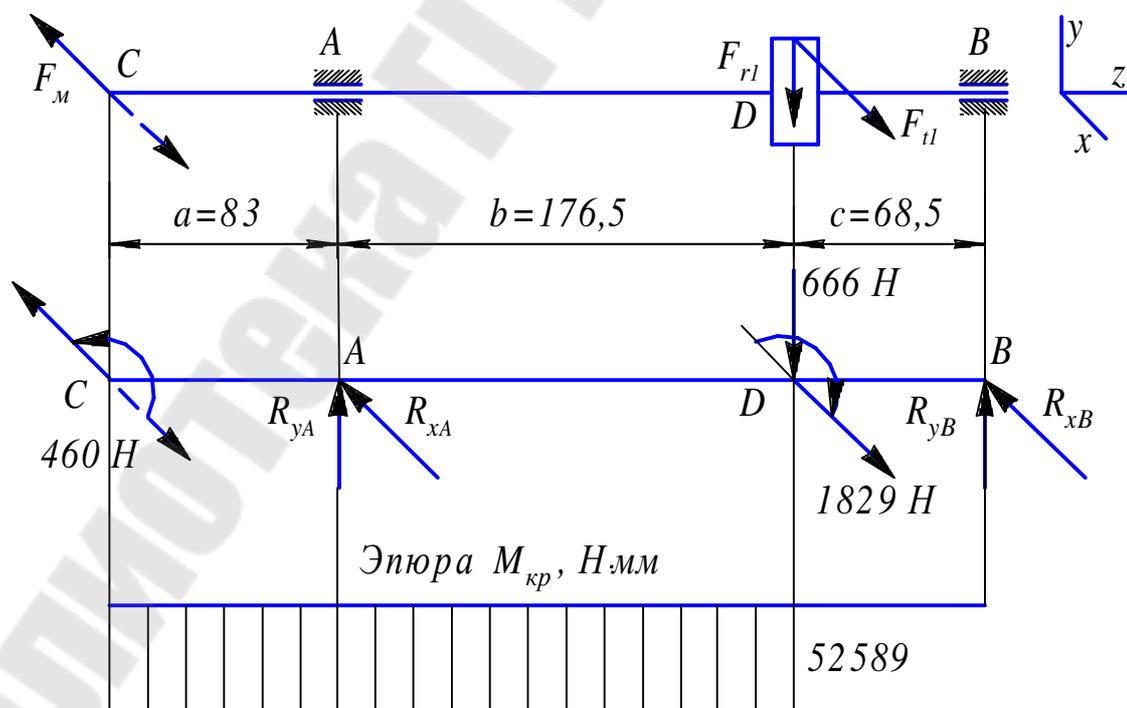


Рис. 1.9. Схема нагружения ведущего вала

Определяем опорные реакции.

Усилие  $F_M$  направлено в сторону  $F_{t1}$  – для подбора подшипников.

Плоскость YOZ:

$$\sum M_A = 0; \quad F_{r1} \cdot b - R_{yB} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{yB} = \frac{F_{r1} \cdot b}{b + c}; \quad R_{yB} = \frac{666 \cdot 176,5}{176,5 + 68,5} = 479,8 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; \quad -F_{r1} \cdot c + R_{yA} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{yA} = \frac{F_{r1} \cdot c}{b + c};$$

$$R_{yA} = \frac{666 \cdot 68,5}{176,5 + 68,5} = 186,2 \text{ Н}.$$

Проверка:  $\sum Y = 0$ ;  $R_{yA} - F_{r1} + R_{yB} = 0$ ;

$$186,2 - 666 + 479,8 = 0;$$

$$0 = 0.$$

Плоскость XOZ:

$$\sum M_A = 0; \quad -F_M \cdot a + F_{t1} \cdot b - R_{xB} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{xB} = \frac{F_{t1} \cdot b - F_M \cdot a}{b + c};$$

$$R_{xB} = \frac{1829 \cdot 176,5 - 460 \cdot 83}{176,5 + 68,5} = 1161,8 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0;$$

$$-F_M \cdot (a + b + c) - F_{t1} \cdot c + R_{xA} \cdot (b + c) = 0;$$

$$R_{xA} = \frac{F_M \cdot (a + b + c) + F_{t1} \cdot c}{b + c};$$

$$R_{xA} = \frac{460 \cdot (83 + 176,5 + 68,5) + 1829 \cdot 68,5}{176,5 + 68,5} = 1127,2 \text{ Н.}$$

Проверка:  $\sum X = 0$ ;  $F_M - R_{xA} + F_{I1} - R_{xB} = 0$ ;  
 $460 - 1127,2 + 1829 - 1161,8 = 0$ ;  
 $0 = 0$ .

Суммарные реакции

$$R_A = \sqrt{R_{xA}^2 + R_{yA}^2} = \sqrt{1127,2^2 + 186,2^2} = 1142 \text{ Н;}$$

$$R_B = \sqrt{R_{xB}^2 + R_{yB}^2} = \sqrt{1161,8^2 + 479,8^2} = 1257 \text{ Н.}$$

Подбор подшипников осуществляем по наиболее нагруженной опоре.

Номинальная долговечность подшипника  $L$ , млн. об., определяется по формуле ([5], 8.10)

$$L = \left( \frac{C}{P_3} \right)^p, \quad (1.94)$$

где  $C$  – динамическая грузоподъемность данного типоразмера подшипника, кН (выбирается по каталогу);

$P_3$  – эквивалентная нагрузка на подшипник, кН;

$p$  – показатель степени;  $p = 3$  – для шарикоподшипников;  
 $p = 10/3$  – для роликоподшипников.

Номинальная долговечность  $L_h$ , в часах, определяется по формуле ([5], 8.11)

$$L_h = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n}, \quad (1.95)$$

где  $a_1$  – коэффициент надежности; при безотказной работе подшипников  $a_1 = 1$ ;

$a_{23}$  – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипника и качества его эксплуатации; при обычных условиях работы подшип-

ника  $a_{23} = 0,7 \dots 0,8$  – для шариковых подшипников;  $a_{23} = 0,6 \dots 0,7$  – для роликовых конических подшипников;  $a_{23} = 0,5 \dots 0,6$  – для роликовых цилиндрических и шариковых сферических двухрядных подшипников.

Так как осевая нагрузка компенсируется, то эквивалентная нагрузка определяется по формуле ([5], 8.12), преобразованной к виду:

$$P_g = X \cdot V \cdot R_B \cdot K_G \cdot K_T, \quad (1.96)$$

где  $X$  – коэффициент радиальной нагрузки ([5], табл. П16, П17);

$V$  – коэффициент вращения;  $V = 1$  – при вращении внутреннего кольца подшипника;  $V = 1,2$  – при вращении наружного кольца;

$R_B$  – радиальная нагрузка на подшипник, Н;

$K_G$  – коэффициент безопасности ([5], табл. П18);  $K_G = 1,2$ ;

$K_T$  – температурный коэффициент ([5], табл. П19).

$$P_g = 1 \cdot 1 \cdot 1257 \cdot 1,2 \cdot 1 = 1508 \text{ Н};$$

$$L = \left( \frac{41,0}{1,508} \right)^3 = 20098 \text{ млн.об.}$$

$$L_h = 1,0 \cdot 0,8 \cdot \frac{10^6 \cdot 20098}{60 \cdot 967} = 277118 \text{ ч} > [L_h] = 10000 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипников ведущего вала обеспечена.

### 1.9.3 Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах промежуточного вала и проверка долговечности подшипников.

Схема нагружения промежуточного вала представлена на рис. 1.10.

Определяем опорные реакции.

Плоскость YOZ:

$$\sum M_E = 0; F_{r3} \cdot d - F_{r2} \cdot (d + e) - R_{yF} \cdot (d + e + f) = 0$$

$$R_{yF} = \frac{F_{r3} \cdot d - F_{r2} \cdot (d + e)}{d + e + f};$$

$$R_{yF} = \frac{1544 \cdot 83,5 - 666 \cdot (83,5 + 93)}{83,5 + 93 + 68,5} = 46,4 \text{ Н};$$

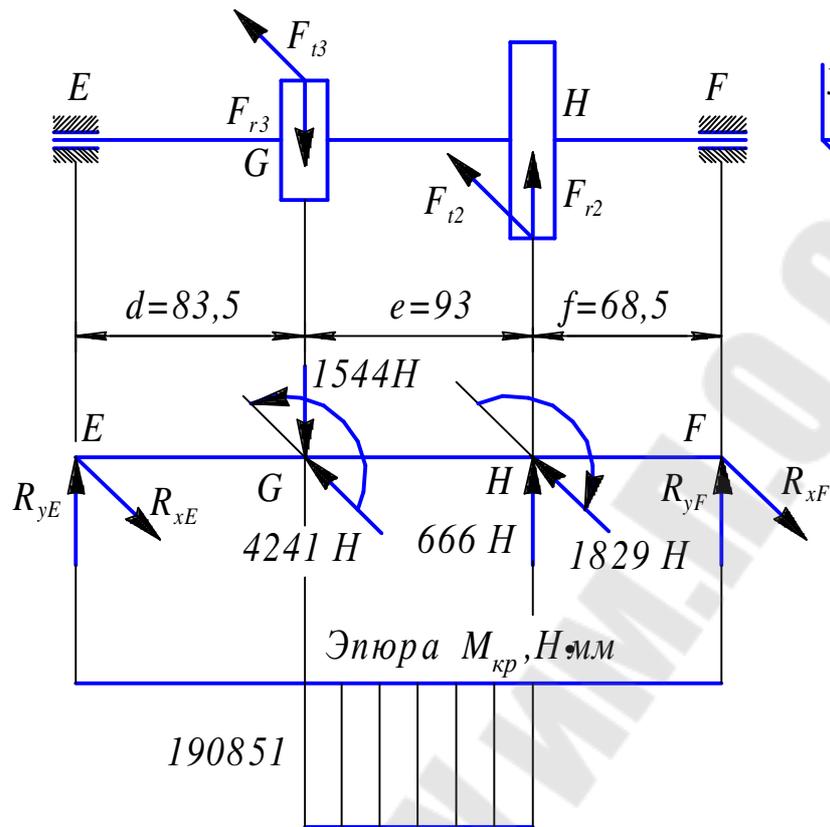


Рис. 1.10. Схема нагружения промежуточного вала

$$\sum M_F = 0;$$

$$F_{r2} \cdot f - F_{r3} \cdot (e + f) + R_{yE} \cdot (d + e + f) = 0$$

$$R_{yE} = \frac{F_{r3} \cdot (e + f) - F_{r2} \cdot f}{d + e + f};$$

$$R_{yE} = \frac{1544 \cdot (93 + 68,5) - 666 \cdot 68,5}{83,5 + 93 + 68,5} = 831,6 \text{ Н.}$$

Проверка:  $\sum Y = 0; R_{yE} - F_{r3} + F_{r2} + R_{yF} = 0;$

$$831,6 - 1544 + 666 + 46,4 = 0;$$

$$0 = 0.$$

Плоскость XOZ:

$$\sum M_E = 0; -F_{t3} \cdot d - F_{t2} \cdot (d + e) + R_{xF} \cdot (d + e + f) = 0;$$

$$R_{xF} = \frac{F_{t3} \cdot d + F_{t2} \cdot (d + e)}{d + e + f};$$

$$R_{xF} = \frac{4241 \cdot 83,5 + 1829 \cdot (83,5 + 93)}{83,5 + 93 + 68,5} = 2763 \text{ Н};$$

$$\sum M_F = 0; \quad F_{t3} \cdot (e + f) + F_{t2} \cdot f - R_{xE} \cdot (d + e + f) = 0;$$

$$R_{xE} = \frac{F_{t3} \cdot (e + f) + F_{t2} \cdot f}{d + e + f};$$

$$R_{xE} = \frac{4241 \cdot (93 + 68,5) + 1829 \cdot 68,5}{83,5 + 93 + 68,5} = 3307 \text{ Н}.$$

Проверка:  $\sum X = 0; \quad R_{xE} - F_{t3} - F_{t2} + R_{xF} = 0$   
 $3307 - 4241 - 1829 + 2763 = 0;$   
 $0 = 0.$

Суммарные реакции

$$R_E = \sqrt{R_{xE}^2 + R_{yE}^2} = \sqrt{3307^2 + 831,6^2} = 3410 \text{ Н};$$

$$R_F = \sqrt{R_{xF}^2 + R_{yF}^2} = \sqrt{2763^2 + 46,4^2} = 2763 \text{ Н}.$$

Подбор подшипников осуществляем по наиболее нагруженной опоре.

$$P_g = 1 \cdot 1 \cdot 2763 \cdot 1,2 \cdot 1 = 3316 \text{ Н};$$

$$L = \left( \frac{52,7}{3,316} \right)^3 = 4014 \text{ млн.об.}$$

$$L_h = 1,0 \cdot 0,8 \cdot \frac{10^6 \cdot 4014}{60 \cdot 255,9} = 209144 \text{ ч} > [L_h] = 10000 \text{ ч}.$$

Долговечность подшипников промежуточного вала обеспечена.

#### 1.9.4 Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах ведомого вала и проверка долговечности подшипников.

Расчетная схема нагружения ведомого вала представлена на рис. 1.11.

Определим опорные реакции.

Плоскость YOZ:

$$\sum M_K = 0; \quad -F_{r4} \cdot g - F_{r5} \cdot (g + h + l) + R_{yL} \cdot (g + h) = 0;$$

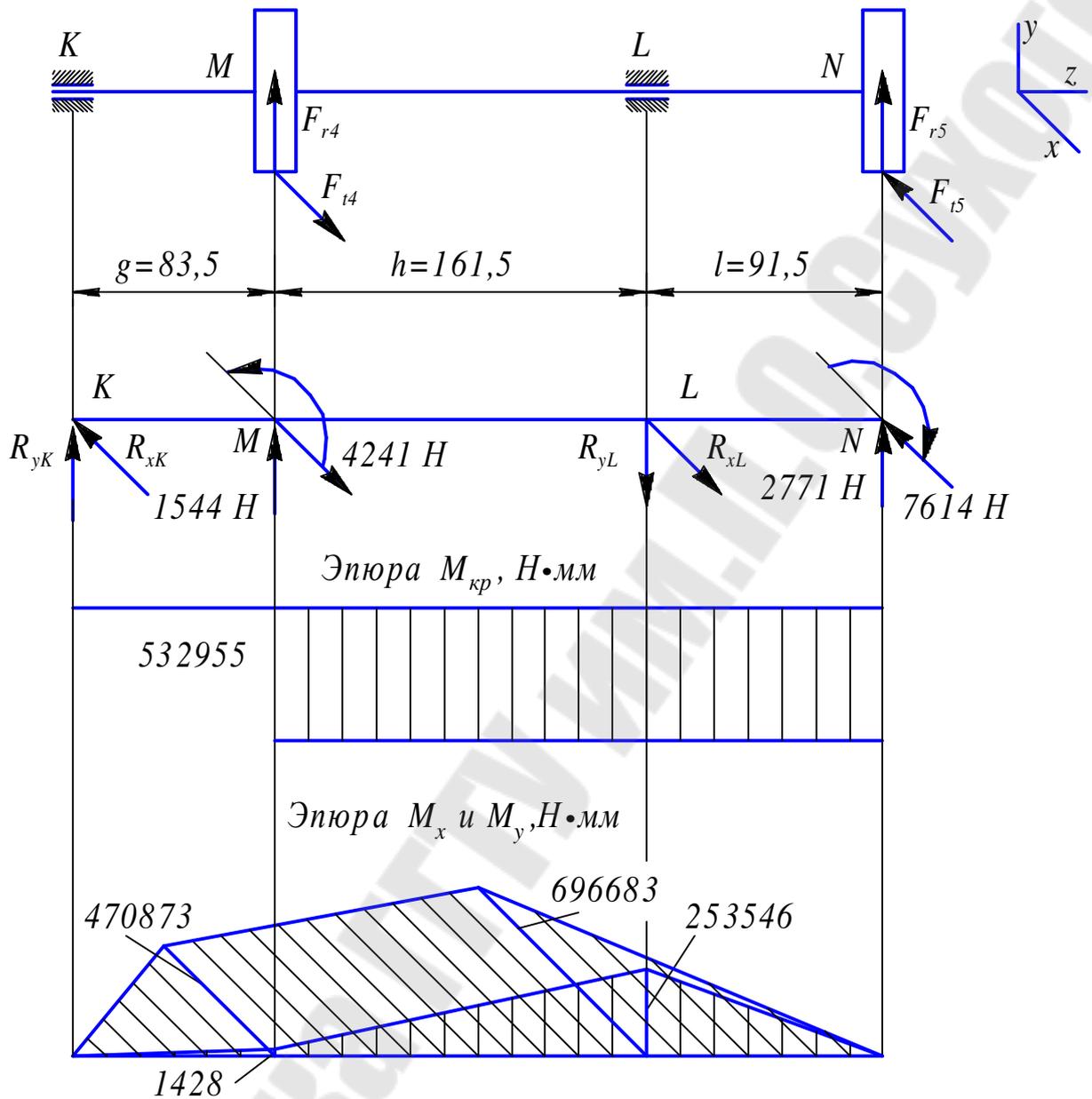


Рис. 1.11. Схема нагружения ведомого вала

$$R_{yL} = \frac{F_{r4} \cdot g + F_{r5} \cdot (g + h + l)}{g + h};$$

$$R_{yL} = \frac{1544 \cdot 83,5 + 2771 \cdot (83,5 + 161,5 + 91,5)}{83,5 + 161,5} = 4332,1 \text{ H};$$

$$\sum M_L = 0; \quad F_{r4} \cdot h - F_{r5} \cdot l + R_{yK} \cdot (g + h) = 0;$$

$$R_{yK} = \frac{F_{r5} \cdot l - F_{r4} \cdot h}{g + h};$$

$$R_{yK} = \frac{2771 \cdot 91,5 - 1544 \cdot 161,5}{83,5 + 161,5} = 17,1 \text{ Н.}$$

Проверка:  $\sum Y = 0$ ;  $R_{yK} + F_{r4} - R_{yL} + F_{r5} = 0$ ;  
 $17,1 + 1544 - 4332,1 + 2771 = 0$ ;  
 $0 = 0$ .

Плоскость XOZ:

$$\sum M_K = 0; \quad F_{t4} \cdot g - F_{t5} \cdot (g + h + l) + R_{xL} \cdot (g + h) = 0;$$

$$R_{xL} = \frac{F_{t5} \cdot (g + h + l) - F_{t4} \cdot g}{g + h};$$

$$R_{xL} = \frac{7614 \cdot (83,5 + 161,5 + 91,5) - 4241 \cdot 83,5}{83,5 + 161,5} = 9012,2 \text{ Н.}$$

$$\sum M_L = 0; \quad -F_{t4} \cdot h - F_{t5} \cdot l + R_{xK} \cdot (g + h) = 0;$$

$$R_{xK} = \frac{F_{t4} \cdot h + F_{t5} \cdot l}{g + h}; \quad R_{xK} = \frac{4241 \cdot 161,5 + 7614 \cdot 91,5}{83,5 + 161,5} = 5639,2 \text{ Н.}$$

Проверка:  $\sum X = 0$ ;  $-R_{xK} + F_{t4} + R_{xL} - F_{t5} = 0$ ;  
 $-5639,2 + 4241 + 9012,2 - 7614 = 0$ ;  
 $0 = 0$ .

Суммарные реакции

$$R_K = \sqrt{R_{xK}^2 + R_{yK}^2} = \sqrt{5639,2^2 + 17,1^2} = 5639 \text{ Н.}$$

$$R_L = \sqrt{R_{xL}^2 + R_{yL}^2} = \sqrt{9012,2^2 + 4332,1^2} = 9999 \text{ Н.}$$

Эквивалентная нагрузка

$$P_3 = 1 \cdot 1 \cdot 9999 \cdot 1,2 \cdot 1 = 11999 \text{ Н.}$$

$$L = \left( \frac{81,9}{11,999} \right)^3 = 318 \text{ млн.об.}$$

$$L_h = 1,0 \cdot 0,8 \cdot \frac{10^6 \cdot 318}{60 \cdot 88} = 48182 \text{ ч} > [L_h] = 10000 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипников ведомого вала обеспечена.

### 1.10 Второй этап эскизной компоновки редуктора

Второй этап компоновки имеет целью конструктивно оформить зубчатые колеса, валы, корпус, подшипниковые узлы и подготовить данные для проверки прочности валов и некоторых деталей.

Вычерчиваем шестерни и зубчатые колеса по конструктивным размерам, найденным ранее. Шестерню ведущего вала выполняем за одно целое с валом.

Узел ведущего вала:

а) наносим осевые линии, вычерчиваем в разрезе подшипники качения;

б) между торцами подшипников и внутренней поверхностью стенки корпуса, вычерчиваем мазеудерживающие кольца. Их торцы выступают внутрь корпуса на 1 мм от внутренней стенки;

в) вычерчиваем крышки подшипников с прокладками и установленным манжетным уплотнением.

Длина присоединительного конца вала  $\varnothing 32$  мм определяется длиной полумуфты.

Аналогично конструируем узел ведомого вала. Для фиксации зубчатого колеса в осевом направлении предусматриваем утолщение вала с одной стороны и установку мазеудерживающего кольца с другой. Место перехода от  $\varnothing 60$  мм к  $\varnothing 72$  мм смещаем внутрь ступицы зубчатого колеса, чтобы гарантировать прижатие мазеудерживающего кольца.

Зазор между зубчатыми колесами на промежуточном валу принимаем конструктивно.

## 1.11 Проверка прочности шпоночных соединений

Для изготовления шпонок принимаем сталь 45 нормализованную. Напряжения смятия и условие прочности проверяется по формуле ([5], 10.1)

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{см}], \quad (1.97)$$

где  $T$  – передаваемый вращающий момент, Н·мм;

$d$  – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;

$l_p$  – рабочая длина шпонки, мм;  $l_p = l - b$  или  $l_p = l - b/2$ ;

$h$  – высота шпонки, мм;

$t_1$  – глубина паза в валу, мм;

$[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение смятия, МПа;  $[\sigma_{см}] = 150$  МПа.

### *Ведущий вал.*

В месте установки полумуфты:

$$d = 32 \text{ мм}; \quad b \times h = 10 \times 8 \text{ мм}; \quad l = 50 \text{ мм}; \quad t_1 = 5 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 52589}{32 \cdot (50 - 10/2) \cdot (8 - 5)} = 24,3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{см} < [\sigma_{см}].$$

Условие прочности (1.97) выполняется.

### *Промежуточный вал.*

В месте установки зубчатого колеса:

$$d = 48 \text{ мм}; \quad b \times h = 14 \times 9 \text{ мм}; \quad l = 56 \text{ мм}; \quad t_1 = 5,5 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 190851}{48 \cdot (56 - 14) \cdot (9 - 5,5)} = 54,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{см} < [\sigma_{см}].$$

Условие прочности (1.97) выполняется.

В месте установки шестерни:

$$d = 48 \text{ мм}; b \times h = 14 \times 9 \text{ мм}; l = 70 \text{ мм}; t_1 = 5,5 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 190851}{48 \cdot (70 - 14) \cdot (9 - 5,5)} = 40,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{см} < [\sigma_{см}].$$

Условие прочности (1.97) выполняется.

**Ведомый вал.**

В месте установки зубчатого колеса:

$$d = 72 \text{ мм}; b \times h = 20 \times 12 \text{ мм}; l = 90 \text{ мм}; t_1 = 7,5 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 532955}{72 \cdot (90 - 20) \cdot (12 - 7,5)} = 47 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{см} < [\sigma_{см}].$$

Условие прочности (1.97) выполняется.

В месте установки шестерни открытой цилиндрической передачи:

$$d = 52 \text{ мм}; b \times h = 16 \times 10 \text{ мм}; l = 70 \text{ мм}; t_1 = 6,0 \text{ мм}.$$

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 532955}{52 \cdot (70 - 16/2) \cdot (10 - 6,0)} = 82,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{см} < [\sigma_{см}].$$

Условие прочности (1.97) выполняется.

### 1.12 Уточненный расчет тихоходного вала

Прочность вала считается обеспеченной при условии ([5], 11.1)

$$s \geq [s], \quad (1.98)$$

где  $[s]$  – допускаемая величина коэффициента запаса прочности;  $[s] = 1,5 \dots 2,5$ .

