

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации  
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение  
высшего образования  
«Брянский государственный аграрный университет»

Инженерно-технологический институт

Кафедра технического сервиса

В.В. Никитин, Н.В. Синяя

## РАСЧЕТ ПРИВОДА, СОДЕРЖАЩЕГО ЧЕРВЯЧНЫЙ РЕДУКТОР

*Учебное пособие для студентов  
Инженерно-технологического института,  
осваивающих образовательные программы бакалавриата  
по направлениям подготовки 35.03.06 Агроинженерия и  
23.03.02 Наземные транспортно-технологические комплексы*

Брянская область, 2022

УДК 621.833.38 (076)  
ББК 34.447  
Н 62

Никитин, В. В. Расчет привода, содержащего червячный редуктора: учебное пособие для студентов инженерно-технологического института, осваивающих образовательные программы бакалавриата по направлениям подготовки 35.03.06 Агроинженерия и 23.03.02 Наземные транспортно-технологические комплексы / В. В. Никитин, Н. В. Синяя. – Брянск: Изд-во Брянский ГАУ, 2022. – 189 с.

В учебном пособии приведен пример расчета механических передач, содержащих червячный редуктор. Приводится графическая часть и справочные данные, необходимые для его расчета.

Учебное пособие предназначено для практической и самостоятельной работы студентов по дисциплине «Детали машин и основы конструирования, подъемно-транспортные машины», при выполнении курсовых проектов и расчетно-графических работ для студентов высших учебных заведений квалификации бакалавр по направлениям подготовки 35.03.06 Агроинженерия и 23.03.02 Наземные транспортно-технологические комплексы.

**Рецензент:** Купреенко А.И. – д.т.н., профессор, директор инженерно-технологического института Брянского ГАУ.

Рекомендовано методической комиссией инженерно-технологического института Брянского государственного аграрного университета, протокол № 1 от 28.09.2022 года.

© Брянский ГАУ, 2022  
© Никитин В.В., 2022  
© Синяя Н.В., 2022

## Содержание

Введение .....	4
<b>Задача № 1.</b> Спроектировать привод к ленточному транспортеру для зерносклада. .....	5
1 Кинематический расчет привода .....	5
2 Расчет закрытой червячной передачи .....	7
3 Предварительный (ориентировочный) расчет валов и эскизная компоновка редуктора.....	12
4 Тепловой расчет червячного редуктора.....	33
5 Проверочный расчет шпонок .....	33
6 Выбор способа смазки .....	34
7 Выбор муфт.....	35
<b>Задача № 2.</b> Привод к цепному транспортеру для бахчевых культур. ....	42
1 Кинематический расчет привода .....	42
2 Расчет закрытой червячной передачи .....	44
3 Расчет клиноременной передачи .....	49
4 Предварительный (ориентировочный) расчет валов и эскизная компоновка редуктора.....	53
5 Тепловой расчет червячного редуктора.....	74
6 Проверочный расчет шпонок .....	75
7 Выбор способа смазки .....	76
<b>Задача № 3.</b> Спроектировать привод к ленточному транспортеру для корнеплодов. .....	83
1 Кинематический расчет привода .....	83
2 Расчет закрытой червячной передачи .....	85
3 Расчет цепной передачи.....	90
4 Предварительный (ориентировочный) расчет валов и эскизная компоновка редуктора.....	96
5 Тепловой расчет червячного редуктора.....	117
6 Проверочный расчет шпонок .....	117
7 Выбор способа смазки .....	118
8. Выбор муфт.....	119
<b>Задача № 4.</b> Спроектировать привод к ленточному транспортеру для ремзавода. .....	126
1 Кинематический расчет привода .....	126
2 Расчет закрытой червячной передачи .....	128
3 Расчет открытой зубчатой передачи .....	133
4 Предварительный (ориентировочный) расчет валов и эскизная компоновка редуктора.....	139
5 Тепловой расчет червячного редуктора.....	161
6 Проверочный расчет шпонок .....	162
7 Выбор способа смазки .....	163
8 Выбор муфт.....	163
Приложение .....	170
Литература.....	188

## ВВЕДЕНИЕ

Курс деталей машин завершает цикл общетехнических дисциплин и обязывает студента активно использовать знания из ряда предыдущих дисциплин для решения инженерных задач. Так для определения усилий, действующих на звенья механизма, потерь на трение, исследования кинематики необходимы сведения из курсов теоретической механики и ТММ; расчеты прочности и деформаций базируются на данных курса сопротивления материалов. Выбор материалов деталей машин, вида термообработки, способа изготовления, рациональных форм, назначение размеров и их точности основывается на сведениях из курсов материаловедения, технологии материалов и т.д.

Учебный курс деталей машин преподают на инженерных факультетах всех вузов, включая сельскохозяйственные. Им завершается общетехническая подготовка студентов. Именно выполняя свой первый проект, будущий инженер приобретает навыки конструирования техники. Конструирование представляет собой творческий поиск оптимального варианта структурного синтеза механизма (машины), материалов, форм и размеров деталей, а также установление взаимосвязи различных элементов для реализации требований технического задания с учетом достижений науки и техники и возможностей промышленности.

В основу методики работы над проектом положено его деление на ряд последовательно решаемых задач. Это систематизирует работу над проектом; создается необходимая ритмичность его выполнения, которая обеспечивает своевременность, как сдачи отдельных задач, так и защиты проекта.

Значение курса деталей машин можно выразить так: «Нельзя построить ни одну машину, не умея конструировать, рассчитывать и изготавливать ее детали».

Предлагаемое методическое пособие предназначено для выполнения курсового и дипломных проектов, но может быть использовано и в реальной производственной деятельности инженеров, занимающихся конструированием, эксплуатацией и ремонтом сельскохозяйственной техники.

**Задача № 1.** Спроектировать привод к ленточному транспортеру для зерносклада.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

$P_{\text{вых}}(P_2)=2 \text{ кВт}$  – мощность на выходном валу привода;

$\omega_{\text{вых}}(\omega_2)=5 \text{ с}^{-1}$  – угловая скорость на выходном валу привода;

$L_h=5000 \text{ ч}$  – срок службы привода.

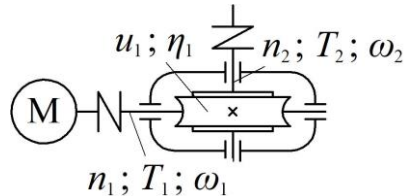


Рисунок 1 – Схема привода

## 1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

1.1 Вращающий момент на выходном валу привода

$$T_{\text{вых}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\omega_{\text{вых}}} = \frac{2 \cdot 10^3}{5} = 400 \text{ Нм.}$$

1.2 Мощность на быстроходном валу привода

$$P_1 = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}},$$

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

Общий КПД привода определим следующим образом [приложение, табл. 1]

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_m \cdot \eta_1 \cdot \eta_n^2,$$

где  $\eta_m$  – КПД муфты, равный 0,98...0,99;

$\eta_1$  – КПД червячной передачи, равный 0,80...0,85;

$\eta_n$  – КПД пары подшипников, равный 0,99...0,995 [приложение, табл. 1];

[1, стр. 42, табл. 2.2].

Принимаем  $\eta_m=0,98$ ;  $\eta_1=0,85$ ;  $\eta_n=0,99$ .

Подставив все составляющие в формулу, получим

$$\eta_{\text{общ}} = 0,98 \cdot 0,85 \cdot 0,99^2 = 0,82.$$

Тогда мощность на быстроходном валу привода составит

$$P_1 = \frac{2 \cdot 10^3}{0,82} = 2439,02 \text{ Вт} = 2,44 \text{ кВт.}$$

1.3 Выбор электродвигателя

Принимаем электродвигатель 4АМ112МА6УЗ ближайшей большей мощностью  $P_{\text{ном}}=P_1=3 \text{ кВт}$ , синхронной частотой вращения  $n_c=1000 \text{ мин}^{-1}$ , номинальной частотой вращения  $n_{\text{ном}}=n_1=955 \text{ мин}^{-1}$  [приложение, табл. 4]; [1, стр. 406, табл. К9]; [2, стр. 385, приложение 1].