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении определяется по формуле ([5], 11.2)

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}}, \quad (1.99)$$

где  $s_{\sigma}$  – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \cdot \beta} \cdot \sigma_v + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m}, \quad (1.100)$$

$\sigma_{-1}$  – предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба, МПа;

$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_B$  – для углеродистых сталей;

$\sigma_{-1} = 0,35 \cdot \sigma_B + (70 \dots 120)$  МПа – для углеродистых сталей;

$k_{\sigma}$  – эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений ([5], табл. П22);

$\varepsilon_{\sigma}$  – масштабный фактор для нормальных напряжений ([5], табл. П24);

$\beta$  – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

$\sigma_v$  – амплитуда цикла нормальных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба  $\sigma_{in}$  в рассматриваемом сечении;

$\sigma_m$  – среднее напряжение цикла нормальных напряжений; если осевая нагрузка  $F_a$  на вал отсутствует или пренебрежимо мала, то принимают  $\sigma_m = 0$ ; в противном случае  $\sigma_m = F_a / (\pi \cdot d^2 / 4)$ ;

$\psi_{\sigma}$  – коэффициент; для углеродистых сталей, имеющих  $\sigma_B = 650 \dots 750$  МПа, принимаем  $\psi_{\sigma} = 0,2$ ; для легированных сталей  $\psi_{\sigma} = 0,25 \dots 0,3$ ;

$s_{\tau}$  – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям;

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \cdot \beta} \cdot \tau_v + \psi_{\tau} \cdot \tau_m}, \quad (1.101)$$

$\tau_{-1}$  – предел выносливости стали при симметричном цикле кручения;  $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}$ .

Значение коэффициента  $\psi_\tau = 0,1$ .

Остальные обозначения в формуле (1.101) имеют тот же смысл, что и в формуле (1.100), с той лишь разницей, что они относятся к напряжениям кручения.

Расчет на прочность ведем для ведомого вала.

### ***Ведомый вал.***

Принимаем материал вала – сталь 45 нормализованная.

$$\begin{aligned}\sigma_B &= 570 \text{ МПа}; \quad \sigma_{-1} = 0,43 \cdot 570 = 245 \text{ МПа}; \\ \tau_{-1} &= 0,58 \cdot 245 = 142 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Определяем величины изгибающих моментов (см. рис. 1.11).

Вертикальная плоскость

$$\begin{aligned}M_K^B &= M_N^B = 0; \\ M_M^B &= R_{yK} \cdot g = 17,1 \cdot 83,5 = 1428 \text{ Н}\cdot\text{мм}; \\ M_L^B &= R_{yK} \cdot (g + h) + F_{r4} \cdot h = 17,1 \cdot (83,5 + 161,5) + 1544 \cdot 161,5 = \\ &= 253546 \text{ Н}\cdot\text{мм};\end{aligned}$$

Горизонтальная плоскость

$$\begin{aligned}M_K^\Gamma &= M_N^\Gamma = 0; \\ M_M^\Gamma &= R_{xK} \cdot g = 5639,2 \cdot 83,5 = 470873 \text{ Н}\cdot\text{мм}; \\ M_L^\Gamma &= R_{xK} \cdot (g + h) - F_{t4} \cdot h = 5639,2 \cdot (83,5 + 161,5) - 4241 \cdot 161,5 = \\ &= 696683 \text{ Н}\cdot\text{мм}.\end{aligned}$$

Суммарный изгибающий момент

$$M_{\Sigma M} = \sqrt{(M_M^B)^2 + (M_M^\Gamma)^2} = \sqrt{1428^2 + 470873^2} = 470875 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

$$M_{\Sigma L} = \sqrt{(M_L^B)^2 + (M_L^\Gamma)^2} = \sqrt{253546^2 + 696683^2} = 741386 \text{ Н}\cdot\text{мм}.$$

Рассмотрим место установки зубчатого колеса  $M$ .

Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки:

$$\begin{aligned}k_{\sigma} &= 1,59; \quad k_{\tau} = 1,49 \quad ([5], \text{табл. П22}); \\ \varepsilon_{\sigma} &= 0,756; \quad \varepsilon_{\tau} = 0,646 \quad ([5], \text{табл. П24}); \\ \psi_{\sigma} &= 0,15; \quad \psi_{\tau} = 0,1.\end{aligned}$$

Момент сопротивления кручению определяется по ([5], 11.8):

$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}; \quad (1.102)$$

$$W_{k \text{ нетто}} = \frac{3,14 \cdot 72^3}{16} - \frac{20 \cdot 7,5 \cdot (72 - 7,5)^2}{2 \cdot 72} = 68916 \text{ мм}^3.$$

Момент сопротивления изгибу определяется по ([5], 11.6):

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d - t_1)^2}{2 \cdot d}; \quad (1.103)$$

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 72^3}{32} - \frac{20 \cdot 7,5 \cdot (72 - 7,5)^2}{2 \cdot 72} = 32291 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений определяется по ([5], 11.7):

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T}{2 \cdot W_{k \text{ нетто}}}; \quad (1.104)$$

$$\tau_v = \frac{532955}{2 \cdot 68916} = 3,9 \text{ МПа}.$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба определяется по ([5], 11.5):

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M_{\Sigma}}{W_{\text{нетто}}}, \quad (1.105)$$

$$\sigma_v = \frac{470875}{32291} = 14,6 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0;$$

Тогда

$$s_\sigma = \frac{245}{\frac{1,59}{0,756} \cdot 14,6} = 8,0;$$

$$s_\tau = \frac{142}{\frac{1,49}{0,646} \cdot 3,9 + 0,1 \cdot 3,9} = 15,1;$$

$$s = \frac{8,0 \cdot 15,1}{\sqrt{8,0^2 + 15,1^2}} = 7,1 > [s].$$

Условие прочности (1.98) выполняется.

Рассмотрим опору  $L$ .

Концентрация напряжений обусловлена посадкой внутреннего кольца подшипника с гарантированным натягом.

$$\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} = 3,5; \quad \frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau} = 0,6 \cdot \frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma} + 0,4 = 0,6 \cdot 3,5 + 0,4 = 2,5 \quad ([5], \text{табл. П23}).$$

Принимаем  $\psi_\sigma = 0,15$ ;  $\psi_\tau = 0,1$ .

Осевой момент сопротивления определяется по ([5], 11.10):

$$W = \frac{\pi \cdot d^3}{32}. \quad (1.106)$$

$$W = \frac{3,14 \cdot 60^3}{32} = 21195 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда нормальных напряжений определяется по ([5], 11.9):

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{M_\Sigma}{W}, \quad (1.107)$$

$$\sigma_v = \frac{741386}{21195} = 35 \text{ МПа}; \quad \sigma_m = 0.$$

Полярный момент сопротивления

$$W_p = 2 \cdot 21195 = 42390 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений определяется по ([5], 11.11):

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T}{2 \cdot W_p}, \quad (1.108)$$

$$\tau_v = \frac{532955}{2 \cdot 42390} = 6,3 \text{ МПа.}$$

Тогда

$$s_\sigma = \frac{245}{3,5 \cdot 35} = 2,0;$$

$$s_\tau = \frac{142}{2,5 \cdot 6,3 + 0,1 \cdot 6,3} = 8,7;$$

$$s = \frac{2,0 \cdot 8,7}{\sqrt{2,0^2 + 8,7^2}} = 1,95 > [s].$$

Условие прочности (1.98) выполняется.

### 1.13 Выбор и назначение посадок основных деталей редуктора

Посадки назначаем в соответствии с рекомендациями ([5], табл. 12.1).

Посадка шестерни и зубчатого колеса на вал  $H7/p6$ .

Посадка муфты  $H7/m6$ .

Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала  $k6$ . Отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца – по  $H7$ .

### 1.14 Смазка редуктора

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до погружения колеса на всю длину зуба.

Устанавливаем вязкость масла ([5], табл. 13.1). При контактных напряжениях  $\sigma_H = 388,1$  МПа и  $v = 1,21$  м/с вязкость масла должна быть приблизительно равна  $34 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>/с. По ([5], табл. 13.2) принимаем масло индустриальное И-Г-А-32.

Подшипники смазываем пластичным смазочным материалом – ЦИАТИМ–201.

### 1.15 Сборка редуктора

Перед сборкой внутреннюю полость редуктора тщательно очищаем и покрываем маслостойкой краской.

Сборку начинаем с узлов валов:

- на ведущий вал насаживаем маслоудерживающие кольца и роликоподшипники, предварительно нагретые в масле до 80 – 100 °С;
- в промежуточный вал закладываем шпонки 14×9×56 мм и 14×9×70 мм, напрессовываем шестерню и зубчатое колесо, надеваем мазеудерживающие кольца и шарикоподшипники;
- в ведомый вал закладываем шпонку 20×12×90 мм и напрессовываем зубчатое колесо до упора в бурт вала; затем надеваем мазеудерживающие кольца и шарикоподшипники, предварительно нагретые в масле.

Собранные узлы укладываем в основание корпуса редуктора и надеваем крышку корпуса, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и корпуса герметиком. Для центровки устанавливаем крышку на корпус с помощью двух конических штифтов; затягиваем болты, крепящие крышку к корпусу.

В подшипниковые камеры вставляем распорные кольца, закладываем пластичную смазку, ставим крышки подшипников с комплектом металлических прокладок для регулировки.

Перед постановкой сквозных крышек в проточки закладываем манжетные уплотнения. Проверяем проворачивание валов отсутствие заклинивания подшипников и закрепляем крышки винтами. Затем ввертываем пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и жезловый маслоуказатель. Заливаем в корпус масло и закрываем смотровое отверстие крышкой с прокладкой; закрепляем крышку винтами.

Собранный редуктор обкатываем и подвергаем испытанию на стенде.

## 1.16 Графическая часть

По результатам расчетов, произведенных в разделах 1.1 – 1.16, выполняем три чертежа.

Чертеж 1 – Сборочный чертеж двухступенчатого цилиндрического редуктора (см. рис. П.1.2) и спецификацию к нему (см. рис. П.1.3).

Чертеж 2 – Чертежи (3 – 5) деталей (по указанию руководителя) (см. рис. П.1.4).

Чертеж 3 – Чертеж общего вида привода (в соответствии с рис. 1.1) (см. рис. П.1.5) и спецификацию к нему (см. рис. П.1.6).

## 2 РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ ДВУХСТУПЕНЧАТОГО ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО РЕДУКТОРА С РАЗДВОЕННОЙ БЫСТРОХОДНОЙ СТУПЕНЬЮ

Исходные данные для расчета:

- схема привода представлена на рис. 2.1;
- мощность на приводном валу  $P_{\text{ВЫХ}} = 7,6$  кВт;
- частота приводного вала  $n_{\text{ВЫХ}} = 70$  мин<sup>-1</sup> (об/мин).
- срок службы привода, лет;  $T_{\text{пр}} = 6$  лет;
- коэффициенты использования привода в течение года и суток;  
 $K_{\text{год}} = 0,8$ ;  $K_{\text{сут}} = 0,7$ ;

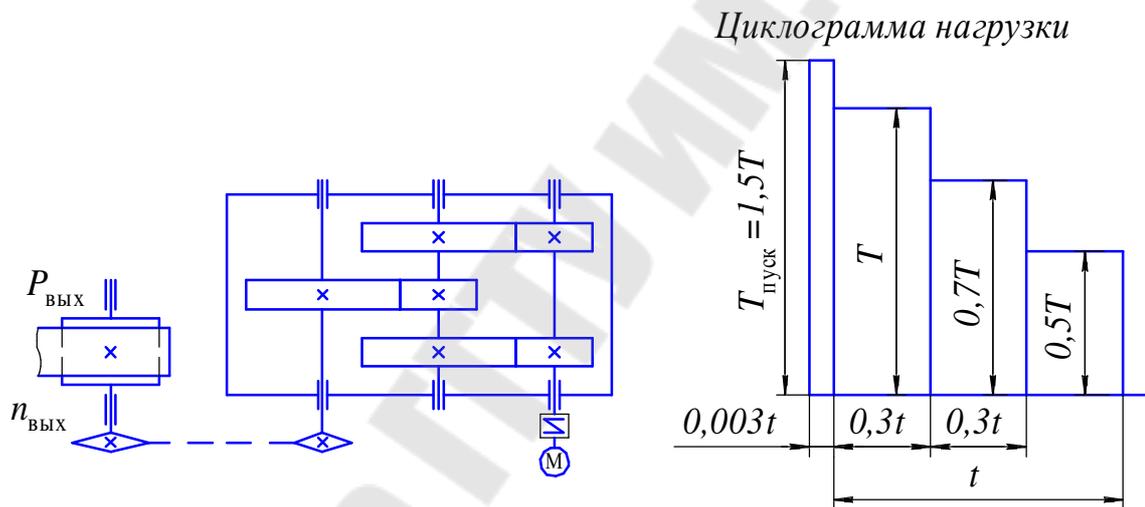


Рис. 2.1. Исходная схема привода

### 2.1 Энергетический и кинематический расчеты привода

#### 2.1.1 Определение расчетной мощности привода.

Расчетная мощность электродвигателя определяется по формуле ([5], 1.1)

$$P_{\text{эд}} = \frac{P_{\text{ВЫХ}}}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (2.1)$$

где  $P_{\text{ВЫХ}}$  – мощность на приводном валу конвейера, кВт;

$\eta_{\text{общ}}$  – общий КПД привода.

Общий КПД привода определяем по ([5], 1.2):

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{цп}}^2 \cdot \eta_{\text{оцп}} \cdot \eta_{\text{пк}}^4, \quad (2.2)$$

где  $\eta_{\text{м}}$  – КПД муфты;  $\eta_{\text{м}} = 0,99$  ([5], табл. П.1.1);

$\eta_{\text{цп}}$  – КПД зубчатой передачи редуктора с цилиндрическими колесами;  $\eta_{\text{цп}} = 0,97$  ([5], табл. П.1.1);

$\eta_{\text{оцп}}$  – КПД открытой цепной передачи;  $\eta_{\text{оцп}} = 0,93$  ([5], табл. П.1.1);

$\eta_{\text{пк}}$  – КПД пары подшипников качения;  $\eta_{\text{пк}} = 0,99$  ([5], табл. П.1.1);

$$\eta_{\text{общ}} = 0,99 \cdot 0,97^2 \cdot 0,93 \cdot 0,99^4 = 0,832.$$

$$P_{\text{эд}} = \frac{7,6}{0,832} = 9,135 \text{ кВт.}$$

### 2.1.2 Выбор электродвигателя.

Ориентировочно требуемая частота вращения вала электродвигателя определяется по формуле ([5], 1.5)

$$n_{\text{тр}} = n \cdot u_{\text{оп min}} \cdot u_{\text{ред.ср}}, \quad (2.3)$$

где  $u_{\text{оп min}}$  – наименьшее значение передаточного числа открытой передачи привода;  $u_{\text{оп min}} = 2$  ([5], табл. П.1.3);

$u_{\text{ред.ср}}$  – среднее значение передаточного числа редуктора привода;  $u_{\text{ред.ср}} = 10$  ([5], табл. П.1.3).

Тогда

$$n_{\text{тр}} = 70 \cdot 2 \cdot 10 = 1400 \text{ об/мин.}$$

По величине  $n_{\text{тр}}$  с учетом  $P_{\text{эд}}$  принимаем по ([5], табл. П.1.2) электродвигатель 4А132М4.

За расчетную частоту  $n_{\text{эд}}$  вращения принимаем номинальную частоту вращения ([5], 1.3)

$$n_{\text{эд}} = n_{\text{ном}} = n_{\text{эдс}}(1 - s), \quad (2.4)$$

где  $n_{\text{эдс}}$  – синхронная частота вращения, об/мин;  $n_{\text{эдс}} = 1500$  об/мин;  
 $s$  – коэффициент скольжения;  $s = 0,028$

$$n_{\text{эд}} = 1500(1 - 0,028) = 1458 \text{ об/мин.}$$

Техническая характеристика принятого электродвигателя представлена в табл. 2.1.

Таблица 2.1

Характеристика электродвигателя

Обозначение электродвигателя	Исполнение	Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	$\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}$
4A132M4	M 100	11,0	1458	2,0	2,2

### 2.1.3 Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по отдельным передачам и ступеням редуктора.

Общее передаточное число привода определяется по формуле ([5], 1.6)

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{эд}}}{n_{\text{вых}}}; \quad (2.5)$$

$$u_{\text{общ}} = \frac{1458}{70} = 20,829.$$

Для цилиндрического 2-х ступенчатого редуктора должны выполняться следующие условия ([5], 1.7)

$$u_{\text{ред}} = u_{\text{б}} \cdot u_{\text{т}} = 8 \dots 50; \quad \frac{u_{\text{б}}}{u_{\text{т}}} = 1,3 \dots 1,4, \quad (2.6)$$

где  $u_{\text{б}}$  – передаточное число быстроходной ступени;

$u_{\text{т}}$  – передаточное число тихоходной ступени;

Тогда

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{оци}}}; \quad u_{\text{ред}} = \frac{20,829}{2} = 10,415;$$

$$u_6 = 1,3u_T; \quad u_{ред} = 1,3u_T u_T = 1,3u_T^2;$$

$$u_T^2 = u_{ред} / 1,3; \quad u_T = \sqrt{u_{ред} / 1,3} = \sqrt{10,415 / 1,3} = 2,83;$$

$$u_6 = 1,3 \cdot 2,83 = 3,679;$$

$$u_{ред} = 3,679 \cdot 2,83 = 10,412.$$

#### 2.1.4 Силовые и кинематические параметры привода.

Расчет элементов привода выполняем по расчетной мощности  $P_{эд}$  электродвигателя.

Для каждого из валов элементов привода определяем частоту вращения  $n$ , мощность  $P$  и вращающий момент  $T$ .

Определяем частоты вращения валов привода:

$$n_{эд} = 1458 \text{ об/мин};$$

$$n_1 = n_{эд}; \quad n_1 = 1458 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = n_1 / u_6; \quad n_2 = 1458 / 3,679 = 396,3 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = n_2 / u_T; \quad n_3 = 396,3 / 2,83 = 140 \text{ об/мин.}$$

$$n_4 = n_3 / u_{ощ}; \quad n_4 = 140 / 2 = 70 \text{ об/мин.}$$

Определяем мощности, передаваемые на валы привода:

$$P_{эд} = 9,135 \text{ кВт};$$

$$P_1 = P_{эд} \cdot \eta_m \cdot \eta_{пк}; \quad P_1 = 9,135 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 8,953 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{щп} \cdot \eta_{пк}; \quad P_2 = 8,953 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,598 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{щп} \cdot \eta_{пк}; \quad P_3 = 8,598 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 8,257 \text{ кВт};$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{ощп} \cdot \eta_{пк}; \quad P_4 = 8,257 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 7,6 \text{ кВт}.$$

Определяем вращающие моменты, передаваемые валами

$$T_i = 9550 \frac{P_i}{n_i};$$

$$T_{эд} = 9550 \frac{9,135}{1458} = 59,835 \text{ Н·м};$$

$$T_1 = 9550 \frac{8,953}{1458} = 58,643 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = 9550 \frac{8,598}{396,3} = 207,194 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_3 = 9550 \frac{8,257}{140} = 563,245 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_4 = 9550 \frac{7,6}{70} = 1036,857 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Результаты расчета представлены в табл. 2.2.

Таблица 2.2

**Силовые и кинематические параметры привода**

Номер вала	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	Крутящий момент, Н·м
Электродвигатель	1458	9,135	59,835
1	1458	8,953	58,643
2	396,3	8,598	207,194
3	140	8,257	563,245
4	70	7,6	1036,857

## 2.2 Расчет тихоходной ступени редуктора

### 2.2.1 Выбор материала для изготовления шестерни и колеса.

На основании рекомендаций ([5], табл. П.1.4) для изготовления шестерни принимаем сталь 35Х, а колеса – сталь 55.

Механическая характеристика материала представлена в табл. 2.3.

Таблица 2.3

**Механическая характеристика материала**

Наименование	Марка стали	Термообработка	Твердость $H_{HB}$	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа
Шестерня	35Х	Улучшение	220 ... 260	740	490
Колесо	55	Нормализация	185 ... 230	640	320

Для обеспечения одинаковой долговечности зубьев шестерни 3 и колеса 4 прямозубых передач и ускорения их приработки должно выполняться условие ([5], 2.1)

$$H_{HB3} \geq H_{HB4} + (20 \dots 30), \quad (2.7)$$

где  $H_{HB3} = 250 \text{ HB}$ ;  $H_{HB4} = 220 \text{ HB}$ .

### 2.2.2 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на выносливость.

Допускаемые контактные напряжения  $\sigma_{HP}$ , МПа, определяются отдельно для шестерни и колеса по формуле ([5], 2.3).

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_N}{S_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_X, \quad (2.8)$$

где  $\sigma_{H \lim}$  – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу  $N_{H \lim}$  циклов напряжений, МПа ([5], 2.4);

$$\sigma_{H \lim} = 2H_{HB} + 70; \quad (2.9)$$

$H_{HB}$  – твердость рабочих поверхностей зубьев колеса по Бринеллю;

$S_H$  – коэффициент запаса прочности;  $S_H = 1,1$ ;

$Z_N$  – коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса;

$$Z_N = \sqrt[6]{\frac{N_{H \lim}}{N_K}}; \quad 2,6 \geq Z_N \geq 1,0; \quad (2.10)$$

$N_{H \lim}$  – базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости;

$$N_{H \lim} = 30 \cdot H_{HB}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7; \quad (2.11)$$

$N_K$  – эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера нагружения передачи (циклограмма нагрузки см. рис. 2.1);

$$N_K = 60 \cdot c \cdot \sum_{i=1}^n \left( \frac{T_i}{T} \right)^3 \cdot n_i \cdot L_{hi}, \quad (2.12)$$

$T_i$  – один из числа длительно действующих моментов, учитываемых при расчете на выносливость, Н·м;

$T$  – максимальный момент, учитываемый при расчете на выносливость, Н·м;

$n_i$  – частота вращения зубчатого колеса при действии момента  $T_i$ , об/мин;

$L_{hi}$  – продолжительность действия момента  $T_i$ , ч;

$c$  – число зацеплений зуба за один оборот колеса, равное числу колес, зацепляющихся с рассчитываемым колесом.

Расчетный срок службы передачи, час

$$L_h = 365 \cdot K_{\text{год}} \cdot L \cdot 24 \cdot K_{\text{сут}}, \quad (2.13)$$

где  $L$  – срок службы привода, год;

$K_{\text{год}}, K_{\text{сут}}$  – коэффициенты использования привода в течение года и суток;

$Z_L$  – коэффициент, учитывающий влияние вязкости масла;

$Z_R$  – коэффициент, учитывающий шероховатость сопряженных поверхностей зубьев;

$Z_v$  – коэффициент, учитывающий окружную скорость;

$Z_x$  – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса.

Принимаем  $Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_x = 0,9$ .

Для прямозубых передач за расчетное допускаемое контактное напряжение принимают меньшее из напряжений, определенных по материалу шестерни  $\sigma_{HP1}$  и  $\sigma_{HP2}$ .

Тогда

$$\sigma_{H \text{ lim } 3} = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \text{ lim } 4} = 2 \cdot 220 + 70 = 510 \text{ МПа}.$$

$$N_{H \text{ lim } 3} = 30 \cdot 250^{2,4} = 17,07 \cdot 10^6;$$

$$N_{H \text{ lim } 4} = 30 \cdot 220^{2,4} = 12,56 \cdot 10^6;$$

$$L_h = 365 \cdot 0,8 \cdot 6 \cdot 24 \cdot 0,7 = 29434 \text{ ч};$$

$$N_{K3} = 60 \cdot 1 \cdot (1^3 \cdot 0,3 + 0,7^3 \cdot 0,3 + 0,5^3 \cdot 0,4) \cdot 396,3 \cdot 29434 = 317,0 \cdot 10^6;$$

$$N_{K4} = \frac{N_{K5}}{u_T}; \quad N_{K4} = 317,0 \cdot 10^6 / 2,83 = 112,0 \cdot 10^6.$$

Так как  $N_{K3} > N_{H \text{ lim } 3}$  и  $N_{K4} > N_{H \text{ lim } 4}$ , то  $Z_N = 1$ .

$$\sigma_{HP3} = 0,9 \cdot \frac{570}{1,1} \cdot 1 = 466,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP4} = 0,9 \cdot \frac{510}{1,1} \cdot 1 = 417,3 \text{ МПа}.$$

За расчетное принимаем условное допускаемое напряжение меньшее из двух, т.е.

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP4} = 417,3 \text{ МПа};$$

### 2.2.3 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.

Предельные допускаемые напряжения при действии максимальной нагрузки для шестерни и колеса определяются по формуле ([5], 2.11).

$$\sigma_{HP \max} = 2,8 \cdot \sigma_T, \quad (2.14)$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала, МПа; (см. табл. 2.3);

$$\sigma_{HP \max 3} = 2,8 \cdot 490 = 1372 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP \max 4} = 2,8 \cdot 320 = 896 \text{ МПа}.$$

### 2.2.4 Проектировочный расчет на контактную выносливость.

Принимаем предварительно зубчатую передачу прямозубой.

Диаметр начальной окружности шестерни  $d_{w3}$ , мм, определяется по формуле ([5], 2.12)

$$d_{w3} = K_d \cdot \sqrt[3]{\frac{T_{2H} \cdot K_{H\beta}}{\psi_{bd} \cdot \sigma_{HP}^2} \cdot \frac{u+1}{u^2}}, \quad (2.15)$$

где  $K_d$  – вспомогательный коэффициент,  $K_d=770 \text{ (Н/мм)}^{1/3}$  – для прямозубых передач;  $K_d=675 \text{ (Н/мм)}^{1/3}$  – для косозубых и шевронных передач;

$T_{2H}$  – вращающий момент на колесе рассчитываемой пары, Н·м;

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по ширине венца, принимают в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$  по графику ([5], рис. П.1.1);  $K_{H\beta} = 1,03$ ;

$u$  – передаточное число рассчитываемой пары;  
 $\sigma_{HP}$  – допускаемое контактное напряжение, МПа;  
 $\psi_{bd}$  – коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра,  
 $\psi_{bd} = \frac{b_w}{d_{w1}}$ , выбираемый в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев и расположения колес относительно опор;  $\psi_{bd} = 0,9$  ([5], табл. П.1.8).

Тогда

$$d_{w3} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{563,245 \cdot 1,03}{0,9 \cdot 417,3^2} \cdot \frac{2,83+1}{2,83^2}} = 93,1 \text{ мм.}$$

Окружная скорость шестерни определяется по формуле ([5], 2.13)

$$v_3 = \frac{\pi \cdot d_{w3} \cdot n_2}{60 \cdot 1000}, \quad (2.16)$$

где  $n_2$  – частота вращения вала шестерни, об/мин;

$$v_3 = \frac{3,14 \cdot 93,1 \cdot 396,3}{60 \cdot 1000} = 1,93 \text{ м/с.}$$

Так как  $v_3 = 1,93 \text{ м/с} < 5 \text{ м/с}$ , то передача действительно является прямозубой.

Принимаем 9 -ю степень точности по ГОСТ 1643–81 ([5], табл. П.1.12).

Рабочая ширина венца шестерни определяется по формуле ([5], 2.14):

$$\begin{aligned}
 b_{w1} &= \psi_{bd} \cdot d_{w1}; \\
 b_{w3} &= 0,9 \cdot 93,1 = 83,8 \text{ мм.}
 \end{aligned} \quad (2.17)$$

Принимаем  $b_{w3} = 85 \text{ мм}$  ([5], табл. П.1.7).

Модуль зацепления определяется по формуле ([5], 2.15):

$$m = \frac{b_w}{\psi_m} \geq m_{\min}, \quad (2.18)$$

где  $\psi_m$  – параметр, выбираемый в зависимости от типа передачи и твердости рабочих поверхностей зубьев; для передач редукторного типа в отдельном корпусе с достаточно жесткими валами и опорами при твердости  $H \leq 350 \text{ HB}$   $\psi_m = 30 \dots 20$ ; при этом меньшие значения  $\psi_m$  – для повторно-кратковременных режимов работы, значительных перегрузок и средних скоростей; большие значения  $\psi_m$  – для длительных режимов работы, небольших перегрузок и высоких скоростей;

$m_{\min}$  – минимальное значение модуля зацепления, мм;  $m_{\min} = 1$  мм – для силовых передач;

$$m = \frac{85}{28} = 3,04 \text{ мм.}$$

Принимаем величину  $m = 3$  мм ([5], табл. П.1.9).

Числа зубьев шестерни и колеса определяются по формулам ([5], 2.16, 2.17):

$$z_3 = \frac{d_{w3}}{m} \geq z_{\min} = 17; \quad (2.19)$$

$$z_4 = z_3 \cdot u_T. \quad (2.20)$$

$$z_3 = \frac{93,1}{3} = 31; \quad \text{принимаем } z_3 = 31;$$

$$z_4 = 31 \cdot 2,83 = 87,7; \quad \text{принимаем } z_4 = 88.$$

Уточняем величины:

– передаточного отношения

$$u_{\text{тф}} = \frac{z_4}{z_3}; \quad u_{\text{тф}} = \frac{88}{31} = 2,839;$$

$$\Delta u_T = \frac{|2,83 - 2,839|}{2,83} \cdot 100\% = 0,3\% < 4\%;$$

– диаметры начальных окружностей ([5], 2.20)

$$d_w = m \cdot z; \quad (2.21)$$

$$d_{w3} = 3 \cdot 31 = 93 \text{ мм};$$

$$d_{w4} = 3 \cdot 88 = 264 \text{ мм};$$

– межосевого расстояния ([5], 2.21)

$$a_w = 0,5 \cdot (d_{w1} + d_{w2}). \quad (2.22)$$

$$a_{wT} = 0,5 \cdot (93 + 264) = 178,5 \text{ мм};$$

– окружную скорость шестерни (2.16)

$$v_3 = \frac{3,14 \cdot 93 \cdot 396,3}{60 \cdot 1000} = 1,93 \text{ м/с.}$$

Рабочая ширина венца колеса (2.22)

$$b_{w4} = b_{w3} - (3 \dots 5). \quad (2.23)$$

$$b_{w4} = b_{w3} - 5;$$

$$b_{w4} = 85 - 5 = 80 \text{ мм.}$$

### 2.2.5 Проверочный расчет на контактную выносливость.

Для обеспечения контактной выносливости должно выполняться условие ([5], 2.27):

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_H \cdot u_{тф} + 1}{b_{w3} \cdot d_{w3} \cdot u_{тф}}} \leq \sigma_{HP}, \quad (2.24)$$

где  $Z_E$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес;  $Z_E = 190$ ;

$Z_H$  – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления;  $Z_H = 2,5$  – для прямозубых передач; для косозубых передач

$Z_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий: для прямозубых передач

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}}; \quad (2.25)$$

$\varepsilon_\alpha$  – коэффициент торцового перекрытия;

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \cdot \left( \frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta ; \quad (2.26)$$

$F_{tH}$  – окружная сила на делительном цилиндре, Н;

$$F_{tH} = \frac{2000 \cdot T_{2H}}{d_3} ; \quad (2.27)$$

$T_{2H}$  – вращающий момент на шестерне, Н·м;

$d_3$  – делительный диаметр шестерни, мм;

$K_H$  – коэффициент нагрузки, определяемый по формуле

$$K_H = K_A \cdot K_{Hv} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} ; \quad (2.28)$$

$K_A$  – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;  $K_A = 1,0$ ;

$K_{Hv}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} \cdot b_{\omega 3}}{F_{tH} \cdot K_A} ; \quad (2.29)$$

$w_{Hv}$  – удельная окружная динамическая сила, Н/мм;

$$w_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_3 \cdot \sqrt{\frac{a_{\omega T}}{u_{T\Phi}}} ; \quad (2.30)$$

$\delta_H$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев ([5], табл. П.1.11);  $\delta_H = 0,006$ ;

$g_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов в зацеплении зубьев шестерни и колеса ([5], табл. П.1.10);  $g_0 = 73$ ;

$v_3, a_{\omega T}, u_{T\Phi}$  – уточненные значения окружной скорости шестерни, межосевого расстояния и передаточного числа;

$K_{H\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по ширине венца, принимают в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$  по графику ([5], рис. П.1.1);  $K_{H\beta} = 1,03$ ;

$K_{H\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач  $K_{H\alpha} = 1,0$ .

Тогда

$$\varepsilon_{\alpha} = 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{31} + \frac{1}{88} \right) = 1,740;$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - 1,740}{3}} = 0,868;$$

$$F_{tH} = \frac{2000 \cdot 207,194}{93} = 4455,8 \text{ Н};$$

$$w_{Hv} = 0,006 \cdot 73 \cdot 1,93 \cdot \sqrt{178,5 / 2,839} = 6,7 \text{ Н/мм};$$

$$K_{Hv} = 1 + \frac{6,7 \cdot 85}{4455,8 \cdot 1,0} = 1,128;$$

$$K_H = 1,0 \cdot 1,128 \cdot 1,03 \cdot 1 = 1,162;$$

$$\sigma_{H3} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,868 \cdot \sqrt{\frac{4455,8 \cdot 1,162}{85 \cdot 93} \cdot \frac{2,839 + 1}{2,839}} = 388,0 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H3} = 388,0 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 417,3 \text{ МПа}.$$

Для стальных зубчатых колес недонапряжение составит ([5], 2.40)

$$\Delta\sigma_H = \frac{|\sigma_{HP} - \sigma_H|}{\sigma_{HP}} \cdot 100\% \leq 10\%; \quad (2.31)$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{417,3 - 388,0}{417,3} \cdot 100\% = 7,0\% < 10\%.$$

Условие прочности (2.27) выполняется.

### 2.2.6 Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.

Расчетное напряжение создаваемое наибольшей нагрузкой определяется по формуле ([5], 2.39)

$$\sigma_{H \max 3} = \sigma_{H3} \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}}} \leq \sigma_{HP \max}; \quad (2.32)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{H \max 3} &= 388,0 \cdot \sqrt{2,2} = 575,5 \text{ МПа}; \\ \sigma_{H \max 3} &< \sigma_{HP \max} = 1372 \text{ МПа}. \end{aligned}$$

Условие прочности (2.32) выполняется.

### 2.2.7 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость.

Допускаемые напряжения изгиба  $\sigma_{FP}$ , МПа, определяются по формуле ([5], 2.41).

$$\sigma_{FP} = \frac{\sigma_{F \text{limb}}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_\delta \cdot Y_R \cdot Y_X, \quad (2.33)$$

где  $\sigma_{F \text{limb}}$  – предел выносливости зубьев при изгибе, МПа;

$$\sigma_{F \text{limb}} = \sigma_{F \text{limb}}^0 \cdot Y_T \cdot Y_z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A, \quad (2.34)$$

$\sigma_{F \text{limb}}^0$  – предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому циклу напряжений, МПа;

$$\sigma_{F \text{limb}}^0 = 1,75 \cdot H_{HB}; \quad (2.35)$$

$$\sigma_{F \text{limb}3}^0 = 1,75 \cdot 250 = 437,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \text{limb}4}^0 = 1,75 \cdot 220 = 385 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициенты:  $Y_{T1} = Y_{T2} = 1,0$ ;  $Y_z = 1,0$ ;  $Y_g = 1,0$ ;  $Y_d = 1,0$ ;  $Y_A = 1,0$ ;  $S_F = 1,7$ .

Эквивалентное число циклов перемены напряжений  $N_K$ :

$$N_{K3} = 60 \cdot 1 \cdot (1^6 \cdot 0,3 + 0,7^6 \cdot 0,3 + 0,5^6 \cdot 0,4) \cdot 396,3 \cdot 29434 = 239,0 \cdot 10^6;$$

$$N_{K4} = \frac{N_{K3}}{u_{\text{тф}}}; N_{K4} = 239,0 \cdot 10^6 / 2,839 = 84,2 \cdot 10^6$$

Так как  $N_{K3} > N_{F \text{ lim}}$  и  $N_{K4} > N_{F \text{ lim}}$ , принимаем  $Y_N = 1$ .

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

Коэффициент,  $Y_R = 1,0$ .

$$Y_X = 1,05 - 0,000125 \cdot 264 = 1,0.$$

Тогда

$$\sigma_{FP3} = \frac{437,5}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 257,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP4} = \frac{385}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 226,4 \text{ МПа};$$

### 2.2.8 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Допускаемые предельные напряжения  $\sigma_{FP \text{ max}}$ , МПа, определяются по формуле ([5], 2.48)

$$\sigma_{FP \text{ max}} = \frac{\sigma_{FSt}}{S_{FSt}} \cdot Y_{RSt} \cdot Y_X \cdot \frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}}, \quad (2.36)$$

где  $\sigma_{FSt}$  – предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой;

$$\sigma_{FSt} = \sigma_{FSt}^0 \cdot Y_{gSt} \cdot Y_{dSt}, \quad (2.37)$$

$\sigma_{FSt}^0$  – базовое значение предельного напряжения зубьев при изгибе максимальной нагрузкой, МПа;

$$\sigma_{FSt}^0 = 6,5 \cdot H_{HB}; \quad (2.38)$$

$$\sigma_{FS_{t3}}^0 = 6,5 \cdot 250 = 1625 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FS_{t4}}^0 = 6,5 \cdot 220 = 1430 \text{ МПа};$$

Принимаем коэффициенты:  $Y_{gSt} = 1,0$ ;  $Y_{dSt} = 1,0$ .

Тогда

$$\sigma_{FS_{t3}} = 1625 \cdot 1 \cdot 1 = 1625 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FS_{t4}} = 1430 \cdot 1 \cdot 1 = 1430 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициенты:  $Y_z = 1,0$ ;  $S_Y = 1,75$ ;  $Y_{RSt} = 1,0$ .

Отношение  $\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = 1,0$ .

Тогда

$$\sigma_{FP_{\max 3}} = \frac{1625}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 928,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP_{\max 4}} = \frac{1430}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 817,1 \text{ МПа}.$$

### 2.2.9 Проверочный расчет на выносливость при изгибе.

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливается сопоставлением расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемого напряжения по ([5], 2.52)

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}. \quad (2.39)$$

Расчетное местное напряжение при изгибе определяется по формуле ([5], 2.53)

$$\sigma_F = \frac{F_{tF}}{b \cdot m} \cdot K_F \cdot Y_{FS} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon, \quad (2.40)$$

где  $F_{tF}$  – окружная сила на делительном цилиндре зубчатого колеса, по которому выполняют расчет, Н;

$$F_{tF} = \frac{2000 \cdot T_F}{d}; \quad (2.41)$$

$T_F$  – вращающий момент на зубчатом колесе, по которому выполняются расчет, Н·м;

$d$  – делительный диаметр зубчатого колеса, по которому выполняются расчет, мм;

$K_F$  – коэффициент нагрузки, определяемый по формуле

$$K_F = K_A \cdot K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}; \quad (2.42)$$

$K_A$  – коэффициент, учитывающий внешнюю динамическую нагрузку;  $K_A = 1,0$ ;

$K_{Fv}$  – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении:

$$K_{Fv} = 1 + \frac{w_{Fv} \cdot b_w}{F_{tF} \cdot K_A}; \quad (2.43)$$

$w_{Fv}$  – удельная окружная динамическая сила, Н/мм:

$$w_{Fv} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v_3 \cdot \sqrt{a_{wT} / u_{TФ}}; \quad (2.44)$$

$\delta_F$  – коэффициент, учитывающий влияние вида зубчатой передачи и модификации профиля головок зубьев ([5], табл. П.1.11);  $\delta_F = 0,016$ ;

$g_0$  – коэффициент, учитывающий влияние разности шагов зацепления зубьев шестерни и колеса ([5], табл. П.1.10);  $g_0 = 73$ ;

$v_3$ ,  $a_{wT}$ ,  $u_{TФ}$  – уточненные значения окружной скорости зубчатого колеса, по которому ведется расчет, межосевого расстояния и передаточного числа

$K_{F\beta}$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий, принимают в зависимости от параметра  $\psi_{bd}$  ([5], рис. П.1.1);  $K_{F\beta} = 1,05$ ;

$K_{F\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями; для прямозубых передач  $K_{F\alpha} = 1,0$ ;

Принимаем:  $K_A = 1,0$ ;  $Y_\beta = 1,0$ ;  $Y_\epsilon = 1,0$ .

Расчет выполняем для менее прочного зубчатого колеса, т.е. для колеса, у которого меньше отношение  $\sigma_{FP} / Y_{FS}$ .

Для  $z_{v3} = 31$ ;  $z_{v4} = 88$ ;  $Y_{FS3} = 3,77$ ;  $Y_{FS4} = 3,6$ ;

$$\frac{\sigma_{FP3}}{Y_{FS3}} = \frac{257,4}{3,77} = 68,2 \text{ МПа}; \quad \frac{\sigma_{FP4}}{Y_{FS4}} = \frac{226,4}{3,6} = 62,9 \text{ МПа.}$$

Так как  $\frac{\sigma_{FP4}}{Y_{FS4}} < \frac{\sigma_{FP3}}{Y_{FS3}}$ , то расчет ведем по колесу.

$$w_{Fv} = 0,016 \cdot 73 \cdot 1,93 \cdot \sqrt{178,5/2,839} = 17,9 \text{ Н/мм};$$

$$F_{tF} = \frac{2000 \cdot 563,245}{264} = 4267 \text{ Н};$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{17,9 \cdot 80}{4267 \cdot 1,0} = 1,336;$$

$$K_F = 1,0 \cdot 1,336 \cdot 1,05 \cdot 1,0 = 1,403;$$

$$\sigma_F = \frac{4267}{80 \cdot 3} \cdot 1,403 \cdot 3,6 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 89,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F < \sigma_{FP} = 226,4 \text{ МПа.}$$

Условие прочности (2.39) выполняется.

### 2.2.10 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Прочность зубьев, необходимая для предотвращения остаточных деформаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое, определяют сопоставлением расчетного (максимального местного) и допускаемого напряжений изгиба в опасном сечении при действии максимальной нагрузки по ([5], 2.65)

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max}, \quad (2.45)$$

где  $\sigma_{F \max}$  – расчетное местное напряжение, МПа, определяемое по формуле:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\max}}{T_{\text{НОМ}}} \quad (2.46)$$

$$\sigma_{F \max} = 89,8 \cdot 2,2 = 197,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max} < \sigma_{FP \max} = 817,1 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (2.45) выполняется.

### 2.2.11 Параметры зацепления зубчатой передачи.

Диаметры окружностей выступов шестерни и колеса определяются по формуле ([5], 2.67):

$$d_a = d_w + 2m. \quad (2.47)$$

$$d_{a3} = 93 + 2 \cdot 3 = 99 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = 264 + 2 \cdot 3 = 270 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин определяются по формуле ([5], 2.68):

$$d_f = d_w - 2,5m. \quad (2.48)$$

$$d_{f3} = 93 - 2,5 \cdot 3 = 85,5 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = 264 - 2,5 \cdot 3 = 256,5 \text{ мм}.$$

Общая ширина зубчатого венца шестерни 3 и колеса 4 определяется по формуле ([5], 2.69):

$$b = b_w + m. \quad (2.49)$$

$$b_3 = 85 + 3 = 88 \text{ мм};$$

$$b_4 = 80 + 3 = 83 \text{ мм}.$$

Параметры зацепления представлены в табл. 2.4.

Таблица 2.4

### Параметры зацепления тихоходной ступени

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			шестерня	колесо
Модуль зацепления	$m$	мм	3	3
Число зубьев	$z$	–	31	88
Диаметр начальной окружности	$d_w$	мм	93	264
Делительный диаметр	$d$	мм	93	264
Диаметр окружности вершин	$d_a$	мм	99	270
Диаметр окружности впадин	$d_f$	мм	85,5	256,5
Рабочая ширина венца	$b_w$	мм	85	80
Общая ширина венца	$b$	мм	88	83
Межосевое расстояние	$a_w$	мм	178,5	

## 2.3 Расчет быстроходной ступени редуктора

### 14.3.1 Выбор материала для изготовления шестерни и колеса.

На основании рекомендаций ([5], табл. П.1.4) для изготовления шестерни принимаем сталь 45, а колеса – сталь 35.

Механическая характеристика материала представлена в табл. 2.5.

Таблица 2.5

#### Механическая характеристика материала

Наименование	Марка стали	Термообработка	Твердость $H_{HB}$	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа
Шестерня	45	Улучшение	207 ... 236	780	440
Колесо	35	Нормализация	150 ... 180	490	260

Для обеспечения одинаковой долговечности зубьев шестерни 1 и колеса 2 косозубых передач и ускорения их приработки должно выполняться условие ([5], 2.2)

$$H_{HB1} \geq H_{HB2} + (50...60), \quad (2.50)$$

где  $H_{HB1} = 200$  HB;  $H_{HB2} = 150$  HB.

### 2.3.2 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на выносливость.

Допускаемые контактные напряжения определяются отдельно для шестерни и колеса по формуле (2.9).

$$\sigma_{H \lim 1} = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim 2} = 2 \cdot 150 + 70 = 370 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности  $S_H = 1,1$ .

Коэффициент долговечности  $Z_N$ , учитывающий влияние ресурса передачи определяется по формуле (2.11).

$$N_{H \lim 1} = 30 \cdot 200^{2,4} = 9,9 \cdot 10^6;$$

$$N_{H \lim 2} = 30 \cdot 150^{2,4} = 5,01 \cdot 10^6;$$

$$N_{K1} = 60 \cdot 1 \cdot (1^3 \cdot 0,3 + 0,7^3 \cdot 0,3 + 0,5^3 \cdot 0,4) \cdot 1458 \cdot 29434 = 1166,2 \cdot 10^6;$$

$$N_{K2} = \frac{N_{K1}}{u_\sigma}; N_{K2} = 1166,2 \cdot 10^6 / 3,679 = 317,0 \cdot 10^6.$$

Так как  $N_{K1} > N_{H \lim 1}$  и  $N_{K2} > N_{H \lim 2}$ , то  $Z_N = 1$ .

Тогда

$$\sigma_{HP1} = 0,9 \cdot \frac{470}{1,1} \cdot 1 = 384,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP2} = 0,9 \cdot \frac{370}{1,1} \cdot 1 = 302,7 \text{ МПа}.$$

За расчетное принимаем условное допускаемое напряжение

$$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (\sigma_{HP1} + \sigma_{HP2}) \leq 1,25 \cdot \sigma_{HP \min}; \quad (2.51)$$

$$\sigma_{HP \min} = 302,7 \text{ МПа};$$

$\sigma_{HP} = 0,45 \cdot (384,5 + 302,7) = 309,2 \leq 1,25 \cdot 302,7 = 378,4 \text{ МПа};$   
т.е. принимаем  $\sigma_{HP} = 309,2 \text{ МПа}.$

### 2.3.3 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.

Предельные допускаемые напряжения при действии максимальной нагрузки для шестерни и колеса определяются по формуле (2.14).

$$\sigma_{HP \max 1} = 2,8 \cdot 440 = 1232 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP \max 2} = 2,8 \cdot 260 = 728 \text{ МПа}.$$

### 2.3.4 Проектировочный расчет на контактную выносливость.

Диаметр зубчатых колес быстроходной ступени редуктора выбираем из условия их смазки окунанием в общую масляную ванну.

Диаметр зубчатого колеса  $d_{w2}$  быстроходной ступени редуктора определяем по ([5], 2.70):

$$d_{w2} = (0,8 \dots 0,9) \cdot d_{w4}. \quad (2.52)$$
$$d_{w2} = (0,8 \dots 0,9) \cdot 264 = 211,2 \dots 237,6 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_{w2} = 220 \text{ мм}$ .

Диаметр начальной окружности шестерни быстроходной ступени редуктора определяем по ([5], 2.71):

$$d_{w1} = \frac{d_{w2}}{u_1}. \quad (2.53)$$
$$d_{w1} = \frac{220}{3,679} = 59,8 \text{ мм}.$$

По формуле (2.16) определяем окружную скорость  $v_1$

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 59,8 \cdot 1458}{60 \cdot 1000} = 4,6 \text{ м/с}.$$

Принимаем 8-ю степень точности ГОСТ 1643–81 ([5], табл. П.1.12).

Приняв предварительно коэффициент  $K_{H\beta} = 1,0$ , определяем параметр  $\psi_{bd}$  по формуле ([5], 2.72).

$$\psi_{bd} = \frac{K_d^3 \cdot T_{H1} \cdot (u_6 + 1)}{d_{w1}^3 \cdot \sigma_{HP}^2 \cdot u_6}, \quad (2.54)$$

где  $T_{H1}$  – вращающий момент на шестерне, Н·м; для раздвоенных зубчатых передач величину  $T_{H1}$  умножаем на 0,5 ([5], 2.73);

$K_d$  – вспомогательный коэффициент,  $K_d = 675 \text{ (Н/мм)}^{1/3}$  – для косозубых (шевронных) передач;

$$\psi_{bd} = \frac{675^3 \cdot 0,5 \cdot 58,643 \cdot (3,679 + 1)}{59,8^3 \cdot 309,2^2 \cdot 3,679} = 0,6.$$

Полученная величина  $\psi_{bd} = 0,6$  удовлетворяет рекомендациям ([5], табл. П.1.8).

Рабочая ширина венца шестерни определяется по формуле (2.17)

$$b_{w1} = 0,6 \cdot 59,8 = 35,9 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_{w1} = 36 \text{ мм}$  ([5], табл. П.1.7).

Нормальный модуль зацепления определяется по формуле (2.18):

$$m_n = \frac{36}{25} = 1,44 \text{ мм.}$$

Принимаем величину  $m_n = 1,5 \text{ мм}$  ([5], табл. П.1.9).

Основной угол наклона зубьев шестерни принимаем равным:  
 $\beta = 30^\circ$  ([5], с. 29).