#### 1.4 Общее передаточное число привода

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{вых}}},$$

где  $n_{\text{ном}}$  – номинальная частота вращения вала электродвигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  
 $n_{\text{вых}}$  – частота вращения на выходном валу привода,  $\text{мин}^{-1}$ .

$$n_{\text{вых}} = \frac{\omega_{\text{вых}} \cdot 30}{\pi};$$

где  $\omega_{\text{вых}}$  – угловая скорость на выходном валу привода,  $\text{с}^{-1}$ .

$$n_{\text{вых}} = \frac{5 \cdot 30}{3,14} = 47,75 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда общее передаточное число привода составит

$$u_{\text{общ}} = \frac{955}{47,75} = 20.$$

#### 1.5 Разбивка общего передаточного числа привода по ступеням

$$u_{\text{общ}} = u_1,$$

где  $u_1$  – передаточное число червячной передачи.

Принимаем  $u_1=20$  [приложение, табл. 3]; [1, стр. 45, табл. 2.3]; [2, стр. 48, табл. 4.2].

Тогда

$$u_{\text{общ}} = u_1 = 20.$$

#### 1.6 Частоты вращения, угловые скорости и вращающие моменты на валах привода

Частоты вращения

$$n_1 = n_{\text{ном}} = 955 \text{ мин}^{-1};$$
$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{955}{20} = 47,75 \text{ мин}^{-1}.$$

Угловые скорости

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 955}{30} = 100,01 \text{ с}^{-1};$$
$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1} = \frac{100,01}{20} = 5 \text{ с}^{-1}.$$

Вращающие моменты

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{2439,02}{100,01} = 24,39 \text{ Нм};$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_1 \cdot \eta_n^2 = 24,39 \cdot 20 \cdot 0,98 \cdot 0,85 \cdot 0,99^2 = 398,25 \text{ Нм}.$$

Определим погрешность вращающего момента на выходном валу привода

$$\Delta T = \frac{|T_{\text{вых}} - T_2|}{T_{\text{вых}}} \cdot 100\% \leq 5\%;$$
$$\Delta T = \frac{|400 - 398,25|}{400} \cdot 100\% = 0,44\% < 5\%.$$

Определим погрешность угловой скорости на выходном валу привода

$$\Delta\omega = \frac{|\omega_{\text{вых}} - \omega_2|}{\omega_{\text{вых}}} \cdot 100\% \leq 5\%;$$

$$\Delta\omega = \frac{|5 - 5|}{5} \cdot 100\% = 0\% < 5\%.$$

Расчет величин  $T_2$  и  $\omega_2$  одновременно выполняет роль проверки. Некоторая разница этих параметров в сравнении с заданием возможна в результате округления величин в процессе расчетов.

Оба условия выполняются.

Кинематические параметры привода определены. Приступим к расчетам червячной передачи.

## 2 РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 2.1 Выбор материала червяка

Считаем, что червяк изготавливается из стали 40Х твердостью  $\geq 45$  HRC, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ [приложение, табл. 6]; [1, стр. 52, табл. 3.1].

### 2.2 Скорость скольжения

$$v_s = \frac{4,3 \cdot \omega_2 \cdot u_1}{10^3} \cdot \sqrt[3]{T_2},$$

где  $\omega_2$  – угловая скорость на валу червячного колеса,  $c^{-1}$ ;

$u_1$  – передаточное число червячной передачи;

$T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса,  $Нм$ .

$$v_s = \frac{4,3 \cdot 5 \cdot 20}{10^3} \cdot \sqrt[3]{398,25} = 3,16 \text{ м/с}.$$

2.3 В соответствии со скоростью скольжения из II группы принимаем бронзу БрА9Ж3Л, полученную способом центробежного литья, у которой предел прочности на растяжение  $\sigma_B=530$  МПа; предел текучести  $\sigma_T=245$  МПа [приложение, табл. 7]; [1, стр. 57, табл. 3.5].

2.4 Для материала венца червячного колеса определим допускаемые контактные  $[\sigma]_H$  и изгибные  $[\sigma]_F$  напряжения [приложение, табл. 8]; [1, стр. 58, табл. 3.6].