Числа зубьев шестерни и колеса определяются по формуле ([5], 2.24):

$$z_1 = \frac{d_{w1} \cdot \cos \beta}{m_n} \geq z_{\min} = 17 \cdot \cos^3 \beta. \quad (2.55)$$

$$z_1 = \frac{59,8 \cdot \cos 30^\circ}{1,5} = 34,5; \text{ принимаем } z_1 = 35;$$

$$z_2 = 35 \cdot 3,679 = 128,8; \text{ принимаем } z_2 = 129.$$

Уточняем величины:

– передаточного отношения

$$u_{\text{бф}} = \frac{z_2}{z_1}; \quad u_{\text{бф}} = \frac{129}{35} = 3,686$$

$$\Delta u_{\text{б}} = \frac{u_{\text{б}} - u_{\text{бф}}}{u_{\text{б}}} \cdot 100\% \leq 4\% ;$$

$$\Delta u_{\text{б}} = \frac{|3,679 - 3,686|}{3,679} \cdot 100\% = 0,2\% .$$

– диаметры начальных окружностей ([5], 2.25, 2.26)

$$d_{w1} = \frac{m_n \cdot z_1}{\cos \beta}; \quad (2.56)$$

$$d_{w2} = \frac{m_n \cdot z_2}{\cos \beta}. \quad (2.57)$$

$$d_{w1} = \frac{1,5 \cdot 35}{\cos 30^\circ} = 60,6 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = \frac{1,5 \cdot 129}{\cos 30^\circ} = 223,4 \text{ мм};$$

– межосевого расстояния (2.22)

$$a_{w\text{б}} = 0,5 \cdot (60,6 + 223,4) = 142 \text{ мм};$$

– окружную скорость шестерни (2.16)

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 60,6 \cdot 1458}{60 \cdot 1000} = 4,6 \text{ м/с}.$$

Рабочая ширина венца колеса (2.23)

$$b_{w2} = b_{w1} - 5;$$
$$b_{w2} = 36 - 5 = 31 \text{ мм}.$$

### 2.3.5 Проверочный расчет на контактную выносливость.

Для обеспечения контактной выносливости должно выполняться условие ([5], 2.27):

$$\sigma_{H1} = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_H \cdot u_6 + 1}{b_{w1} \cdot d_{w1} \cdot u_6}} \leq \sigma_{HP}, \quad (2.58)$$

где  $Z_E = 190$ ;

$Z_H$  – коэффициент, определяемый для косозубых передач по формуле ([5], 2.28)

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_{tw}}}; \quad (2.59)$$

$\alpha_{tw}$  – угол зацепления; для передач, изготовленных без смещения  $\alpha_{tw} = \alpha_t$ ;

$\alpha_t$  – делительный угол профиля в торцовом сечении ([5], 2.29)

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 30^\circ} = 22^\circ 47' 45''; \quad (2.60)$$

$\beta_b$  – основной угол наклона зубьев ([5], 2.30);

$$\beta_b = \arcsin(\sin 30^\circ \cdot \cos 20^\circ) = 28^\circ 01' 28''; \quad (2.61)$$

$$Z_H = \frac{1}{\cos 22^\circ 47' 45''} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \cos 28^\circ 01' 28''}{\operatorname{tg} 22^\circ 47' 45''}} = 2,22;$$

$Z_\varepsilon$  – для косозубых передач (2.26)

$$\varepsilon_\alpha = \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{35} + \frac{1}{129} \right) \right] \cdot \cos 30^\circ = 1,527;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,527}} = 0,809.$$

Окружную силу  $F_{tH}$  определяем по ([5], 2.34):

$$F_{tH} = \frac{2000 \cdot 0,5 \cdot T_{1H}}{d_1}; F_{tH} = \frac{2000 \cdot 0,5 \cdot 58,643}{60,6} = 967,7 \text{ Н.}$$

Коэффициент нагрузки  $K_H$  определяем по формуле (2.28), где

$$K_A = 1,0; K_{H\beta} = 1,07 \text{ ([5], рис. П.1.1);}$$

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} \cdot b_{w1}}{F_{tH} \cdot K_A}; w_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_1 \cdot \sqrt{\frac{a_{w\delta}}{u_\delta}};$$

$$\delta_H = 0,002 \text{ ([5], табл. П.1.11); } g_0 = 56 \text{ ([5], табл. П.1.10);}$$

$$w_{Hv} = 0,002 \cdot 56 \cdot 4,6 \cdot \sqrt{\frac{142}{3,686}} = 3,2 \text{ Н/мм;}$$

$$K_{Hv} = 1 + \frac{3,2 \cdot 36}{967,7 \cdot 1,0} = 1,119.$$

Коэффициент  $K_{H\alpha}$  для косозубых передач определяется по формуле ([5], 2.38)

$$K_{H\alpha} = 1 + k \cdot (n_{ст} - 5), \quad (2.62)$$

где  $k = 0,06$ ;

$$K_{H\alpha} = 1 + 0,06 \cdot (8 - 5) = 1,18;$$

$$K_H = 1,0 \cdot 1,119 \cdot 1,07 \cdot 1,18 = 1,413.$$

Тогда

$$\sigma_{H1} = 190 \cdot 2,22 \cdot 0,809 \cdot \sqrt{\frac{967,7 \cdot 1,413}{36 \cdot 60,6} \cdot \frac{3,686 + 1}{3,686}} = 304,6 \text{ МПа;}$$

$$\sigma_{H1} = 304,6 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 309,2 \text{ МПа.}$$

Для стальных зубчатых колес недонапряжение составит (2.31):

$$\Delta\sigma_H = \frac{309,2 - 304,6}{309,2} \cdot 100\% = 1,5\% < 10\%.$$

Условие (2.58) выполняется.

### 2.3.6 Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.

Расчетное напряжение создаваемое наибольшей нагрузкой определяется по формуле (2.32).

$$\sigma_{H \max 1} = 304,6 \cdot \sqrt{2,2} = 451,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \max 1} < \sigma_{HP \max} = 1232 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (2.32) выполняется.

### 2.3.7 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость.

Допускаемые напряжения изгиба  $\sigma_{FP}$ , МПа, определяются по формуле (2.33).

Предел выносливости зубьев при изгибе  $\sigma_{F \lim b}^0$ , соответствующий базовому циклу напряжений, определяется по (2.35):

$$\sigma_{F \lim b 1}^0 = 1,75 \cdot 200 = 350 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim b 2}^0 = 1,75 \cdot 150 = 262,5 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты:  $Y_{T1} = Y_{T2} = 1,0$ ;  $Y_z = 1,0$ ;  $Y_g = 1,0$ ;  $Y_d = 1,0$ ;  
 $Y_A = 1,0$ .

$$\sigma_{F \lim b 1} = \sigma_{F \lim b 1}^0 = 350 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim b 2} = \sigma_{F \lim b 2}^0 = 262,5 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса прочности  $S_F = 1,7$ .

Коэффициент долговечности  $Y_N$  определяется по формуле ([5], 2.44).

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

$$N_{K1} = 60 \cdot 1 \cdot (1^6 \cdot 0,3 + 0,7^6 \cdot 0,3 + 0,5^6 \cdot 0,4) \cdot 1458 \cdot 29434 = 879,4 \cdot 10^6;$$

$$N_{K2} = \frac{N_{K1}}{u_6}; N_{K2} = 879,4 \cdot 10^6 / 2,686 = 327,4 \cdot 10^6.$$

Так как  $N_{K1} > N_{F \text{ lim}}$  и  $N_{K2} > N_{F \text{ lim}}$ , принимаем  $Y_N = 1$ .

Коэффициент, учитывающий градиент напряжений и чувствительность материала к концентрации напряжений  $Y_\delta$ , определяется по ([5], 2.46):

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg 1,5 = 1,052.$$

Коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности  $Y_R = 1,0$ .

Коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса, определяется по ([5], 2.47):

$$Y_X = 1,05 - 0,000125 \cdot 223,4 = 1,02 .;$$

Тогда

$$\sigma_{FP1} = \frac{350}{1,7} \cdot 1 \cdot 1,052 \cdot 1,02 = 220,9 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{262,5}{1,7} \cdot 1 \cdot 1,052 \cdot 1,02 = 165,7 \text{ МПа};$$

### 2.3.8 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Допускаемые предельные напряжения  $\sigma_{FP \text{ max}}$ , МПа, определяются по формуле (2.36).

Предельное напряжение зубьев при изгибе максимальной нагрузкой  $\sigma_{FSt}$  определяется по (2.37).

$$\sigma_{FSt1}^0 = 6,5 \cdot 200 = 1300 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FSt2}^0 = 6,5 \cdot 150 = 975 \text{ МПа};$$

Коэффициенты:  $Y_{gSt} = 1,0$ ;  $Y_{dSt} = 1,0$ ;

$$\sigma_{FSt1} = 1300 \cdot 1 \cdot 1 = 1300 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FSI2} = 975 \cdot 1 \cdot 1 = 975 \text{ МПа};$$

Коэффициент запаса прочности  $S_{FSI}$  определяется по формуле ([5], 2.51).

Тогда

$$\sigma_{FP\max1} = \frac{1300}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 743 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP\max2} = \frac{975}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 557 \text{ МПа}.$$

### 2.3.9 Проверочный расчет на выносливость при изгибе.

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливается сопоставлением расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемого напряжения по ([5], 2.52)

$$\sigma_F \leq \sigma_{FP}. \quad (2.63)$$

Расчетное местное напряжение при изгибе  $\sigma_F$  определяется по формуле ([5], 2.53).

Окружная сила  $F_{tF}$  на делительном цилиндре зубчатого колеса, по которому выполняют расчет, определяется по ([5], 2.54).

Принимаем:  $\delta_F = 0,006$ ;  $g_0 = 56$ ;  $K_{F\beta} = 1,18$ .

Коэффициент  $K_{F\alpha}$ , учитывающий распределение нагрузки между зубьями, для косозубых передач, определяется по формуле ([5], 2.58):

$$K_{F\alpha} = 1 + 0,06 \cdot (8 - 5) = 1,18.$$

Коэффициент  $Y_{FS}$ , учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений; определяется по ([5], 2.59).

Эквивалентное число зубьев  $z_v$  определяется по формуле ([5], 2.60):

$$z_{v1} = \frac{35}{\cos^3 30^\circ} = 54; \quad z_{v2} = \frac{129}{\cos^3 30^\circ} = 199.$$

Коэффициент  $Y_\beta$ , учитывающий наклон зуба, для косозубых колес определяется по формуле ([5], 2.61)

$$Y_\beta = 1 - \varepsilon_\beta \cdot \frac{\beta}{120} \geq 0,7,$$

где  $\varepsilon_\beta$  – коэффициент осевого перекрытия, определяемый по формуле ([5], 2.62);

$b_w$  – рабочая ширина венца зубчатого колеса, по которому выполняют расчет, мм;

$p_x$  – осевой шаг, мм, определяемый по ([5], 2.63).

Коэффициент  $Y_\varepsilon$ , учитывающий перекрытие зубьев, для косозубых передач определяется по формуле ([5], 2.64).

Расчет выполняем для менее прочного зубчатого колеса, т.е. для колеса, у которого меньше отношение  $\sigma_{FP} / Y_{FS}$ .

$$\text{Для } z_{v1} = 54; Y_{FS1} = 3,47 + \frac{13,2}{54} = 3,71;$$

$$z_{v2} = 199; Y_{FS2} = 3,47 + \frac{13,2}{199} = 3,54;$$

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} = \frac{220,9}{3,71} = 59,5 \text{ МПа}; \quad \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} = \frac{165,7}{3,54} = 46,8 \text{ МПа.}$$

Так как  $\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} < \frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}}$ , то расчет ведем по колесу.

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{1,527} = 0,65; \quad p_x = \frac{3,14 \cdot 1,5}{\sin 30^\circ} = 9,42 \text{ мм}; \quad \varepsilon_\beta = \frac{37}{9,42} = 3,93;$$

$$Y_\beta = 1 - 3,93 \cdot \frac{30^\circ}{120} = 0,02; \text{ так как } Y_\beta < 0,7, \text{ то принимаем } Y_\beta = 0,7.$$

$$w_{Fv} = 0,006 \cdot 56 \cdot 4,6 \cdot \sqrt{142/3,686} = 9,6 \text{ Н/мм};$$

$$F_{tF} = \frac{2000 \cdot 207,194 \cdot 0,5}{223,4} = 927,5 \text{ Н};$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{9,6 \cdot 31}{927,5 \cdot 1,0} = 1,321;$$

$$K_F = 1,0 \cdot 1,321 \cdot 1,18 \cdot 1,18 = 1,84;$$

$$\sigma_{F2} = \frac{927,5}{31 \cdot 1,5} \cdot 1,84 \cdot 3,54 \cdot 0,7 \cdot 0,65 = 59,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F2} < \sigma_{FP2} = 165,7 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (2.63) выполняется.

### 2.3.10 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Прочность зубьев при изгибе должна соответствовать условию ([5], 2.65)

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max}. \quad (2.64)$$

Расчетное местное напряжение  $\sigma_{F \max}$ , МПа, определяется по формуле ([5], 2.66):

$$\sigma_{F \max} = 59,1 \cdot 2,2 = 130,0 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max} < \sigma_{FP \max} = 557 \text{ МПа}.$$

Условие прочности (2.64) выполняется.

### 2.3.11 Параметры зацепления зубчатой передачи.

Диаметры окружностей выступов шестерни и колеса определяются по формуле (2.47):

$$d_{a1} = 60,6 + 2 \cdot 1,5 = 63,6 \text{ мм};$$

$$d_{a2} = 223,4 + 2 \cdot 1,5 = 226,4 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин определяются по формуле (2.48):

$$d_{f1} = 60,6 - 2,5 \cdot 1,5 = 56,85 \text{ мм};$$

$$d_{f2} = 223,4 - 2,5 \cdot 1,5 = 219,65 \text{ мм}.$$

Общая ширина зубчатого венца шестерни 1 и колеса 2 определяется по формуле (2.49):

$$b_1 = 36 + 1,5 = 37,5 \text{ мм};$$

$$b_2 = 31 + 1,5 = 32,5 \text{ мм.}$$

Параметры зацепления быстроходной ступени представлены в табл. 2.6.

Таблица 2.6

**Параметры зацепления быстроходной ступени**

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			шестерня	колесо
Модуль зацепления	$m$	мм	1,5	1,5
Число зубьев	$z$	–	35	129
Диаметр начальной окружности	$d_w$	мм	60,6	223,4
Делительный диаметр	$d$	мм	60,6	223,4
Диаметр окружности вершин	$d_a$	мм	63,6	226,4
Диаметр окружности впадин	$d_f$	мм	56,85	219,65
Рабочая ширина венца	$b_w$	мм	36	31
Общая ширина венца	$b$	мм	37,5	32,5
Межосевое расстояние	$a_w$	мм	142	

## 2.4 Расчет открытой цепной передачи

Расчет выполняется в соответствии с методикой, представленной в [2] и [4].

## 2.5 Предварительный расчет валов. Выбор муфты

Предварительный расчет валов ведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Диаметр выходного конца вала определяется по формуле (1.79).

При ориентировочном расчете валов сначала определяем диаметры выходных концов валов, принимая  $[\tau_k] = 20 \dots 25$  МПа. Для промежуточного вала принимаем  $[\tau_k] = 10 \dots 20$  МПа.

**Ведущий вал.**

$$d_{в1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 58643}{3,14 \cdot 25}} = 22,9 \text{ мм.}$$

Для соединения вала электродвигателя с ведущим валом редуктора принимаем упругую втулочно-пальцевую муфту (МУВП). Расчетный момент муфты определяется по формуле (1.83). Принимаем  $k=1,2$  ([5], табл. П15).

Тогда

$$T_p = 1,2 \cdot 59,835 = 71,8 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Учитывая  $T_p$  и  $d_{эд} = 38$  мм окончательно принимаем МУВП ([6], табл. К21)

$$250-38-1 \times 32-1-U3 \text{ ГОСТ 21425-93}$$

Принимаем  $d_{в1} = 32$  мм.

Диаметр вала под уплотнением ([5], 4.2):

$$d_{y1} = d_{в1} + 2t; \quad d_{y1} = 32 + 2 \cdot 3,5 = 39 \text{ мм}; \quad \text{принимаем } d_{y1} = 40 \text{ мм}.$$

Диаметр вала под подшипниками  $d_{п1} = 40$  мм.

### ***Промежуточный вал.***

Диаметр вала в месте посадки шестерни и зубчатого колеса

$$d_{пр2} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 207194}{3,14 \cdot 10}} = 47,3 \text{ мм}; \quad \text{принимаем } d_{пр2} = 48 \text{ мм}.$$

Диаметр вала в месте посадки подшипников  $d_{п2} = 45$  мм.

### ***Ведомый вал.***

$$d_{в3} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 563245}{3,14 \cdot 20}} = 48,6 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_{в3} = 50$  мм.

Диаметр вала под уплотнением  $d_{y3} = 50 + 2 \cdot 4 = 58$  мм. Принимаем  $d_{y3} = 60$  мм.

Диаметр вала под подшипниками  $d_{п3} = 60$  мм.

Диаметр вала под зубчатым колесом ([5], 4.3)

$$d_{к3} = d_{п3} + 3 \cdot r = 60 + 3 \cdot 3,5 = 70,5 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{к3} = 72 \text{ мм.}$

Диаметр упорного буртика для фиксации зубчатого колеса ([5], 4.4)

$$d_{бк3} = d_{к3} + 2 \cdot f = 72 + 2 \cdot 2,5 = 77 \text{ мм; принимаем } d_{бк3} = 80 \text{ мм.}$$

Эскизы ведущего, промежуточного и ведомого валов представлены на рис. 2.2 – 2.4.

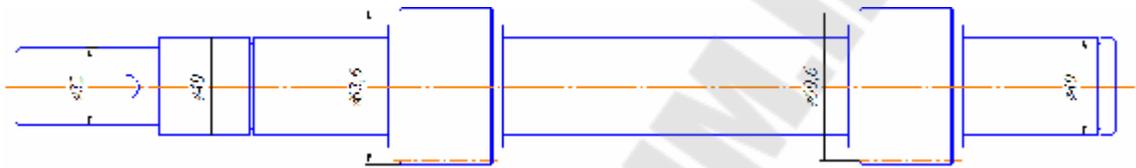


Рис. 2.2. Эскиз ведущего вала



Рис. 2.3. Эскиз промежуточного вала

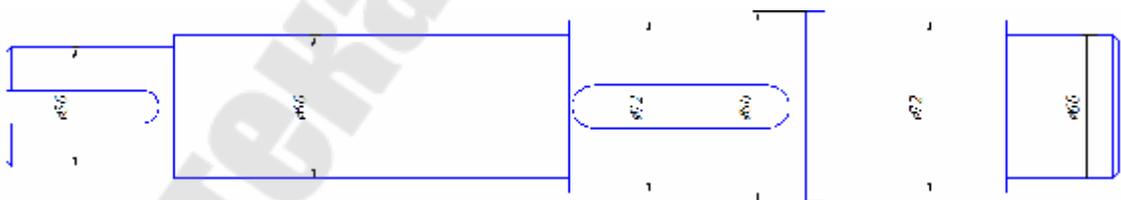


Рис. 2.4. Эскиз ведомого вала

## 2.6 Конструктивные размеры шестерен и зубчатых колес

### *Ведущий (быстроходный) вал.*

Шестерня.

Шестерню выполняем за одно целое с валом. Ее размеры определены выше:

$$d_1 = 60,6 \text{ мм}; \quad d_{a1} = 63,6 \text{ мм}; \quad d_{f1} = 56,85 \text{ мм}; \quad b_1 = 37,5 \text{ мм}.$$

### ***Промежуточный вал.***

Шестерня.

$$d_3 = 93 \text{ мм}; \quad d_{a3} = 99 \text{ мм}; \quad d_{f1} = 85,5 \text{ мм}; \quad b_3 = 88 \text{ мм}.$$

Зубчатое колесо.

$$d_2 = 223,4 \text{ мм}; \quad d_{a2} = 226,4 \text{ мм}; \quad d_{f2} = 219,65 \text{ мм}; \quad b_2 = 32,5 \text{ мм}.$$

Диаметр ступицы определяется по формуле ([5], 5.1):

$$d_{ст2} = 1,6 \cdot 48 = 76,8 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_{ст2} = 80 \text{ мм}$ .

Длина ступицы определяется по формуле ([5], 5.2):

$$l_{ст2} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 48 = 57,6 \dots 72 \text{ мм}.$$

Принимаем  $l_{ст2} = 70 \text{ мм}$ .

Толщина обода (5.3):

$$\delta_0 = (2,5 \dots 4) \cdot 1,5 = 3,75 \dots 6 \text{ мм}; \text{ принимаем } \delta_0 = 8 \text{ мм}.$$

Толщина диска ([5], 5.4)

$$C = 0,3 \cdot 32,5 = 9,8 \text{ мм}; \text{ принимаем } C = 10 \text{ мм}.$$

Диаметр центральной окружности ([5], 5.5):

$$D_0 = 219,65 - 2 \cdot 8 = 203,7 \text{ мм}; \\ D_{отв} = 0,5 \cdot (203,7 + 80) \approx 142 \text{ мм}.$$

Диаметр отверстий ([5], 5.6)

$$d_0 = \frac{203,7 - 80}{4} \approx 30 \text{ мм}.$$

Эскиз зубчатого колеса быстроходной ступени редуктора представлен на рис. 2.5.

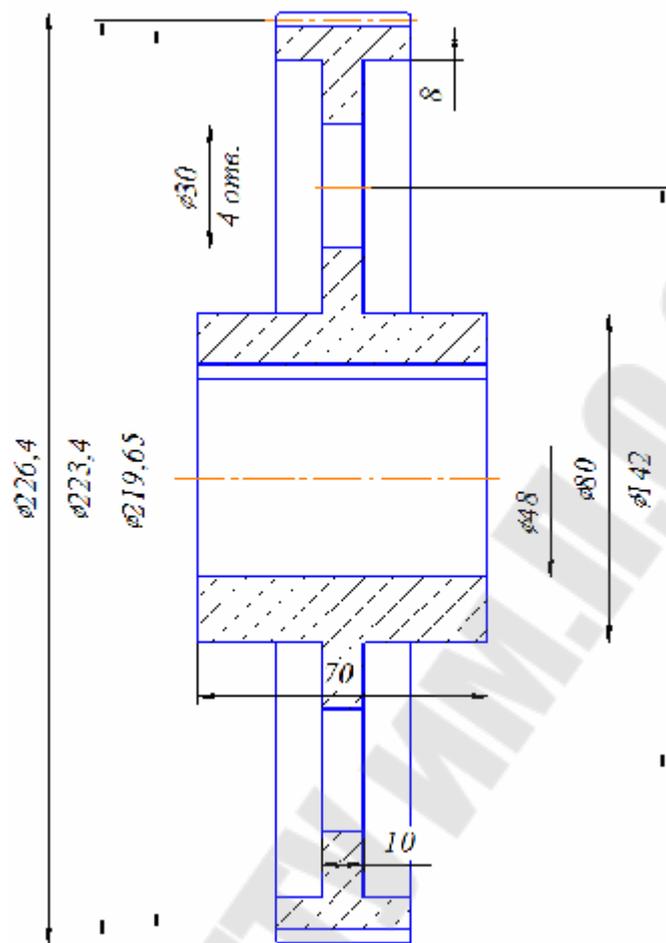


Рис. 2.5. Эскиз зубчатого колеса быстроходной ступени редуктора

Эскиз шестерни тихоходной ступени редуктора представлен на рис. 2.6.

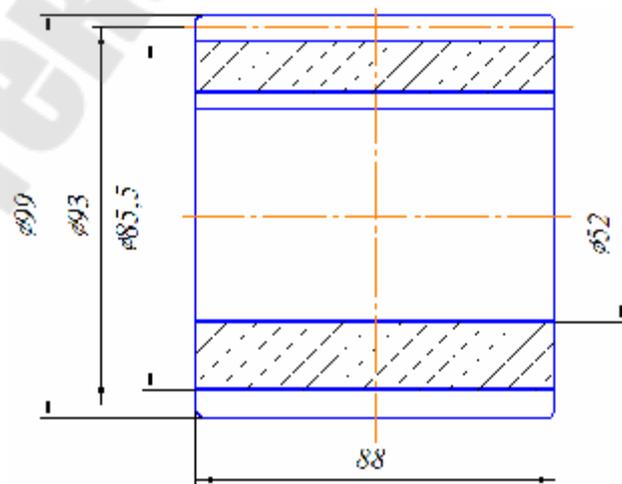


Рис. 2.6. Эскиз шестерни тихоходной ступени редуктора

### Ведомый (тихоходный) вал.

Зубчатое колесо.

$$d_4 = 264 \text{ мм}; \quad d_{a4} = 270 \text{ мм}; \quad d_{f4} = 256,5 \text{ мм}; \quad b_4 = 83 \text{ мм}.$$

Диаметр ступицы

$$d_{ст4} = 1,6 \cdot 72 = 115,2 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_{ст4} = 115 \text{ мм}$ .

Длина ступицы

$$l_{ст4} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 72 = 86,4 \dots 108 \text{ мм}.$$

Принимаем  $l_{ст4} = 100 \text{ мм}$ .

Толщина обода

$$\delta_0 = (2,5 \dots 4) \cdot 3 = 7,5 \dots 12 \text{ мм}; \quad \text{принимаем } \delta_0 = 12 \text{ мм}.$$

Толщина диска

$$C = 0,3 \cdot 83 = 24,9 \text{ мм}; \quad \text{принимаем } C = 25 \text{ мм}.$$

Диаметр центральной окружности

$$D_0 = 256,5 - 2 \cdot 12 = 232,5 \text{ мм};$$
$$D_{отв} = 0,5 \cdot (232,5 + 115) \approx 174 \text{ мм}.$$

Диаметр отверстий

$$d_0 = \frac{232,5 - 115}{4} \approx 30 \text{ мм}.$$

Эскиз зубчатого колеса тихоходной ступени редуктора представлен на рис. 2.7.

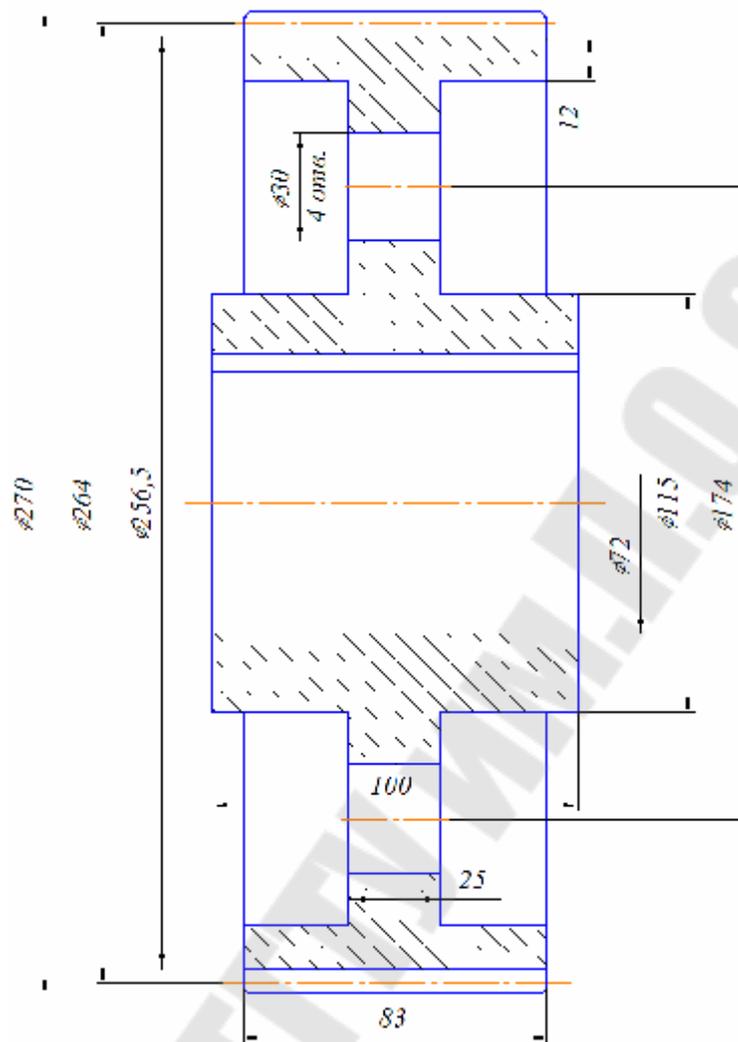


Рис. 2.7. Эскиз зубчатого колеса тихоходной ступени редуктора

## 2.7 Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора

Конструктивные размеры определяем в соответствии с данными ([5], табл. 6.1).

Толщина стенки корпуса и крышки редуктора

$$\delta = 0,025 \cdot 178,5 + 3 = 7,5 \text{ мм};$$

$$\delta_1 = 0,02 \cdot 178,5 + 3 = 6,6 \text{ мм};$$

принимаем  $\delta = 8 \text{ мм}$ ;  $\delta_1 = 8 \text{ мм}$ .

Толщина фланцев корпуса и крышки:  
– верхнего пояса корпуса и пояса крышки

$$b = 1,5 \cdot \delta; \quad b = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм};$$

$$b_1 = 1,5 \cdot \delta_1; \quad b_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм};$$

– нижнего пояса корпуса

$$p = 2,35 \cdot \delta; \quad p = 2,35 \cdot 8 = 18,8 \text{ мм}.$$

Принимаем  $p = 19$  мм.

Диаметры болтов:

– фундаментных

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a_T + 12;$$

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot 178,5 + 12 = 17,4 \dots 18,4 \text{ мм};$$

принимаем болты с резьбой М18;

– крепящих крышку к корпусу у подшипников

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot d_1;$$

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot 18 = 12,6 \dots 13,5 \text{ мм};$$

принимаем болты М14;

– соединяющих крышку с корпусом

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_1;$$

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot 18 = 9 \dots 10,8 \text{ мм};$$

принимаем болты М10.

## 2.8 Первый этап эскизной компоновки редуктора

Первый этап служит для приближенного определения положения зубчатых колес, полумуфты и звездочки открытой цепной передачи относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Компоновочный чертеж выполняем в масштабе 1:1.

Проводим горизонтальную линию, а затем три осевые вертикальные линии – оси валов на расстоянии  $a_{\text{об}} = 142$  мм и  $a_{\text{от}} = 178,5$  мм.

Перед вычерчиванием контуров зубчатых колес определяем следующие размеры:

а) принимаем зазор между торцом ступиц зубчатых колес и внутренней стенкой корпуса  $A_1 = 1,2\delta = 1,2 \cdot 8 = 9,6$  мм; принимаем  $A_1 = 10$  мм;

б) принимаем зазор от окружности вершин зубьев тихоходного зубчатого колеса до внутренней стенки корпуса  $A = \delta = 8$  мм.

в) расстояние от торца подшипника качения тихоходной ступени до внутренней стенки корпуса редуктора принимаем равным  $A = \delta = 8$  мм;

г) расстояние между наружным кольцом подшипника ведущего вала и внутренней стенкой корпуса  $A = \delta = 8$  мм; если диаметр окружности вершин зубьев шестерни окажется больше наружного диаметра подшипника, то расстояние  $A$  надо брать от шестерни.

д) расстояние между вращающимися колесами смежных зубчатых передач  $A_2 = (0,5 \dots 1,0) \cdot \delta = 0,5 \cdot 8 \dots 1,0 \cdot 8 = 4 \dots 8$  мм.

Вычерчиваем шестерни и зубчатые колеса:

а) проводим осевую линию тихоходной передачи и вычерчиваем шестерню и колесо по геометрическим размерам  $b_3, b_4, d_3, d_4, d_{a3}, d_{a4}, d_{f3}, d_{f4}$ ; длина ступицы  $l_{\text{ст}4}$  превышает  $b_4$ , поэтому размещаем венец зубчатого колеса  $b_4$ , например, симметрично  $l_{\text{ст}4}$ ;

б) на расстоянии  $A_2$  проводим контур зубчатого колеса быстроходной ступени по размерам  $b_2, d_2, d_{a2}, d_{f2}$  с симметричным расположением размера  $l_{\text{ст}2}$  относительно  $b_2$ ; затем в зацеплении с шестерней 1 формируем контур шестерни по  $b_1, d_1, d_{a1}, d_{f1}$ ;

в) на расстоянии зазора  $A_1$  от ступицы  $l_{\text{ст}2}$ , зазора  $A$  от вершины зубьев колеса  $d_{a4}$  и от диаметра  $D$  подшипника быстроходной ступени, проводим внутреннюю стенку корпуса редуктора;

г) на расстоянии  $A$  на валу тихоходной ступени размещаем подшипник и проводим осевую линию и относительно ее оформляем остальные подшипники;

д) ширину гнезда под подшипники оформляем конструктивно.

Предварительно намечаем радиальные роликоподшипники с короткими цилиндрическими роликами легкой серии для ведущего вала ([3], табл. 24.13) и радиальные шарикоподшипники средней серии для промежуточного и ведомого валов ([3], табл. 24.10).

Характеристика подшипников представлена в табл. 2.7.

Таблица 2.7

Характеристика подшипников

Условное обозначение подшипника	$d$	$D$	$T$	$B/c$	$C$	$C_0$	$e$
	мм				кН		
2208	40	80	–	18/–	41,8	24,0	–
309	45	100	–	25/–	52,7	30,0	–
312	60	130	–	31/–	81,9	48,0	–

Для смазки подшипников принимаем пластичный смазочный материал. Для предотвращения вытекания смазки внутрь корпуса и вымывания пластичного смазочного материала жидким маслом из зоны зацепления устанавливаем мазеудерживающие кольца.

Измерением устанавливаем расстояние  $l_1 = 83$  мм, определяющее положение полумуфты относительно ближайшей опоры ведущего вала, а также расстояние  $l_2 = 99,5$  мм, определяющее положение звездочки открытой цепной передачи относительно ближайшей опоры ведомого вала.

Компоновочная схема двухступенчатого цилиндрического редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью представлена на рис. П.1.7.

После выполнения компоновочной схемы редуктора (см. рис. П.1.7) дальнейшие расчеты в подразделах 2.9 – 2.15 ведем по методике, представленной в подразделах 1.9 – 1.15 и данным, относящимся к проектируемому редуктору.

### 3 РАСЧЕТ ПАРАМЕТРОВ ЗАЦЕПЛЕНИЯ СООСНОГО РЕДУКТОРА

Исходные данные для расчета:

- схема привода представлена на рис. 3.1;
- мощность на приводном валу  $P_{\text{ВЫХ}} = 3,46$  кВт;
- частота приводного вала  $n_{\text{ВЫХ}} = 42$  мин<sup>-1</sup> (об/мин).
- срок службы привода, лет;  $T_{\text{пр}} = 7$  лет;
- коэффициенты использования привода в течение года и суток;  
 $K_{\text{год}} = 0,7$ ;  $K_{\text{сут}} = 0,7$ ;

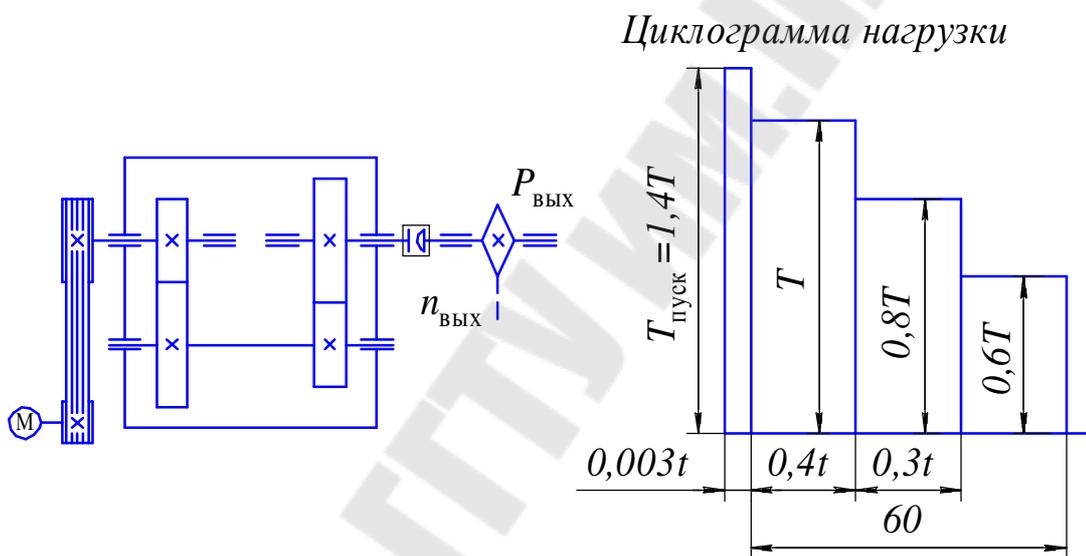


Рис. 3.1. Исходная схема привода

#### 3.1 Энергетический и кинематический расчеты привода

##### 3.1.1 Определение расчетной мощности привода.

Расчетная мощность электродвигателя определяется по формуле ([5], 1.1).

Общий КПД привода определяется по ([5], 1.2):

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{окр}} \cdot \eta_{\text{ци}}^2 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пк}}^4, \quad (3.1)$$

где  $\eta_{\text{м}}$  – КПД муфты;  $\eta_{\text{м}} = 0,99$  ([5], табл. П.1.1);

$\eta_{\text{цп}}$  – КПД зубчатой передачи редуктора с цилиндрическими колесами;  $\eta_{\text{цп}} = 0,97$  ([5], табл. П.1.1);

$\eta_{\text{окр}}$  – КПД открытой клиноременной передачи;  $\eta_{\text{окр}} = 0,95$  ([5], табл. П.1.1);

$\eta_{\text{пк}}$  – КПД пары подшипников качения;  $\eta_{\text{пк}} = 0,99$  ([5], табл. П.1.1);

$$\eta_{\text{общ}} = 0,95 \cdot 0,97^2 \cdot 0,99 \cdot 0,99^4 = 0,85.$$

$$P_{\text{эд}} = \frac{3,46}{0,85} = 4,071 \text{ кВт.}$$

### 3.1.2 Выбор электродвигателя.

Ориентировочно требуемая частота вращения вала электродвигателя определяется по формуле ([5], 1.5).

Наименьшее значение передаточного числа открытой клиноременной передачи привода  $u_{\text{оп min}} = 2$  ([5], табл. П.1.3).

Среднее значение передаточного числа редуктора привода принимаем  $u_{\text{ред. ср}} = 10$  ([5], табл. П.1.3).

Тогда

$$n_{\text{тр}} = 42 \cdot 2 \cdot 10 = 840 \text{ об/мин.}$$

По величине  $n_{\text{тр}}$  с учетом  $P_{\text{эд}}$  принимаем по ([5], табл. П.1.2) электродвигатель 4А112МВ6.

За расчетную частоту  $n_{\text{эд}}$  вращения принимаем номинальную частоту вращения ([5], 1.3).

Синхронная частота вращения  $n_{\text{эдс}} = 1000$  об/мин.

Коэффициент скольжения  $s = 0,051$  ([5], табл. П.1.2).

$$n_{\text{эд}} = 1000 \cdot (1 - 0,051) = 949 \text{ об/мин.}$$

Техническая характеристика принятого электродвигателя представлена в табл. 3.1.

Таблица 3.1

## Характеристика электродвигателя

Обозначение электродвигателя	Исполнение	Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	$\frac{T_{\text{пуск}}}{T_{\text{ном}}}$	$\frac{T_{\text{max}}}{T_{\text{ном}}}$
4A112MB6	M 100	4,0	949	2,0	2,2

Перегрузка составит ([5], 1.4):

$$\Delta P = \frac{4,071 - 4,0}{4,0} \cdot 100\% = 1,8\% \leq 6\%$$

### 3.1.3 Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по отдельным передачам и ступеням редуктора.

Общее передаточное число привода определяется по формуле ([5], 1.6)

$$u_{\text{общ}} = \frac{949}{42} = 22,595.$$

Для цилиндрического соосного редуктора должны выполняться условия ([5], 1.8).

Тогда

$$u_{\text{ред}} = u_{\text{б}} \cdot u_{\text{т}} = 8 \dots 16 \text{ (max 25)}; \quad u_{\text{б}} = 0,9 \cdot \sqrt{u_{\text{ред}}}; \quad u_{\text{т}} = \frac{u_{\text{ред}}}{u_{\text{б}}};$$

$$u_{\text{ред}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_{\text{окр}}}; \quad u_{\text{ред}} = \frac{22,595}{2} = 11,298;$$

$$u_{\text{б}} = 0,9 \cdot \sqrt{u_{\text{ред}}}; \quad u_{\text{б}} = 0,9 \cdot \sqrt{11,298} = 3,025;$$

$$u_{\text{т}} = \frac{u_{\text{ред}}}{u_{\text{б}}}; \quad u_{\text{т}} = \frac{11,298}{3,025} = 3,735$$

$$u_{\text{ред}} = 3,025 \cdot 3,735 = 11,298.$$

### 3.1.4 Силовые и кинематические параметры привода.

Расчет элементов привода выполняем по расчетной мощности  $P_{\text{эд}}$  электродвигателя.

Для каждого из валов элементов привода определяем частоту вращения  $n$ , мощность  $P$  и вращающий момент  $T$ .

Определяем частоты вращения валов привода:

$$n_{\text{эд}} = 949 \text{ об/мин};$$

$$n_1 = n_{\text{эд}} / u_{\text{окр}}; \quad n_1 = 949/2 = 474,5 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = n_1 / u_{\text{б}}; \quad n_2 = 474,5/3,025 = 156,9 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = n_2 / u_{\text{т}}; \quad n_3 = 156,9/3,735 = 42 \text{ об/мин.}$$

$$n_4 = n_3; \quad n_4 = 42 \text{ об/мин.}$$

Определяем мощности, передаваемые на валы привода:

$$P_{\text{эд}} = 4,071 \text{ кВт};$$

$$P_1 = P_{\text{эд}} \cdot \eta_{\text{окр}} \cdot \eta_{\text{пк}}; \quad P_1 = 4,071 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 3,829 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{щп}} \cdot \eta_{\text{пк}}; \quad P_2 = 3,829 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,677 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{щп}} \cdot \eta_{\text{пк}}; \quad P_3 = 3,677 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 3,531 \text{ кВт};$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{пк}}; \quad P_4 = 3,531 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 3,46 \text{ кВт.}$$

Определяем вращающие моменты, передаваемые валами

$$T_i = 9550 \frac{P_i}{n_i};$$

$$T_{\text{эд}} = 9550 \frac{4,071}{949} = 40,967 \text{ Н·м};$$

$$T_1 = 9550 \frac{3,829}{474,5} = 77,064 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = 9550 \frac{3,677}{156,9} = 223,807 \text{ Н·м};$$

$$T_3 = 9550 \frac{3,531}{42} = 802,882 \text{ Н·м};$$

$$T_4 = 9550 \frac{3,46}{42} = 786,738 \text{ Н·м.}$$

Результаты расчета представлены в табл. 3.2.

Таблица 3.2

## Силловые и кинематические параметры привода

Номер вала	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	Крутящий момент, Н·м
Электродвигатель	949	4,071	40,967
1	474,5	3,829	77,064
2	156,9	3,677	223,807
3	42	3,531	802,882
4	42	3,46	786,738

## 3.2 Расчет тихоходной ступени редуктора

## 3.2.1 Выбор материала для изготовления шестерни и колеса.

На основании рекомендаций ([5], табл. П.1.4) для изготовления шестерни принимаем сталь 35Х, а колеса – сталь 55.

Механическая характеристика материала представлена в табл. 3.3.

Таблица 3.3

## Механическая характеристика материала

Наименование	Марка стали	Термообработка	Твердость $H_{НВ}$	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа
Шестерня	35Х	Улучшение	220 ... 260	740	490
Колесо	55	Нормализация	185 ... 230	640	320

Для обеспечения одинаковой долговечности зубьев шестерни 3 и колеса 4 прямозубых передач и ускорения их приработки должно выполняться условие ([5], 2.1):

$$H_{НВ3} \geq H_{НВ4} + (20 \dots 30),$$

где  $H_{НВ3} = 230$  НВ;  $H_{НВ4} = 200$  НВ.

## 3.2.2 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на выносливость.

Допускаемые контактные напряжения  $\sigma_{HP}$ , МПа, определяются отдельно для шестерни и колеса по формуле ([5], 2.3)

$$\sigma_{HP} = \frac{\sigma_{H \lim} \cdot Z_N}{S_H} \cdot Z_L \cdot Z_R \cdot Z_V \cdot Z_X,$$

где  $\sigma_{H \lim}$  – предел контактной выносливости поверхностей зубьев, соответствующий базовому числу  $N_{H \lim}$  циклов напряжений, МПа ([5], 2.4);

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

$$\sigma_{H \lim 3} = 2 \cdot 230 + 70 = 530 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim 4} = 2 \cdot 200 + 70 = 470 \text{ МПа}$$

Коэффициент запаса прочности  $S_H = 1,1$ .

Коэффициент долговечности, учитывающий влияние ресурса определяется по ([5], 2.5).

Базовое число циклов напряжений, соответствующее пределу выносливости ([5], 2.6):

$$N_{H \lim 3} = 30 \cdot 230^{2,4} = 14 \cdot 10^6;$$

$$N_{H \lim 4} = 30 \cdot 200^{2,4} = 10 \cdot 10^6;$$

Эквивалентное число циклов перемены напряжений, определяемое в зависимости от характера нагружения передачи (см. рис. 1.1 циклограмму нагрузки) ([5], 2.7).

$$L_h = 365 \cdot 0,7 \cdot 7 \cdot 24 \cdot 0,8 = 34339 \text{ ч};$$

$$N_{K3} = 60 \cdot 1 \cdot (1^3 \cdot 0,4 + 0,8^3 \cdot 0,3 + 0,6^3 \cdot 0,3) \cdot 156,9 \cdot 34339 = 200,0 \cdot 10^6;$$

$$N_{K4} = \frac{N_{K5}}{u_T}; N_{K4} = 200,0 \cdot 10^6 / 3,735 = 53,5 \cdot 10^6.$$

Так как  $N_{K3} > N_{H \lim 3}$  и  $N_{K4} > N_{H \lim 4}$ , то  $Z_N = 1$ .

Произведение  $Z_L \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_X = 0,9$ .

Тогда

$$\sigma_{HP3} = 0,9 \cdot \frac{530}{1,1} \cdot 1 = 433,6 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP4} = 0,9 \cdot \frac{470}{1,1} \cdot 1 = 384,5 \text{ МПа}.$$

Для прямозубых передач за расчетное принимаем условное допускаемое напряжение меньшее из двух, т.е.

$$\sigma_{HP} = \sigma_{HP4} = 384,5 \text{ МПа};$$

### 3.2.3 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.

Предельные допускаемые напряжения при действии максимальной нагрузки для шестерни и колеса определяются по формуле ([5], 2.11).

$$\sigma_{HP\max3} = 2,8 \cdot 490 = 1372 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP\max4} = 2,8 \cdot 320 = 896 \text{ МПа}.$$

### 3.2.4 Проектировочный расчет на контактную выносливость.

Принимаем предварительно зубчатую передачу прямозубой.

Диаметр начальной окружности  $d_{w3}$ , мм, определяется по формуле ([5], 2.12).

Коэффициент ширины шестерни относительно ее диаметра, выбираемый в зависимости от твердости рабочих поверхностей зубьев и расположения колес относительно опор;  $\psi_{bd} = 1,1$  ([5], табл. П.1.8).

Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по длине зуба  $K_{H\beta} = 1,12$  ([5], рис. П.1.1).

Тогда

$$d_{w3} = 770 \cdot \sqrt[3]{\frac{802,882 \cdot 1,12}{1,1 \cdot 384,5^2} \cdot \frac{3,735 + 1}{3,735^3}} = 95,0 \text{ мм}.$$

Окружная скорость шестерни определяется по формуле ([5], 2.13)

$$v_3 = \frac{\pi \cdot d_{w3} \cdot n_2}{60 \cdot 1000},$$

где  $n_2$  – частота вращения вала шестерни, об/мин;

$$v_3 = \frac{3,14 \cdot 95,0 \cdot 156,9}{60 \cdot 1000} = 0,78 \text{ м/с.}$$

Так как  $v_3 = 0,78 \text{ м/с} < 5 \text{ м/с}$ , то передача действительно является прямозубой.

Принимаем 9 -ю степень точности по ГОСТ 1643–81 ([5], табл. П.1.12).

Рабочая ширина венца шестерни определяется по формуле ([5], 2.14):

$$b_{w3} = 1,1 \cdot 95,0 = 104,5 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_{w3} = 105 \text{ мм}$  ([5], табл. П.1.7).

Модуль зацепления определяется по формуле ([5], 2.15):

$$m = \frac{105}{26} = 4,04 \text{ мм.}$$

Принимаем величину  $m = 4 \text{ мм}$  ([5], табл. П.1.9).

Числа зубьев шестерни и колеса определяются по формулам ([5], 2.16, 2.17):

$$z_3 = \frac{95,0}{4} = 23,8; \quad \text{принимаем } z_3 = 24;$$
$$z_4 = 24 \cdot 3,735 = 89,6; \quad \text{принимаем } z_4 = 90.$$

Уточняем величины:

– передаточного отношения

$$u_{тф} = \frac{z_4}{z_3}; \quad u_{тф} = \frac{90}{24} = 3,75;$$

$$\Delta u_{т} = \frac{|3,735 - 3,75|}{3,735} \cdot 100\% = 0,4\% < 4\%;$$

– диаметры начальных окружностей ([5], 2.20)

$$d_{w3} = 4 \cdot 24 = 96 \text{ мм;}$$

$$d_{w4} = 4 \cdot 90 = 360 \text{ мм};$$

– межосевого расстояния ([5], 2.21)

$$a_{wT} = 0,5 \cdot (96 + 360) = 228 \text{ мм};$$

– окружную скорость шестерни ([5], 2.13)

$$v_2 = \frac{3,14 \cdot 96 \cdot 156,9}{60 \cdot 1000} = 0,79 \text{ м/с}.$$

Рабочая ширина венца колеса ([5], 2.22)

$$b_{w4} = b_{w3} - 5;$$

$$b_{w4} = 105 - 5 = 100 \text{ мм}.$$

### 3.2.5 Проверочный расчет на контактную выносливость.

Для обеспечения контактной выносливости должно выполняться условие ([5], 2.27):

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\epsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_H \cdot u_T + 1}{b_{w3} \cdot d_{w3} \cdot u_T}} \leq \sigma_{HP}.$$

Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес  $Z_E = 190$ .

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления  $Z_H = 2,5$ .

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий определяется по ([5], 2.31).

Коэффициент торцового перекрытия  $\epsilon_\alpha$  определяется по ([5], 2.33).

$$\epsilon_\alpha = 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{24} + \frac{1}{90} \right) = 1,711;$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4-1,711}{3}} = 0,873;$$

Окружная сила на делительном цилиндре  $F_{tH}$ , Н, определяется по ([5], 2.34):

$$F_{tH} = \frac{2000 \cdot T_{2H}}{d_3};$$

$T_{2H}$  – вращающий момент на шестерне, Н·м;

$d_3$  – делительный диаметр шестерни, мм.

Коэффициент нагрузки  $K_H$  определяется по формуле ([5], 2.35).

Коэффициент  $K_A$  принимаем  $K_A = 1,0$ .

Коэффициент  $K_{Hv}$ , учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении определяется по ([5], 2.36):

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} \cdot b_{\omega 3}}{F_{tH} \cdot K_A}.$$

– удельная окружная динамическая сила  $w_{Hv}$ , Н/мм, определяется по ([5], 2.37):

$$w_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_2 \cdot \sqrt{\frac{a_{wT}}{u_T}},$$

где  $\delta_H = 0,006$  ([5], табл. П.1.11);  $g_0 = 82$  ([5], табл. П.1.10);  $v_2, a_{wT}, u_T$  – уточненные значения окружной скорости шестерни, межосевого расстояния и передаточного числа;  $K_{H\beta} = 1,12$ ; для прямо-зубых передач  $K_{H\alpha} = 1,0$ .

Тогда

$$w_{Hv} = 0,006 \cdot 82 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{228/3,75} = 3,03 \text{ Н/мм};$$

$$F_{tH} = \frac{2000 \cdot 223,807}{96} = 4663 \text{ Н};$$

$$K_{Hv} = 1 + \frac{3,03 \cdot 105}{4663 \cdot 1,0} = 1,068;$$

$$K_H = 1,0 \cdot 1,068 \cdot 1,12 \cdot 1 = 1,196;$$

$$\sigma_{H3} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,873 \cdot \sqrt{\frac{4663 \cdot 1,196}{105 \cdot 96} \cdot \frac{3,75 + 1}{3,75}} = 347,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H3} = 347,1 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 384,5 \text{ МПа}.$$

Для стальных зубчатых колес недонапряжение составит ([5], 2.40)

$$\Delta\sigma_H = \frac{|\sigma_{HP} - \sigma_H|}{\sigma_{HP}} \cdot 100\% \leq 10\%;$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{384,5 - 347,1}{384,5} \cdot 100\% = 9,7\% < 10\%.$$

Условие прочности выполняется.

### 3.2.6 Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.

Расчетное напряжение создаваемое наибольшей нагрузкой определяется по формуле ([5], 2.39)

$$\sigma_{H \max} = \sigma_{H3} \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{ном}}} \leq \sigma_{HP \max};$$

$$\sigma_{H \max 3} = 347,1 \cdot \sqrt{2,2} = 514,8 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \max 3} < \sigma_{HP \max} = 1372 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

### 3.2.7 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость.

Допускаемые напряжения изгиба  $\sigma_{FP}$ , МПа, определяются по формуле ([5], 2.41).

$$\sigma_{F \lim b 3}^0 = 1,75 \cdot 230 = 402,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \lim b4}^0 = 1,75 \cdot 200 = 350 \text{ МПа.}$$

Принимаем коэффициенты:  $Y_{T3} = Y_{T4} = 1,0$ ;  $Y_z = 1,0$ ;  $Y_g = 1,0$ ;  
 $Y_d = 1,0$ ;  $Y_A = 1,0$ ;  $S_F = 1,7$ .

Эквивалентное число циклов перемены напряжений  $N_K$ :

$$N_{K3} = 60 \cdot 1 \cdot (1^6 \cdot 0,4 + 0,8^6 \cdot 0,3 + 0,6^6 \cdot 0,3) \cdot 156,9 \cdot 34339 = 159,3 \cdot 10^6;$$

$$N_{K4} = \frac{N_{K3}}{u_T}; N_{K4} = 159,3 \cdot 10^6 / 3,75 = 42,5 \cdot 10^6$$

Так как  $N_{K3} > N_{F \lim}$  и  $N_{K4} > N_{F \lim}$ , принимаем  $Y_N = 1$ .

$$Y_\delta = 1,082 - 0,172 \cdot \lg 4 = 0,98.$$

Коэффициент,  $Y_R = 1,0$ .

$$Y_X = 1,05 - 0,000125 \cdot 360 = 1,005.$$

Тогда

$$\sigma_{FP3} = \frac{402,5}{1,7} \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 1 \cdot 1,005 = 223,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP4} = \frac{350}{1,7} \cdot 1 \cdot 0,98 \cdot 1 \cdot 1,005 = 202,8 \text{ МПа};$$

### 3.2.8 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Допускаемые предельные напряжения  $\sigma_{FP \max}$ , МПа, определяются по формуле ([5], 2.48).

$$\sigma_{FSt3}^0 = 6,5 \cdot 230 = 1495 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FSt4}^0 = 6,5 \cdot 200 = 1300 \text{ МПа};$$

Принимаем коэффициенты:  $Y_{gSt} = 1,0$ ;  $Y_{dSt} = 1,0$ .

Тогда

$$\sigma_{FSt3} = 1495 \cdot 1 \cdot 1 = 1495 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FSt4} = 1300 \cdot 1 \cdot 1 = 1300 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициенты:  $Y_z = 1,0$ ;  $S_Y = 1,75$ ;  $Y_{RSt} = 1,0$ .

Отношение  $\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = 1,0$ .

Тогда

$$\sigma_{FP \max 3} = \frac{1495}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 854,3 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP \max 4} = \frac{1300}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 742,9 \text{ МПа}.$$

### 3.2.9 Проверочный расчет на выносливость при изгибе.

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливается сопоставлением расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемого напряжения по ([5], 2.52).

Расчетное местное напряжение при изгибе определяется по формуле ([5], 2.53).

Принимаем:  $K_A = 1,0$ ;  $\delta_F = 0,016$  ([5], табл. П.1.11);  $g_0 = 82$  ([5], табл. П.1.10);  $K_{F\beta} = 1,28$  ([5], рис. П.1.1);  $K_{F\alpha} = 1,0$ ;  $Y_\beta = 1,0$ ;  $Y_\epsilon = 1,0$ .

Расчет выполняем для менее прочного зубчатого колеса, т.е. для колеса, у которого меньше отношение  $\sigma_{FP} / Y_{FS}$ .

Для  $z_{v3} = 24$ ;  $z_{v4} = 90$ ;  $Y_{FS3} = 3,9$ ;  $Y_{FS4} = 3,6$ ;

$$\frac{\sigma_{FP3}}{Y_{FS3}} = \frac{223,2}{3,9} = 57,2 \text{ МПа}; \quad \frac{\sigma_{FP4}}{Y_{FS4}} = \frac{202,8}{3,6} = 56,3 \text{ МПа}.$$

Так как  $\frac{\sigma_{FP4}}{Y_{F4S}} < \frac{\sigma_{FP3}}{Y_{FS3}}$ , то расчет ведем по колесу.

$$w_{Fv} = 0,016 \cdot 82 \cdot 0,79 \cdot \sqrt{228/3,75} = 8,1 \text{ Н/мм};$$

$$F_{tF} = \frac{2000 \cdot 802,882}{360} = 4460 \text{ Н};$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{8,1 \cdot 100}{4460 \cdot 1,0} = 1,182;$$

$$K_F = 1,0 \cdot 1,182 \cdot 1,28 \cdot 1,0 = 1,513;$$

$$\sigma_F = \frac{4460}{100 \cdot 4} \cdot 1,513 \cdot 3,6 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 60,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F < \sigma_{FP} = 202,8 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

### 3.2.10 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Прочность зубьев, необходимая для предотвращения остаточных деформаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое, определяют сопоставлением расчетного (максимального местного) и допускаемого напряжений изгиба в опасном сечении при действии максимальной нагрузки по ([5], 2.65).

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max},$$

Расчетное местное напряжение, МПа, определяется по формуле ([5], 2.66).

$$\sigma_{F \max} = 60,7 \cdot 2,2 = 133,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max} < \sigma_{FP \max} = 742,9 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

### 3.2.11 Параметры зацепления зубчатой передачи.

Диаметры окружностей выступов шестерни и колеса определяются по формуле ([5], 2.67):

$$d_{a3} = 96 + 2 \cdot 4 = 104 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = 360 + 2 \cdot 4 = 368 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей впадин определяются по формуле ([5], 2.68):

$$d_{f3} = 96 - 2,5 \cdot 4 = 86 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = 360 - 2,5 \cdot 4 = 350 \text{ мм}.$$

Общая ширина зубчатого венца шестерни 3 и колеса 4 определяется по формуле ([5], 2.69):

$$b_3 = 105 + 4 = 109 \text{ мм};$$

$$b_4 = 100 + 4 = 104 \text{ мм}.$$

Параметры зацепления представлены в табл. 3.4.

Таблица 3.4

**Параметры зацепления тихоходной ступени**

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			шестерня	колесо
Модуль зацепления	$m$	мм	4	4
Число зубьев	$z$	–	24	90
Диаметр начальной окружности	$d_w$	мм	96	360
Делительный диаметр	$d$	мм	96	360
Диаметр окружности вершин	$d_a$	мм	104	368
Диаметр окружности впадин	$d_f$	мм	86	350
Рабочая ширина венца	$b_w$	мм	105	100
Общая ширина венца	$b$	мм	109	104
Межосевое расстояние	$a_w$	мм	228	

### 3.3 Расчет быстроходной ступени редуктора

#### 3.3.1 Выбор материала для изготовления шестерни и колеса.

На основании рекомендаций ([5], табл. П.1.4) для изготовления шестерни принимаем сталь 35, а колеса – сталь 35.

Механическая характеристика материала представлена в табл. 3.5.

Таблица 3.5

### Механическая характеристика материала

Наименование	Марка стали	Термообработка	Твердость $H_{HB}$	Предел прочности $\sigma_B$ , МПа	Предел текучести $\sigma_T$ , МПа
Шестерня	35	Нормализация	150 ... 180	490	260
Колесо	35	Нормализация	150 ... 180	470	240

Для обеспечения одинаковой долговечности зубьев шестерни 1 и колеса 2 прямозубых передач и ускорения их приработки должно выполняться условие ([5], 2.1)

$$H_{HB1} \geq H_{HB2} + (20 \dots 30),$$

где  $H_{HB1} = 170$  HB;  $H_{HB2} = 150$  HB.

### 3.3.2 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на выносливость.

Допускаемые контактные напряжения определяются отдельно для шестерни и колеса по формуле ([5], 2.3).

$$\sigma_{H \lim 1} = 2 \cdot 170 + 70 = 410 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \lim 2} = 2 \cdot 150 + 70 = 370 \text{ МПа}.$$

Коэффициент безопасности  $S_H = 1,1$ .

Коэффициент долговечности  $Z_N$ , учитывающий влияние ресурса передачи

$$N_{H \lim 1} = 30 \cdot 195^{2,4} = 9,4 \cdot 10^6;$$

$$N_{H \lim 2} = 30 \cdot 165^{2,4} = 6,3 \cdot 10^6;$$

$$N_{K1} = 60 \cdot 1 \cdot (1^3 \cdot 0,4 + 0,8^3 \cdot 0,3 + 0,6^3 \cdot 0,3) \cdot 474,5 \cdot 34339 = 604,6 \cdot 10^6;$$

$$N_{K2} = \frac{N_{K1}}{u_6}; N_{K2} = 604,6 \cdot 10^6 / 3,025 = 200 \cdot 10^6.$$

Так как  $N_{K1} > N_{H \lim 1}$  и  $N_{K2} > N_{H \lim 2}$ , то  $Z_N = 1$ .

Тогда

$$\sigma_{HP1} = 0,9 \cdot \frac{410}{1,1} \cdot 1 = 335,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP2} = 0,9 \cdot \frac{370}{1,1} \cdot 1 = 302,7 \text{ МПа}.$$

За расчетное принимаем условное допускаемое напряжение  $\sigma_{HP} = 302,7 \text{ МПа}$ .

### 3.3.3 Определение допускаемых контактных напряжений при расчете на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.

Предельные допускаемые напряжения при действии максимальной нагрузки для шестерни и колеса

$$\sigma_{HP \max 1} = 2,8 \cdot 260 = 728 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{HP \max 2} = 2,8 \cdot 240 = 672 \text{ МПа}.$$

### 3.3.4 Проектировочный расчет на контактную выносливость.

Принимаем по ([5], 2.80):

$$a_{wб} = a_{wт} = 228 \text{ мм}.$$

Принимаем по ([5], 2.81):

$$\psi_{bdб} = 0,5 \cdot 1,1 = 0,55.$$

Диаметр начальной окружности шестерни определяется по ([5], 2.82):

$$d_{w1} = \frac{2 \cdot 228}{3,025 + 1} = 113,3 \text{ мм}.$$

По формуле ([5], 2.13) определяем окружную скорость  $v_1$  шестерни и тип передачи.

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 113,3 \cdot 474,5}{60 \cdot 1000} = 2,8 \text{ м/с}.$$

Так как  $v_1 = 2,8 \text{ м/с} < 5 \text{ м/с}$ , то передача действительно является прямозубой.

Принимаем 8 -ю степень точности по ГОСТ 1643–81 ([5], табл. П.1.12).

Рабочая ширина венца шестерни определяется по формуле ([5], 2.14):

$$b_{w1} = 0,55 \cdot 113,3 = 62,3 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_{w1} = 63 \text{ мм}$  ([5], табл. П.1.7).

Модуль зацепления определяется по формуле ([5], 2.15):

$$m = \frac{63}{21} = 3,0 \text{ мм.}$$

Принимаем величину  $m = 3,0 \text{ мм}$  ([5], табл. П.1.9).

Числа зубьев шестерни и колеса определяются по формулам ([5], 2.16, 2.17):

$$z_1 = \frac{113,3}{3,0} = 37,8; \quad \text{принимаем } z_1 = 38.$$

$$d_{w1} = 3 \cdot 38 = 114 \text{ мм.}$$

Диаметр зубчатого колеса быстроходной ступени определяем по ([5], 2.83):

$$d_{w2} = 2 \cdot 228 - 114 = 342 \text{ мм.}$$

$$z_2 = d_{w2} / m = 342 / 3 = 114.$$

Уточняем величины:

– передаточного отношения

$$u_{\text{бф}} = \frac{z_4}{z_3}; \quad u_{\text{бф}} = \frac{114}{38} = 3,0;$$

$$\Delta u_{\text{б}} = \frac{|3,025 - 3,0|}{3,025} \cdot 100\% = 0,8\% < 4\%;$$

– диаметры начальных окружностей ([5], 2.20)

$$d_{w1} = 3 \cdot 38 = 114 \text{ мм};$$

$$d_{w2} = 3 \cdot 114 = 342 \text{ мм};$$

– межосевого расстояния ([5], 2.21)

$$a_{w\delta} = 0,5 \cdot (114 + 342) = 228 \text{ мм};$$

– окружную скорость шестерни ([5], 2.13)

$$v_1 = \frac{3,14 \cdot 114 \cdot 474,5}{60 \cdot 1000} = 2,83 \text{ м/с.}$$

Условие ([5], 2.80) выполняется.

Рабочая ширина венца колеса ([5], 2.22)

$$b_{w4} = b_{w1} - 5;$$

$$b_{w2} = 63 - 5 = 58 \text{ мм.}$$

### 3.3.5 Проверочный расчет на контактную выносливость.

Для обеспечения контактной выносливости должно выполняться условие ([5], 2.27):

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_{tH} \cdot K_H \cdot \frac{u_\delta + 1}{u_\delta}}{b_{w1} \cdot d_{w1}}} \leq \sigma_{HP}.$$

Коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес  $Z_E = 190$ .

Коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления  $Z_H = 2,5$ .

Коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий определяется по ([5], 2.31).

Коэффициент торцового перекрытия  $\varepsilon_\alpha$  определяется по ([5], 2.33).

$$\varepsilon_{\alpha} = 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{38} + \frac{1}{114} \right) = 1,768;$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{4 - 1,768}{3}} = 0,862;$$

Окружная сила на делительном цилиндре  $F_{tH}$ , Н, определяется по ([5], 2.34):

$$F_{tH} = \frac{2000 \cdot T_{1H}}{d_1};$$

$T_{1H}$  – вращающий момент на шестерне, Н·м;

$d_1$  – делительный диаметр шестерни, мм.

Коэффициент нагрузки  $K_H$  определяется по формуле ([5], 2.35).

Коэффициент  $K_A$  принимаем  $K_A = 1,0$ .

Коэффициент  $K_{Hv}$ , учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении определяется по ([5], 2.36):

$$K_{Hv} = 1 + \frac{w_{Hv} \cdot b_{\omega 1}}{F_{tH} \cdot K_A}.$$

– удельная окружная динамическая сила  $w_{Hv}$ , Н/мм, определяется по ([5], 2.37):

$$w_{Hv} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v_1 \cdot \sqrt{\frac{a_{w\delta}}{u_{\delta}}},$$

где  $\delta_H = 0,006$  ([5], табл. П.1.11);  $g_0 = 56$  ([5], табл. П.1.10);

$v_1, a_{w\delta}, u_{\delta}$  – уточненные значения окружной скорости шестерни, межосевого расстояния и передаточного числа;

$K_{H\beta} = 1,05$ ; для прямозубых передач  $K_{H\alpha} = 1,0$ .

Тогда

$$w_{Hv} = 0,006 \cdot 58 \cdot 2,83 \cdot \sqrt{228/3,0} = 8,3 \text{ Н/мм};$$

$$F_{tH} = \frac{2000 \cdot 77,064}{114} = 1352 \text{ Н};$$

$$K_{Hv} = 1 + \frac{8,3 \cdot 63}{1352 \cdot 1,0} = 1,387;$$

$$K_H = 1,0 \cdot 1,387 \cdot 1,05 \cdot 1 = 1,456;$$

$$\sigma_{H1} = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,862 \cdot \sqrt{\frac{1352 \cdot 1,456 \cdot 3,0 + 1}{63 \cdot 114} \cdot \frac{3,0 + 1}{3,0}} = 247,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H1} = 247,5 \text{ МПа} < \sigma_{HP} = 302,7 \text{ МПа}.$$

Для стальных зубчатых колес недонапряжение составит ([5], 2.40)

$$\Delta\sigma_H = \frac{|\sigma_{HP} - \sigma_H|}{\sigma_{HP}} \cdot 100\% \leq 10\%;$$

$$\Delta\sigma_H = \frac{302,7 - 247,5}{302,7} \cdot 100\% = 18,2\% < 10\%.$$

Допускается недогрузка для соосных редукторов до 20 %.  
Условие прочности ([5], 2.27) выполняется.

### 3.3.6 Проверочный расчет на контактную прочность при действии максимальной нагрузки.

Расчетное напряжение создаваемое наибольшей нагрузкой определяется по формуле ([5], 2.39)

$$\sigma_{H \max} = \sigma_{H1} \cdot \sqrt{\frac{T_{\max}}{T_{\text{ном}}}} \leq \sigma_{HP \max};$$

$$\sigma_{H \max 1} = 247,5 \cdot \sqrt{2,2} = 367,1 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{H \max 1} < \sigma_{HP \max} = 728 \text{ МПа}.$$

Условие прочности ([5], 2.39) выполняется.

### 3.3.7 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость.

Допускаемые напряжения изгиба  $\sigma_{FP}$ , МПа, определяются по формуле ([5], 2.41).

$$\sigma_{F\text{lim}b1}^0 = 1,75 \cdot 170 = 297,5 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F\text{lim}b2}^0 = 1,75 \cdot 150 = 262,5 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициенты:  $Y_{T1} = Y_{T2} = 1,0$ ;  $Y_z = 1,0$ ;  $Y_g = 1,0$ ;  $Y_d = 1,0$ ;  $Y_A = 1,0$ ;  $S_F = 1,7$ .

Эквивалентное число циклов перемены напряжений  $N_K$ :

$$N_{K1} = 60 \cdot 1 \cdot (1^6 \cdot 0,4 + 0,8^6 \cdot 0,3 + 0,6^6 \cdot 0,3) \cdot 474,5 \cdot 34339 = 481,6 \cdot 10^6;$$

$$N_{K2} = \frac{N_{K1}}{u_6}; N_{K2} = 481,6 \cdot 10^6 / 3,0 = 160,5 \cdot 10^6$$

Так как  $N_{K1} > N_{F\text{lim}}$  и  $N_{K2} > N_{F\text{lim}}$ , принимаем  $Y_N = 1$ .

$$Y_8 = 1,082 - 0,172 \cdot \lg 3 = 1,0.$$

Коэффициент,  $Y_R = 1,0$ .

$$Y_X = 1,05 - 0,000125 \cdot 342 = 1,007.$$

Тогда

$$\sigma_{FP1} = \frac{297,5}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,007 = 176,2 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP2} = \frac{262,5}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,007 = 155,5 \text{ МПа};$$

### 3.3.8 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Допускаемые предельные напряжения  $\sigma_{FP\text{max}}$ , МПа, определяются по формуле ([5], 2.48).

$$\sigma_{FS1}^0 = 6,5 \cdot 170 = 1105 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FS2}^0 = 6,5 \cdot 150 = 975 \text{ МПа};$$

Принимаем коэффициенты:  $Y_{gSt} = 1,0$ ;  $Y_{dSt} = 1,0$ .

Тогда

$$\sigma_{FS1} = 1105 \cdot 1 \cdot 1 = 1105 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FS2} = 975 \cdot 1 \cdot 1 = 975 \text{ МПа}.$$

Принимаем коэффициенты:  $Y_z = 1,0$ ;  $S_Y = 1,75$ ;  $Y_{RSt} = 1,0$ .

Отношение  $\frac{Y_{\delta St}}{Y_{\delta StT}} = 1,0$ .

Тогда

$$\sigma_{FP\max 1} = \frac{1105}{1,75} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 631,4 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{FP\max 2} = \frac{975}{1,75} \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 557,1 \text{ МПа}.$$

### 3.3.9 Проверочный расчет на выносливость при изгибе.

Выносливость зубьев, необходимая для предотвращения усталостного излома зубьев, устанавливается сопоставлением расчетного местного напряжения от изгиба в опасном сечении на переходной поверхности и допускаемого напряжения по ([5], 2.52).

Расчетное местное напряжение при изгибе определяется по формуле ([5], 2.53).

Принимаем:  $K_A = 1,0$ ;  $\delta_F = 0,016$  ([5], табл. П.1.11);  $g_0 = 56$  ([5], табл. П.1.10);  $K_{F\beta} = 1,12$  ([5], рис. П.1.1);  $K_{F\alpha} = 1,0$ ;  $Y_\beta = 1,0$ ;  $Y_\epsilon = 1,0$ .

Расчет выполняем для менее прочного зубчатого колеса, т.е. для колеса, у которого меньше отношение  $\sigma_{FP} / Y_{FS}$ .

Для  $z_{v1} = 38$ ;  $z_{v2} = 114$ ;  $Y_{FS1} = 3,72$ ;  $Y_{FS2} = 3,6$ ;

$$\frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}} = \frac{176,2}{3,72} = 47,4 \text{ МПа}; \quad \frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} = \frac{155,5}{3,6} = 43,2 \text{ МПа}.$$

Так как  $\frac{\sigma_{FP2}}{Y_{FS2}} < \frac{\sigma_{FP1}}{Y_{FS1}}$ , то расчет ведем по колесу.

$$w_{Fv} = 0,016 \cdot 56 \cdot 2,83 \cdot \sqrt{228/3} = 22,1 \text{ Н/мм};$$

$$F_{iF} = \frac{2000 \cdot 223,807}{342} = 1309 \text{ Н};$$

$$K_{Fv} = 1 + \frac{22,1 \cdot 58}{1309 \cdot 1,0} = 1,979;$$

$$K_F = 1,0 \cdot 1,979 \cdot 1,12 \cdot 1,0 = 2,216;$$

$$\sigma_F = \frac{1309}{58 \cdot 3} \cdot 2,216 \cdot 3,6 \cdot 1,0 \cdot 1,0 = 60,0 \text{ МПа};$$

$$\sigma_F < \sigma_{FP} = 155,5 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

### 3.3.10 Проверочный расчет на прочность при изгибе максимальной нагрузкой.

Прочность зубьев, необходимая для предотвращения остаточных деформаций, хрупкого излома или образования первичных трещин в поверхностном слое, определяют сопоставлением расчетного (максимального местного) и допускаемого напряжений изгиба в опасном сечении при действии максимальной нагрузки по ([5], 2.65).

$$\sigma_{F \max} \leq \sigma_{FP \max},$$

Расчетное местное напряжение, МПа, определяется по формуле ([5], 2.66).

$$\sigma_{F \max} = 60,0 \cdot 2,2 = 132,0 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F \max} < \sigma_{FP \max} = 557,1 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

### 3.3.11 Параметры зацепления зубчатой передачи.

Диаметры окружностей выступов шестерни и колеса определяются по формуле ([5], 2.67):

$$d_{a3} = 114 + 2 \cdot 3 = 120 \text{ мм};$$

$$d_{a4} = 342 + 2 \cdot 3 = 348 \text{ мм}.$$

Диаметры окружностей впадин определяются по формуле ([5], 2.68):

$$d_{f3} = 114 - 2,5 \cdot 3 = 106,5 \text{ мм};$$

$$d_{f4} = 342 - 2,5 \cdot 3 = 334,5 \text{ мм}.$$

Общая ширина зубчатого венца шестерни 3 и колеса 4 определяется по формуле ([5], 2.69):

$$b_3 = 63 + 3 = 66 \text{ мм};$$

$$b_4 = 58 + 3 = 61 \text{ мм}.$$

Параметры зацепления представлены в табл. 3.6.

Таблица 3.6

Параметры зацепления быстроходной ступени

Наименование параметра	Обозначение	Единица измерения	Значение	
			шестерня	колесо
Модуль зацепления	$m$	мм	3	3
Число зубьев	$z$	–	38	114
Диаметр начальной окружности	$d_w$	мм	114	342
Делительный диаметр	$d$	мм	114	342
Диаметр окружности вершин	$d_a$	мм	120	348
Диаметр окружности впадин	$d_f$	мм	106,5	334,5
Рабочая ширина венца	$b_w$	мм	63	58
Общая ширина венца	$b$	мм	66	61
Межосевое расстояние	$a_w$	мм	228	

### 3.4 Расчет открытой клиноременной передачи

Расчет открытой клиноременной передачи выполняем по методике, представленной в [2] и [5].

### 3.5 Предварительный расчет валов. Выбор муфты

Предварительный расчет валов ведем на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Диаметр выходного конца вала определяется по формуле ([5], 4.1).

При ориентировочном расчете валов сначала определяем диаметры выходных концов валов, принимая  $[\tau_k] = 20 \dots 25$  МПа. Для промежуточного вала принимаем  $[\tau_k] = 10 \dots 20$  МПа.

**Ведущий (быстроходный) вал.**

$$d_{в1} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 77064}{3,14 \cdot 25}} = 25,0 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{в1} = 25$  мм.

Диаметр вала под уплотнением ([5], 4.2):

$$d_{y1} = d_{в1} + 2t; \quad d_{y1} = 25 + 2 \cdot 3,5 = 32 \text{ мм;}$$

принимаем  $d_{y1} = 35$  мм.

Диаметр вала под подшипниками  $d_{п1} = 35$  мм.

Диаметр вала в зоне посадки шестерни ([5], 4.3):

$$d_{ш1} = d_{п1} + 3 \cdot r = 35 + 3 \cdot 2,5 = 42,5 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{ш1} = 45$  мм.

Диаметр упорного буртика для фиксации шестерни ([5], 4.4)

$$d_{бш1} = d_{ш1} + 2 \cdot f = 45 + 2 \cdot 1,6 = 48,2 \text{ мм; принимаем } d_{бш3} = 50 \text{ мм.}$$

### **Промежуточный вал.**

Диаметр вала в месте посадки шестерни и зубчатого колеса

$$d_{\text{пр2}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 223807}{3,14 \cdot 10}} = 48,5 \text{ мм}; \text{ принимаем } d_{\text{пр2}} = 50 \text{ мм.}$$

Диаметр вала в месте посадки подшипников  $d_{\text{п2}} = 45$  мм.

### **Ведомый (тихоходный) вал.**

$$d_{\text{в3}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 802882}{3,14 \cdot 20}} = 58,9 \text{ мм.}$$

Для соединения выходного вала редуктора с приводным валом принимаем цепную муфту. Расчетный момент муфты определяется по формуле ([5], 4.5). Принимаем  $k = 1,3$  ([5], табл. П.1.15).

Тогда

$$T_p = 1,3 \cdot 802,882 = 1043,7 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Принимаем цепную муфту ([6], табл. К26)

$$2000-60-1 \times 60-1-U3 \quad \text{ГОСТ 20742-81}$$

Принимаем  $d_{\text{в3}} = 60$  мм.

Диаметр вала под уплотнением  $d_{\text{у3}} = 60 + 2 \cdot 4,6 = 69,2$  мм. Принимаем  $d_{\text{у3}} = 70$  мм.

Диаметр вала под подшипниками  $d_{\text{п3}} = 70$  мм.

Диаметр вала под зубчатым колесом ([5], 4.3)

$$d_{\text{к3}} = d_{\text{п3}} + 3 \cdot r = 70 + 3 \cdot 3,5 = 80,5 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_{\text{к3}} = 82$  мм.

Диаметр упорного буртика для фиксации зубчатого колеса ([5], 4.4)

$$d_{\text{бк3}} = d_{\text{к3}} + 2 \cdot f = 82 + 2 \cdot 2,5 = 87 \text{ мм}; \text{ принимаем } d_{\text{бк3}} = 90 \text{ мм.}$$

Эскизы ведущего, промежуточного и ведомого валов представлены на рис. 3.2 – 3.4.

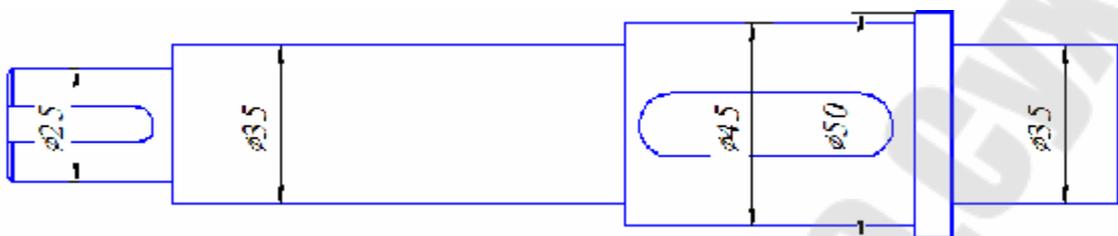


Рис. 3.2. Эскиз ведущего вала

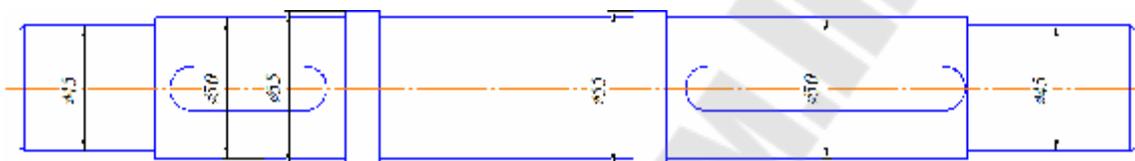


Рис. 3.3. Эскиз промежуточного вала

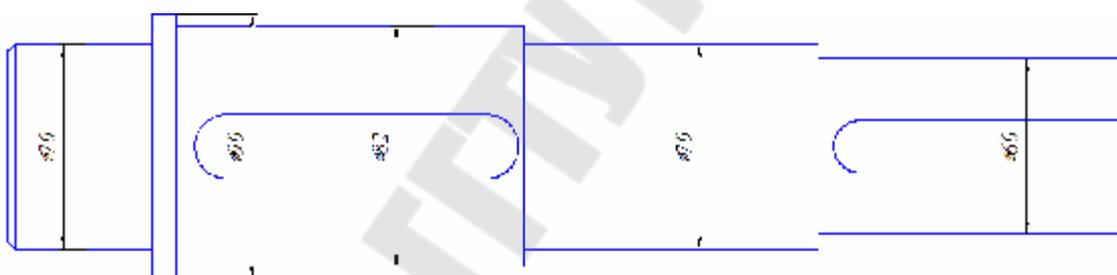


Рис. 3.4. Эскиз ведомого вала

### 3.6 Конструктивные размеры шестерен и зубчатых колес

*Ведущий (быстроходный) вал.*

Шестерня.

Шестерню выполняем насадной. Ее размеры определены выше:

$$d_1 = 114 \text{ мм}; \quad d_{a1} = 120 \text{ мм}; \quad d_{f1} = 106,5 \text{ мм}; \quad b_1 = 66 \text{ мм}.$$

Эскиз шестерни быстроходной ступени редуктора представлен на рис. 3.5.

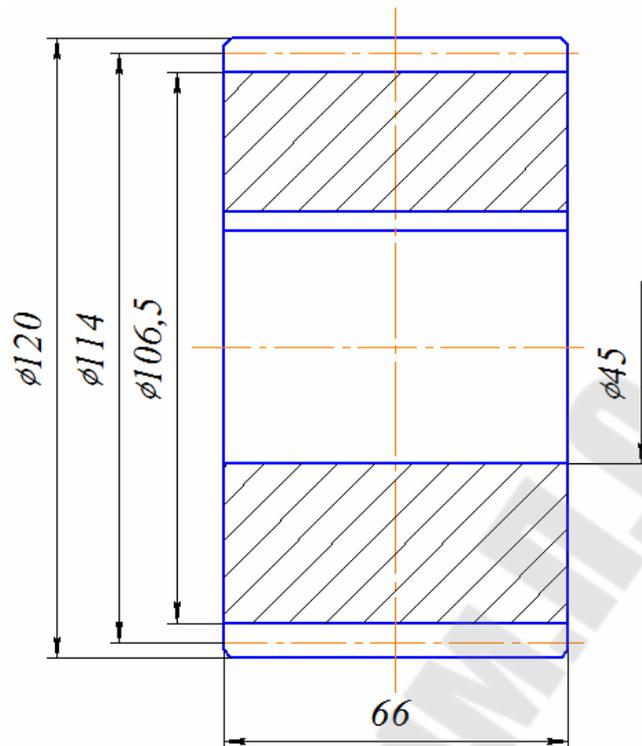


Рис. 3.5. Эскиз шестерни быстроходной ступени редуктора

### **Промежуточный вал.**

Шестерня.

$$d_3 = 96 \text{ мм}; \quad d_{a3} = 104 \text{ мм}; \quad d_{f3} = 86 \text{ мм}; \quad b_3 = 109 \text{ мм}.$$

Зубчатое колесо.

$$d_2 = 342 \text{ мм}; \quad d_{a2} = 348 \text{ мм}; \quad d_{f2} = 332,5 \text{ мм}; \quad b_2 = 61 \text{ мм}.$$

Диаметр ступицы определяется по формуле ([5], 5.1):

$$d_{\text{ст}2} = 1,6 \cdot 50 = 80 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_{\text{ст}2} = 80 \text{ мм}$ .

Длина ступицы определяется по формуле ([5], 5.2):

$$l_{\text{ст}2} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 50 = 60 \dots 75 \text{ мм}.$$

Принимаем  $l_{\text{ст}2} = 70 \text{ мм}$ .

Толщина обода (5.3):

$$\delta_0 = (2,5...4) \cdot 3,0 = 7,5...12 \text{ мм}; \text{ принимаем } \delta_0 = 12 \text{ мм}.$$

Толщина диска ([5], 5.4)

$$C = 0,3 \cdot 61 = 18,3 \text{ мм}; \text{ принимаем } C = 18 \text{ мм}.$$

Диаметр центральной окружности ([5], 5.5):

$$D_0 = 334,5 - 2 \cdot 12 = 310,5 \text{ мм};$$

$$D_{\text{отв}} = 0,5 \cdot (310,5 + 80) \approx 196 \text{ мм}.$$

Диаметр отверстий ([5], 5.6)

$$d_0 = \frac{310,5 - 80}{4} \approx 58 \text{ мм}.$$

Эскиз зубчатого колеса быстроходной ступени редуктора представлен на рис. 3.6.

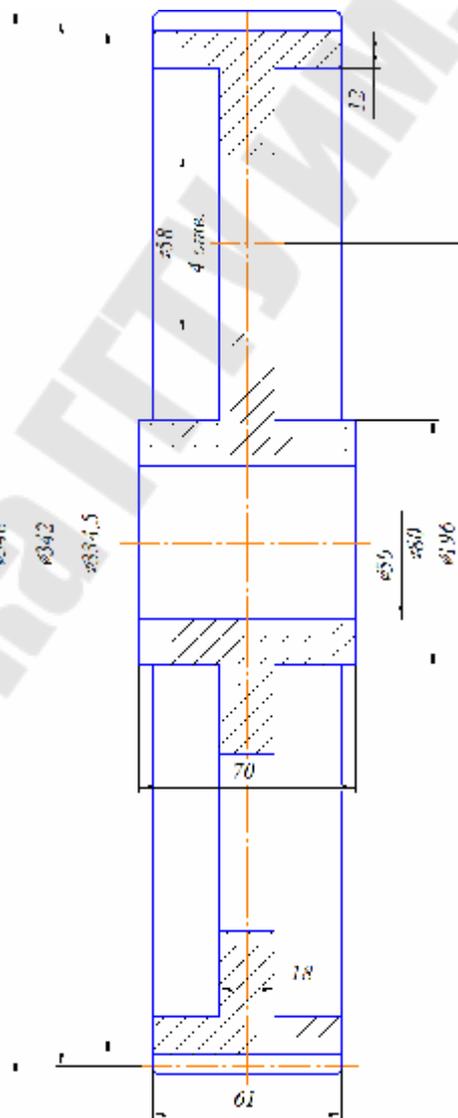


Рис. 3.6. Эскиз зубчатого колеса быстроходной ступени редуктора

Эскиз шестерни тихоходной ступени редуктора представлен на рис. 3.7.

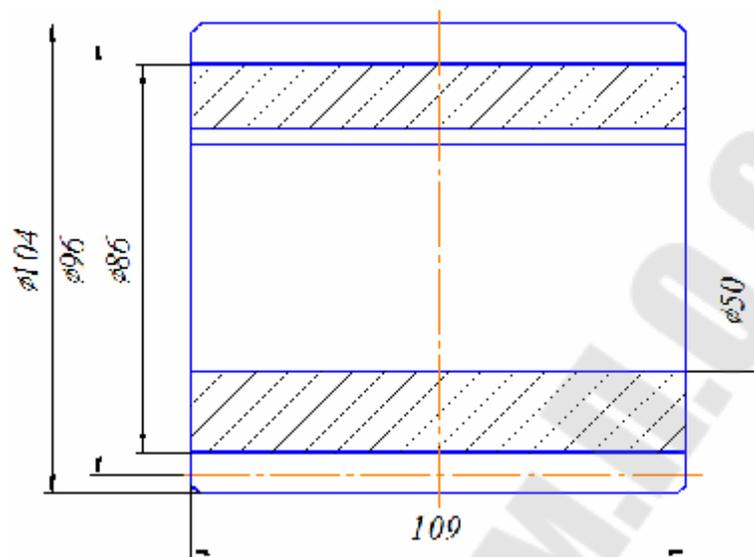


Рис. 3.7. Эскиз шестерни тихоходной ступени редуктора

### ***Ведомый (тихоходный) вал.***

Зубчатое колесо.

$$d_4 = 360 \text{ мм}; \quad d_{a4} = 368 \text{ мм}; \quad d_{f4} = 350 \text{ мм}; \quad b_4 = 104 \text{ мм}.$$

Диаметр ступицы

$$d_{\text{ст}4} = 1,6 \cdot 82 = 131,2 \text{ мм}.$$

Принимаем  $d_{\text{ст}4} = 140 \text{ мм}$ .

Длина ступицы

$$l_{\text{ст}4} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 80 = 96 \dots 120 \text{ мм}.$$

Принимаем  $l_{\text{ст}4} = 120 \text{ мм}$ .

Толщина обода

$$\delta_0 = (2,5 \dots 4) \cdot 4 = 10 \dots 16 \text{ мм}; \quad \text{принимаем } \delta_0 = 16 \text{ мм}.$$

Толщина диска

$$C = 0,3 \cdot 104 = 31,2 \text{ мм}; \quad \text{принимаем } C = 32 \text{ мм}.$$



### 3.7 Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора

Конструктивные размеры определяем в соответствии с данными ([5], табл. 6.1).

Толщина стенки корпуса и крышки редуктора

$$\delta = 0,025 \cdot 228 + 3 = 8,7 \text{ мм};$$

$$\delta_1 = 0,02 \cdot 228 + 3 = 7,6 \text{ мм};$$

принимаем  $\delta = 9 \text{ мм}$ ;  $\delta_1 = 8 \text{ мм}$ .

Толщина фланцев корпуса и крышки:

– верхнего пояса корпуса и пояса крышки

$$b = 1,5 \cdot \delta; \quad b = 1,5 \cdot 9 = 13,5 \text{ мм}; \text{ принимаем } b = 14 \text{ мм};$$

$$b_1 = 1,5 \cdot \delta_1; \quad b_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм};$$

– нижнего пояса корпуса

$$p = 2,35 \cdot \delta; \quad p = 2,35 \cdot 9 = 21,2 \text{ мм}.$$

Принимаем  $p = 22 \text{ мм}$ .

Диаметры болтов:

– фундаментных

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a_T + 12;$$

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot 228 + 12 = 18,8 \dots 20,2 \text{ мм};$$

принимаем болты с резьбой М20;

– крепящих крышку к корпусу у подшипников

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot d_1;$$

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot 20 = 14 \dots 15 \text{ мм};$$

принимаем болты М16;

– соединяющих крышку с корпусом

$$d_3 = (0,5...0,6) \cdot d_1;$$

$$d_3 = (0,5...0,6) \cdot 20 = 10...12 \text{ мм};$$

принимаем болты М12.

### 3.8 Первый этап эскизной компоновки редуктора

Первый этап служит для приближенного определения положения зубчатых колес, полумуфты и ведомого шкива открытой клиноременной передачи относительно опор для последующего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Компоновочный чертеж выполняем в масштабе 1:1.

Проводим горизонтальную линию, а затем три осевые вертикальные линии – оси валов на расстоянии  $a_{\text{вб}} = 228$  мм и  $a_{\text{вт}} = 228$  мм.

Перед вычерчиванием контуров зубчатых колес определяем следующие размеры:

а) принимаем зазор между торцом ступиц зубчатых колес и внутренней стенкой корпуса  $A_1 = 1,2 \cdot \delta = 1,2 \cdot 9 = 10,8$  мм; принимаем  $A_1 = 11$  мм;

б) принимаем зазор от окружности вершин зубьев тихоходного зубчатого колеса до внутренней стенки корпуса  $A = \delta = 9$  мм.

в) расстояние от торца подшипника качения тихоходной ступени до внутренней стенки корпуса редуктора принимаем равным  $A = \delta = 9$  мм;

г) расстояние между наружным кольцом подшипника ведущего вала и внутренней стенкой корпуса  $A = \delta = 9$  мм; если диаметр окружности вершин зубьев шестерни окажется больше наружного диаметра подшипника, то расстояние  $A$  надо брать от шестерни.

Вычерчиваем шестерни и зубчатые колеса:

а) проводим осевую линию тихоходной передачи и вычерчиваем шестерню и колесо по геометрическим размерам  $b_3, b_4, d_3, d_4, d_{a3}, d_{a4}, d_{f3}, d_{f4}$ ; длина ступицы  $l_{\text{ст4}}$  превышает  $b_4$ , поэтому размещаем венец зубчатого колеса  $b_4$ , например, симметрично  $l_{\text{ст4}}$ ;

б) на расстоянии  $A_2$  проводим контур зубчатого колеса быстроходной ступени по размерам  $b_2, d_2, d_{a2}, d_{f2}$  с симметричным расположением размера  $l_{ct2}$  относительно  $b_2$ ; затем в зацеплении с шестерней 1 формируем контур шестерни по  $b_1, d_1, d_{a1}, d_{f1}$ ;

в) на расстоянии зазора  $A_1$  от ступицы  $l_{ct2}$ , зазора  $A$  от вершины зубьев колеса  $d_{a4}$  и от диаметра  $D$  подшипника быстроходной ступени, проводим внутреннюю стенку корпуса редуктора;

г) на расстоянии  $A$  на валу промежуточной ступени размещаем подшипник и проводим осевую линию и относительно ее оформляем подшипники быстроходной ступени;

г) на расстоянии  $A$  на валу тихоходной ступени размещаем подшипник и проводим осевую линию и относительно ее оформляем остальные подшипники;

д) ширину гнезда под подшипники оформляем конструктивно.

Предварительно намечаем радиальные шарикоподшипники средней серии для ведущего, промежуточного и ведомого валов ([3], табл. 24.10).

Характеристика подшипников представлена в табл. 3.8.

Таблица 3.8

Характеристика подшипников

Условное обозначение подшипника	$d$	$D$	$T$	$B/c$	$C$	$C_0$	$e$
	мм				кН		
307	35	80	–	21/–	33,2	18,0	–
309	45	100	–	25/–	52,7	30,0	–
314	70	150	–	35/–	104,0	63,0	–

Для смазки подшипников принимаем пластичный смазочный материал. Для предотвращения вытекания смазки внутрь корпуса и вымывания пластичного смазочного материала жидким маслом из зоны зацепления устанавливаем мазеудерживающие кольца.

Измерением устанавливаем расстояние  $l_1 = 95$  мм, определяющее положение шкива клиноременной передачи относительно ближайшей опоры ведущего вала, а также расстояние  $l_2 = 119$  мм, определяющее положение полумуфты относительно ближайшей опоры ведомого вала.

Компоновочная схема соосного редуктора представлена на рис. П.1.8.

После выполнения компоновочной схемы редуктора (см. рис. П.1.8) дальнейшие расчеты в подразделах 3.9 – 3.15 ведем по методике, представленной в подразделах 1.9 – 1.15 и данным, относящимся к проектируемому редуктору.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Акулов Н.В., Коновалов Э.Я. Разработка привода с одноступенчатым приводом: практ. руководство. – Гомель: ГГТУ, 2005. – 152 с.
2. Акулов Н.В., Глушак Е.М. Расчет и конструирование открытых механических передач: метод. указания к курсовому проекту. – Гомель: ГГТУ, 2009. – 47 с.
3. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие. – М.: Высш. шк, 2000. – 447 с.
4. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие/ С.А. Чернавский и др. – М.: Машиностроение, 1987. – 416 с.
5. Проектирование механического привода с многоступенчатым приводом. Цилиндрические редукторы: учеб.-метод. пособие к курсовому проектированию по дисциплине «Детали машин»/А.И. Столяров, Н.В. Акулов. – Гомель: ГГТУ им. П.О. Сухого, 2017. – 76с.
6. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. – Калининград: Янтар. сказ, 2002. – 454 с.

## ПРИЛОЖЕНИЕ

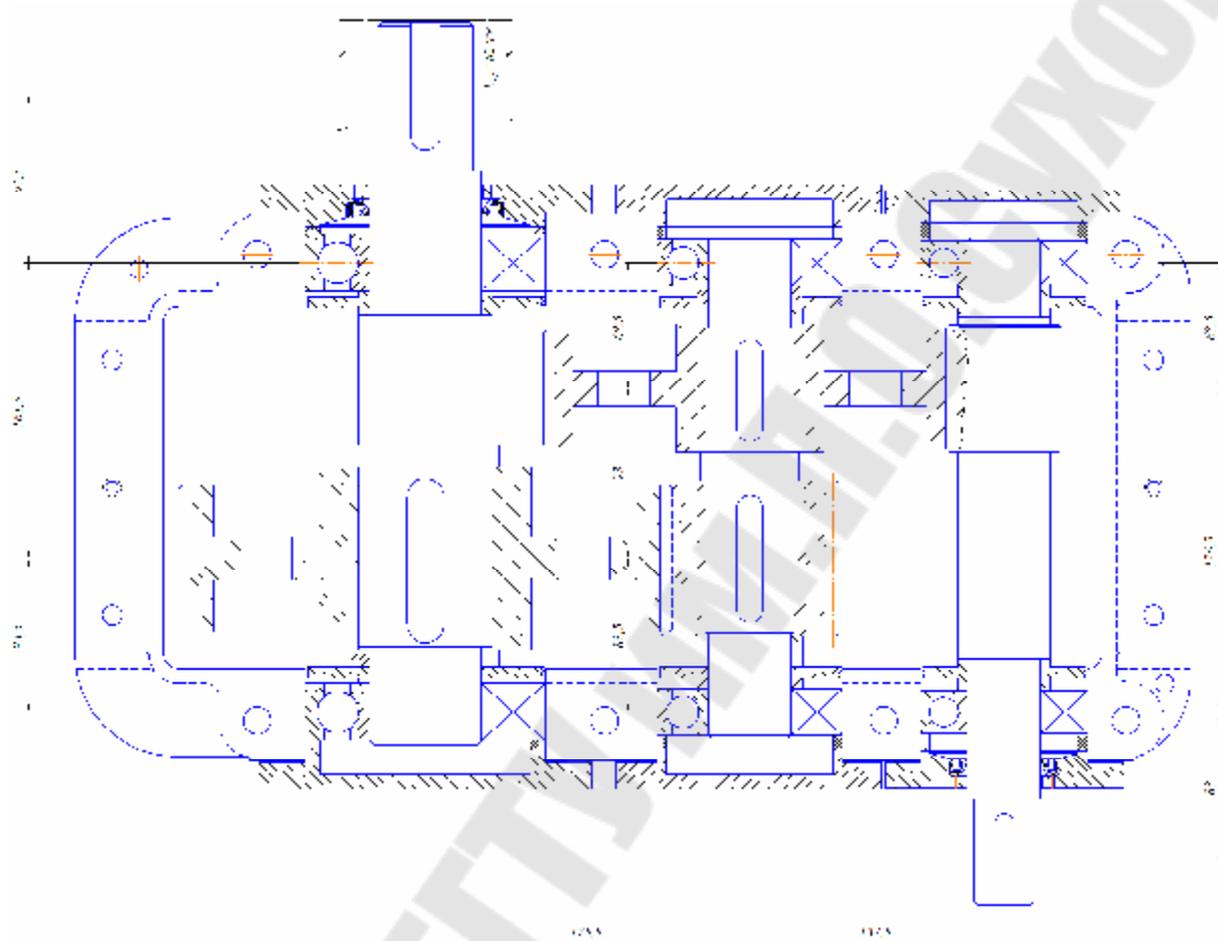


Рис. П1.1. Компоновочная схема двухступенчатого цилиндрического редуктора

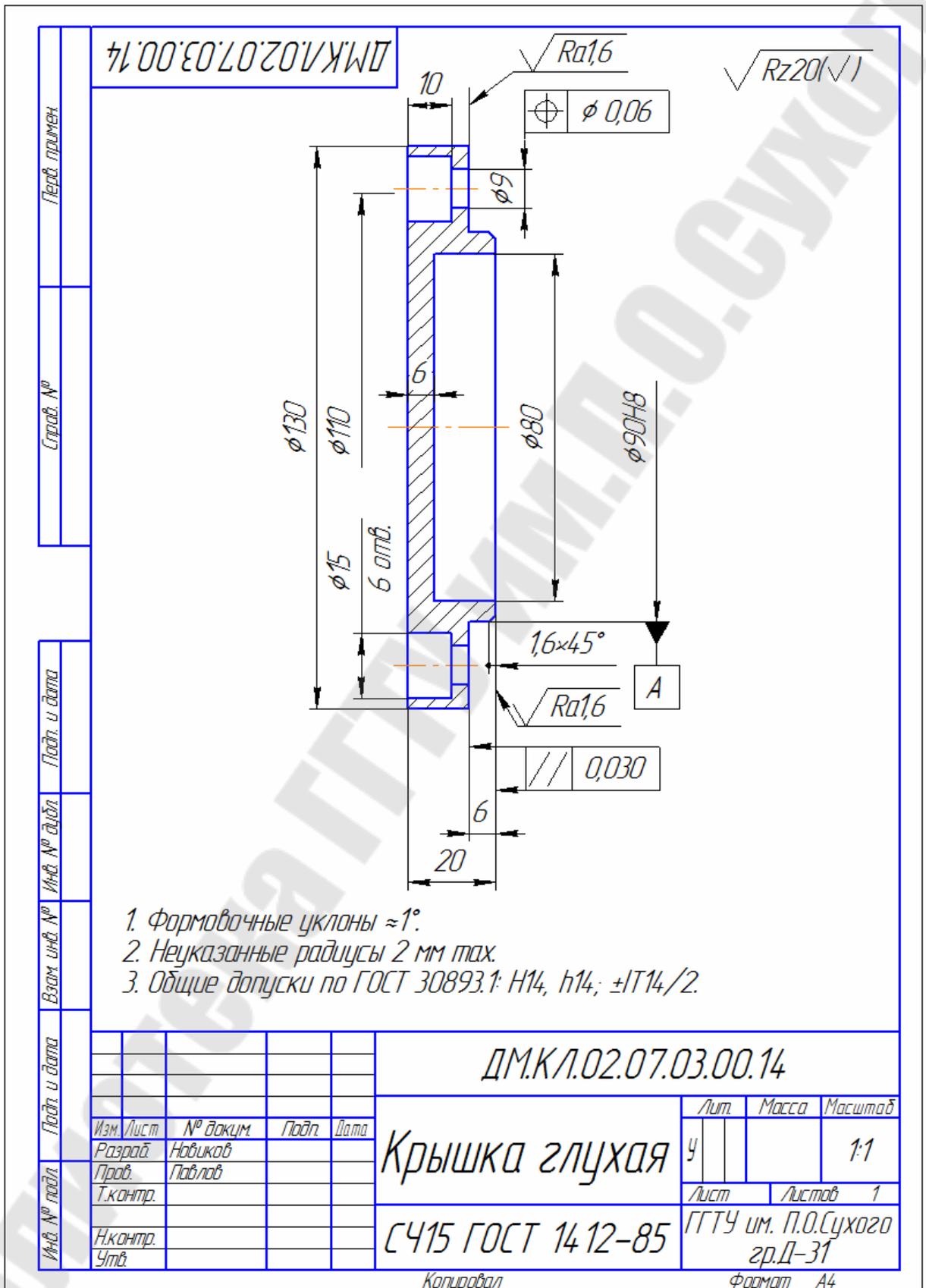




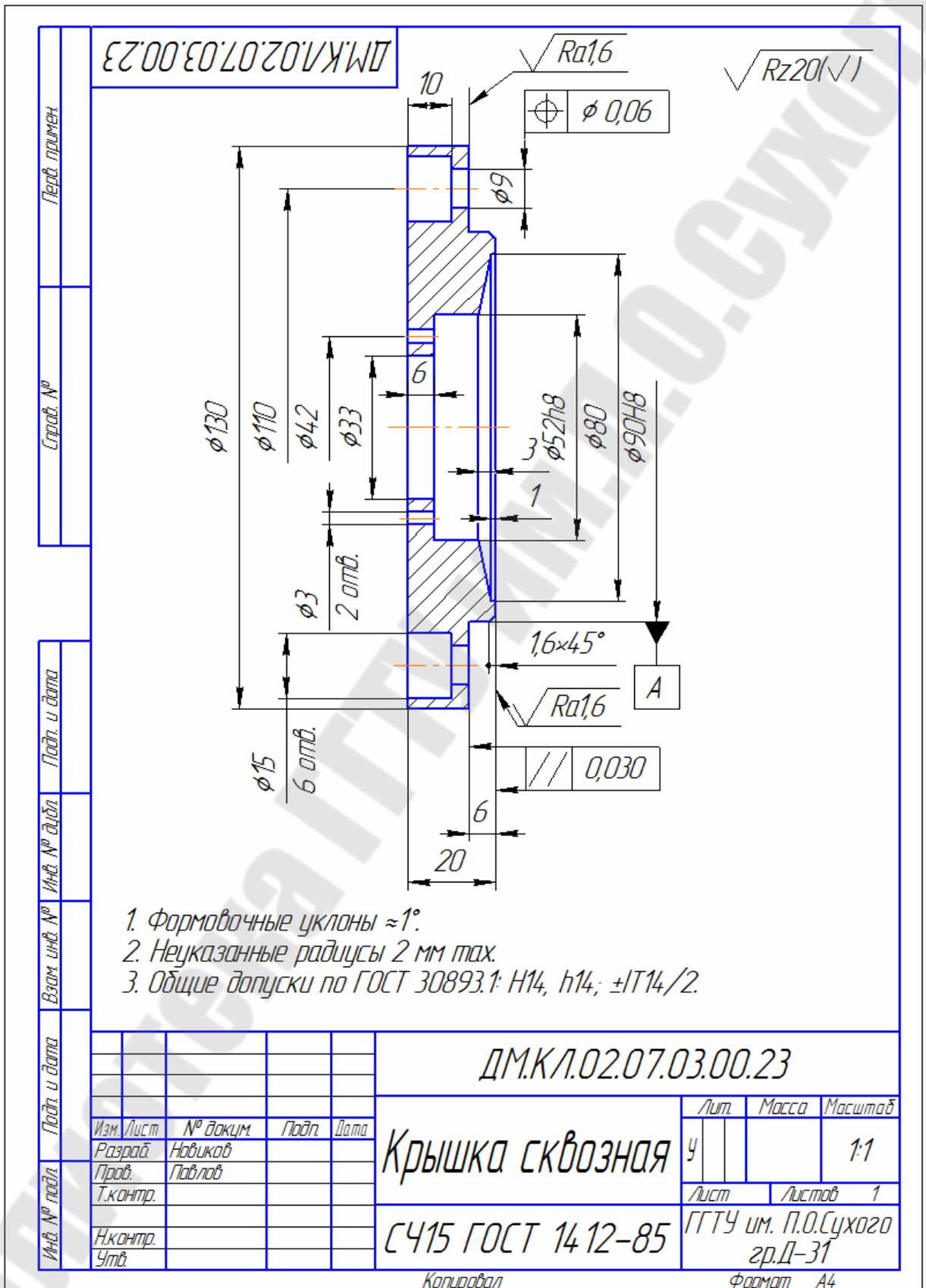








Продолжение рис. П.1.4.



Продолжение рис. П.1.4.



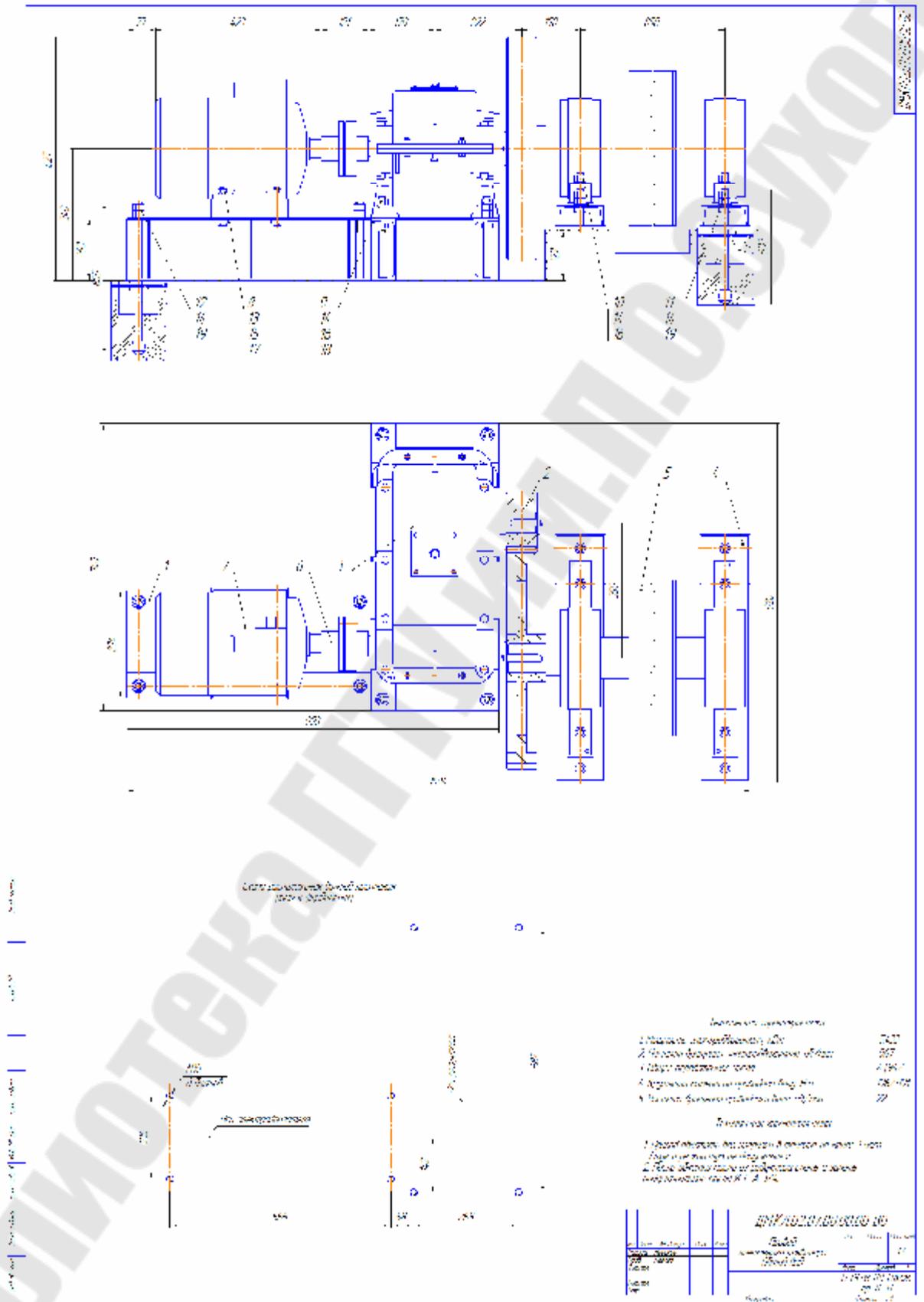


Рис. П.1.5. Чертеж привода ленточного конвейера. Общий вид

Форм.	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<u>Документация</u>		
А1			ДМ.КЛ.02.01.00.00.00 ВО	Чертеж общего вида		
			ДМ.КЛ.02.07.00 ПЗ	Пояснительная записка		
				<u>Сборочные единицы</u>		
		1	ДМ.КЛ.02.07.01.00.00 СБ	Рама	1	
		2	ДМ.КЛ.02.07.02.00.00 СБ	Передача цилиндрическая	1	
		3	ДМ.КЛ.02.07.03.00.00 СБ	Редуктор	1	
		4	ДМ.КЛ.02.07.04.00.00 СБ	Рама	1	
		5	ДМ.КЛ.02.07.05.00.00 СБ	Вал приводной	1	
				<u>Стандартные изделия</u>		
		6		Муфта МУВП	1	
				ГОСТ 21425-93		
		7		Электродвигатель 4А132S6	1	
				ГОСТ 19523-81		
				Болт ГОСТ 7798-70		
		8		M12-8g × 90.66.029	4	
		9		M18-8g × 70.66.029	4	
		10		M18-8g × 100.66.029	4	
				Болт ГОСТ 24379.1-80		
		11		6.3 M18×1,5 × 600	4	
		12		6.3 M18×1,5 × 800	8	
				Гайка ГОСТ 5916-70		
		13		M12-6H.5	4	
				ДМ.КЛ.02.07.00.00.00 ВО		
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб.		Новиков			Лит.	Лист
Провер.		Павлов			У	1
						2
					Привод ленточного конвейера Общий вид	
					ГГТУ им. П.О. Сухого гр. Д-31	

Рис. П.1.6. Спецификация к чертежу, изображенному на рис. П.1.5.



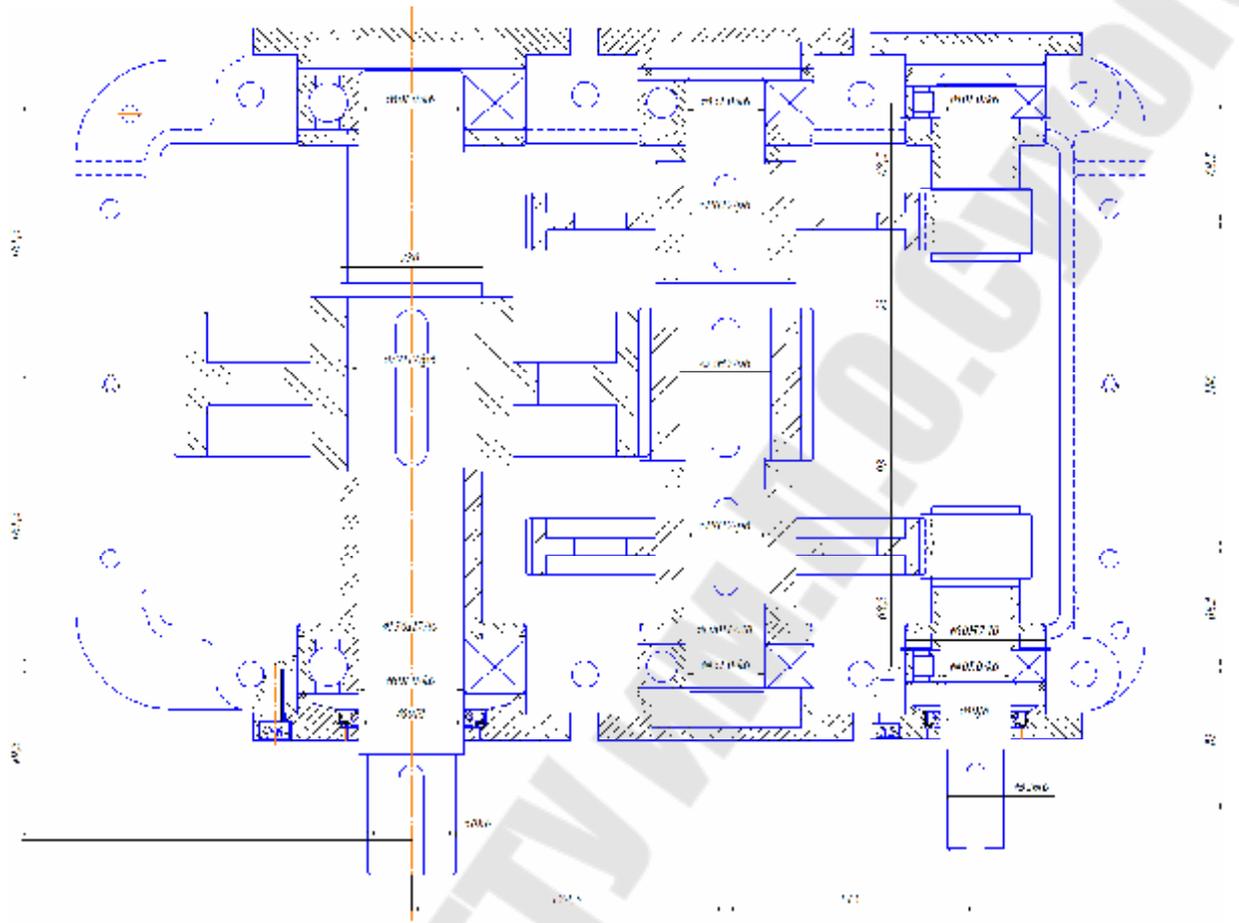


Рис. П.1.7. Компоновочная схема двухступенчатого цилиндрического редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью

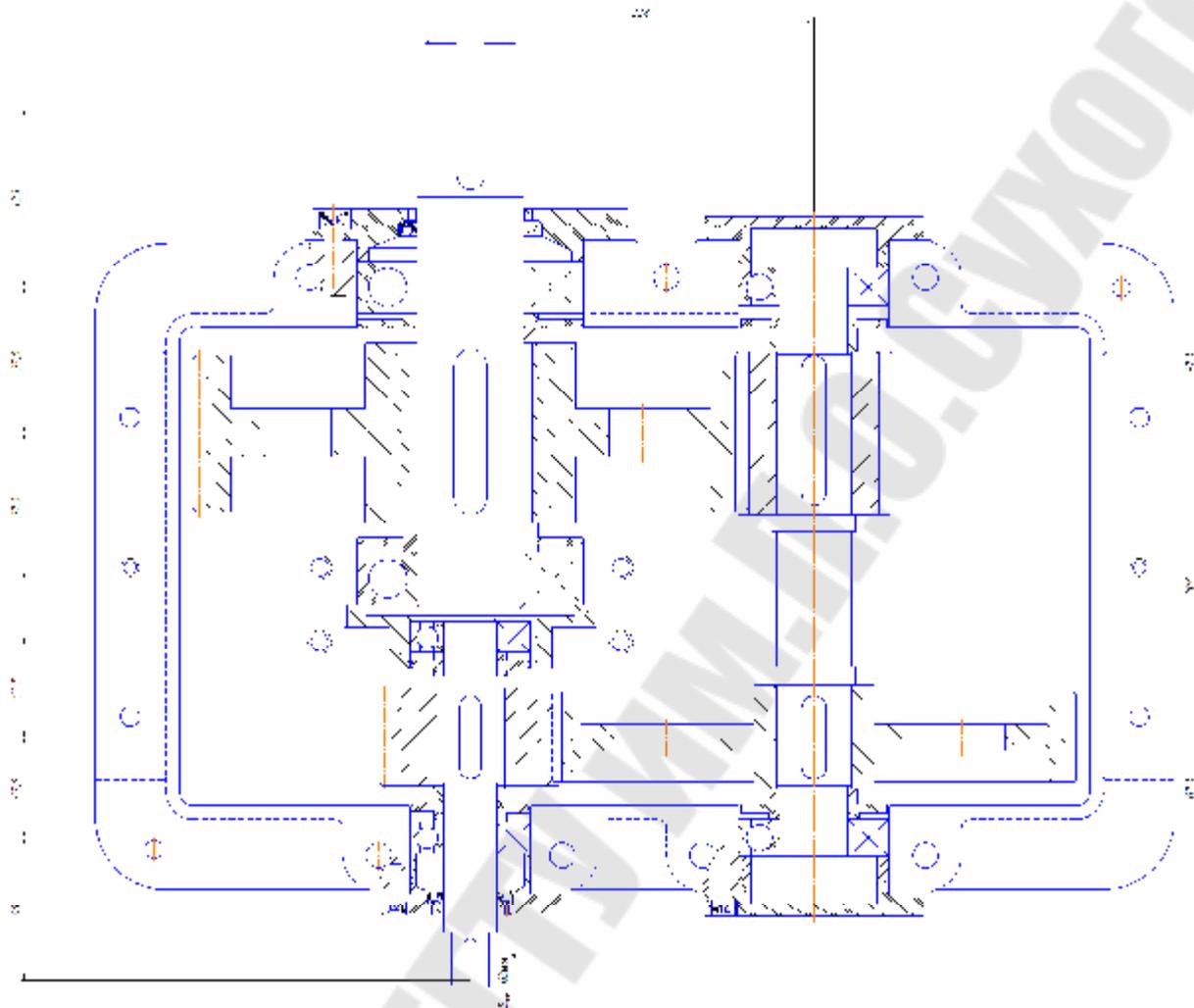


Рис. П.1.8. Компоновочная схема соосного редуктора

## СОДЕРЖАНИЕ

Предисловие .....	3
1. Расчет параметров зацепления двухступенчатого цилиндрического редуктора, выполненного по развернутой схеме ..	4
1.1. Энергетический и кинематический расчеты привода .....	4
1.2. Расчет тихоходной ступени редуктора .....	9
1.3. Расчет быстроходной ступени редуктора .....	26
1.4. Расчет открытой цилиндрической передачи	36
1.5. Предварительный расчет валов. Выбор муфты	42
1.6. Конструктивные размеры шестерен и зубчатых колес	46
1.7. Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора	49
1.8. Первый этап эскизной компоновки редуктора	51
1.9. Проверка долговечности подшипников по динамической грузоподъемности	53
1.10. Второй этап эскизной компоновки редуктора	63
1.11. Проверка прочности шпоночных соединений	64
1.12. Уточненный расчет тихоходного вала	65
1.13. Выбор и назначение посадок основных деталей редуктора ..	70
1.14. Смазка редуктора	70
1.15. Сборка редуктора	71
1.16. Графическая часть	72
2. Расчет параметров зацепления двухступенчатого цилиндрического редуктора с раздвоенной быстроходной ступенью	73
2.1. Энергетический и кинематический расчеты привода	73
2.2. Расчет тихоходной ступени редуктора	77
2.3. Расчет быстроходной ступени редуктора	92
2.4. Расчет открытой цепной передачи	104
2.5. Предварительный расчет валов. Выбор муфты	104
2.6. Конструктивные размеры шестерен и зубчатых колес	106
2.7. Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора	110
2.8. Первый этап эскизной компоновки редуктора	112
3. Расчет параметров зацепления соосного редуктора	114
3.1. Энергетический и кинематический расчеты привода	114
3.2. Расчет тихоходной ступени редуктора	118
3.3. Расчет быстроходной ступени редуктора	128
3.4. Расчет открытой клиноременной передачи	139
3.5. Предварительный расчет валов. Выбор муфты	139
3.6. Конструктивные размеры шестерен и зубчатых колес	141

3.7. Конструктивные размеры корпуса и крышки редуктора	146
3.8. Первый этап эскизной компоновки редуктора	147
Литература	150
Приложение	151

**Акулов Николай Владимирович**

**ПРОЕКТИРОВАНИЕ МНОГОСТУПЕНЧАТЫХ  
ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ РЕДУКТОРОВ.  
ПРИМЕРЫ РАСЧЕТА**

**Учебно-методическое пособие  
у курсовому проектированию по дисциплине  
«Детали машин» для студентов специальностей  
1-36 01 01 «Технология машиностроения»  
и 1-36 12 01 «Проектирование и производство  
сельскохозяйственной техники»  
дневной и заочной форм обучения**

Подписано к размещению в электронную библиотеку  
ГГТУ им. П. О. Сухого в качестве электронного  
учебно-методического документа 03.04.19.

Рег. № 34Е.

<http://www.gstu.by>