а) При твердости витков червяка  $\geq 45$  HRC

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot v_s = 300 - 25 \cdot 3,16 = 221 \text{ МПа}.$$

б) Для нереверсивной передачи

$$[\sigma]_F = (0,08 \cdot \sigma_B + 0,25 \cdot \sigma_T) \cdot K_{FL},$$

где  $K_{FL}$  – коэффициент долговечности при расчете на изгиб;

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}},$$

где  $N$  – число циклов нагружения зубьев червячного колеса.

$$N = 573 \cdot \omega_2 \cdot L_h,$$

где  $\omega_2$  – угловая скорость на валу червячного колеса,  $c^{-1}$ ;

$L_h$  – срок службы привода, ч.

$$N = 573 \cdot 5 \cdot 5000 = 14,33 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Если  $N < 10^6$ , то его принимают равным  $10^6$ . Если  $N > 25 \cdot 10^7$ , то  $N$  принимают равным  $25 \cdot 10^7$  [1, стр. 58].

Коэффициент долговечности равен

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{14,33 \cdot 10^6}} = 0,74.$$

Тогда допускаемые напряжения изгиба составят

$$[\sigma]_F = (0,08 \cdot 530 + 0,25 \cdot 245) \cdot 0,74 = 76,7 \text{ МПа.}$$

2.5 Определить межосевое расстояние передачи

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{[\sigma]_H^2}},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса,  $Нм$ ;

$[\sigma]_H$  – допускаемое контактное напряжение материала червячного колеса,  $МПа$ .

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{398,25 \cdot 10^3}{221^2}} = 122,78 \text{ мм.}$$

На основании ГОСТ 2144-87 полученное значение межосевого расстояния округлим до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров.

Принимаем  $a_w = 125$  мм [приложение, табл. 9]; [2, стр. 103].

2.6 Выбрать число витков червяка [приложение, табл. 10]

Так как  $u_1 = 20$ ; то  $z_1 = 2$ .

2.7 Определить число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u_1 = 2 \cdot 20 = 40.$$

При необходимости полученное значение  $z_2$  округлить в меньшую сторону до целого числа. Из условия отсутствия подрезания зубьев рекомендуется  $z_2 \geq 40 \dots 60$  [1, стр. 74].

2.8 Определить модуль зацепления

$$m = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{a_w}{z_2} = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{125}{40} = 4,69 \dots 5,31 \text{ мм.}$$

Полученное значение  $m$  округлим в большую сторону до стандартного.

Принимаем  $m = 5$  мм [приложение, табл. 11].

2.9 Коэффициент диаметра червяка

$$q = (0,212 \dots 0,25) \cdot z_2 = (0,212 \dots 0,25) \cdot 40 = 8,48 \dots 10.$$

Полученное значение  $q$  округлим до стандартного.

Принимаем  $q = 10$  [приложение, табл. 12].

2.10 Определить коэффициент смещения инструмента

$$x = \left( \frac{a_w}{m} \right) - 0,5 \cdot (q + z_2) = \left( \frac{125}{5} \right) - 0,5 \cdot (10 + 40) = 0.$$

По условию неподрезания и незаострения зубьев колеса значение  $x$  допускается до  $-1 \leq x \leq +1$ . Если при расчете  $x$  это условие не выполняется, то следует варьировать значениями  $q$  и  $z_2$ .



2.11 Определить фактическое передаточное число  $u_\phi$  и проверить его отклонение  $\Delta u$  от заданного  $u_1$

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{2} = 20;$$

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u_1|}{u_1} \cdot 100\% \leq 4\% ;$$

$$\Delta u = \frac{|20 - 20|}{20} \cdot 100\% = 0\% < 4\% .$$

2.12 Фактическое значение межосевого расстояния

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2 + 2x) = 0,5 \cdot 5 \cdot (10 + 40 + 2 \cdot 0) = 125 \text{ мм} .$$

2.13 Основные геометрические размеры передачи (рис. 2):

а) Для червяка

- делительный диаметр

$$d_1 = m \cdot q = 5 \cdot 10 = 50 \text{ мм} ;$$

- начальный диаметр

$$d_{w1} = m \cdot (q + 2x) = 5 \cdot (10 + 2 \cdot 0) = 50 \text{ мм} ;$$

- диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 50 + 2 \cdot 5 = 60 \text{ мм} ;$$

- диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 50 - 2,4 \cdot 5 = 38 \text{ мм} ;$$

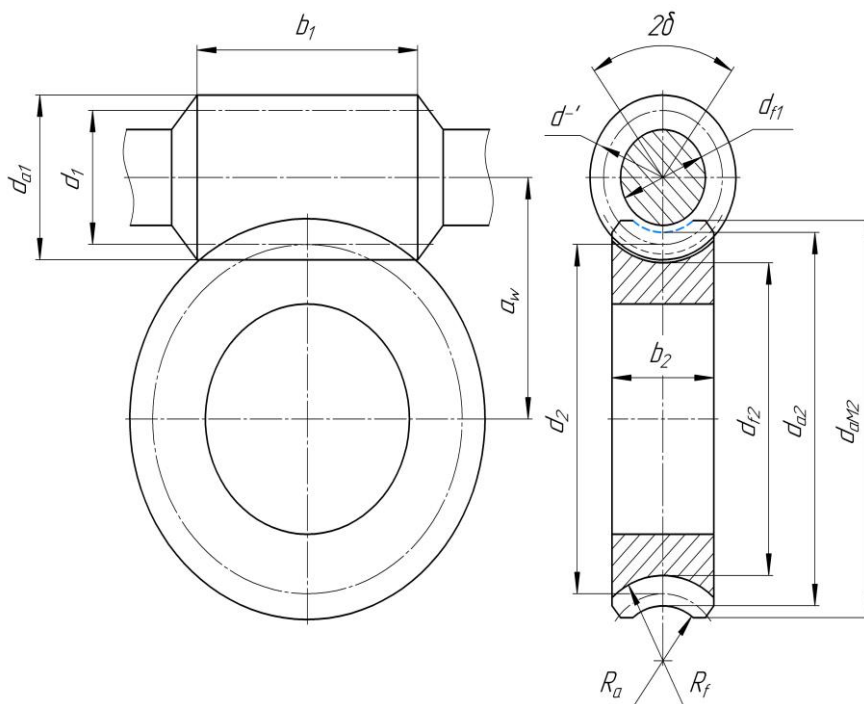


Рисунок 2 – Геометрические параметры червячной передачи

- угол подъема линии витков по делительному цилиндру

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arctg\left(\frac{2}{10}\right) = 11,31^\circ ;$$

- длина нарезной части

$$b_1 = (10 + 5,5 \cdot |x| + z_1) \cdot m + C,$$

где  $x$  – коэффициент смещения;

$m$  – модуль зацепления, мм;

$C$  – коэффициент.

Так как  $x=0$ , то коэффициент  $C=0$  [1, стр. 76].

Тогда длина нарезной части составит

$$b_1 = (10 + 5,5 \cdot |0| + 2) \cdot 5 = 60 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_1=60$  мм [приложение, табл. 20].

Б) Для колеса

- делительный диаметр

$$d_2 = d_{w2} = m \cdot z_2 = 5 \cdot 40 = 200 \text{ мм};$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x) = 200 + 2 \cdot 5 \cdot (1 + 0) = 210 \text{ мм};$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x) = 200 - 2 \cdot 5 \cdot (1,2 - 0) = 188 \text{ мм};$$

- наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} = 210 + \frac{6 \cdot 5}{2 + 2} = 217,5 \text{ мм};$$

- ширина венца [1, стр. 76]

Так как  $z_1=2$ , то

$$b_2 = 0,355 \cdot a_w = 0,355 \cdot 125 = 44,38 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_2=45$  мм [приложение, табл. 20].

- радиусы закруглений зубьев

$$R_a = 0,5 \cdot d_1 - m = 0,5 \cdot 50 - 5 = 20 \text{ мм};$$

$$R_f = 0,5 \cdot d_1 + 1,2 \cdot m = 0,5 \cdot 50 + 1,2 \cdot 5 = 31 \text{ мм};$$

- условный угол обхвата червяка венцом колеса  $2\delta$

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m} = \frac{45}{60 - 0,5 \cdot 5} = 0,78;$$

$$\delta = \arcsin(0,78) = 51,5^\circ;$$

$$2\delta = 103^\circ.$$

2.14 Определить коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)},$$

где  $\gamma$  – угол подъема линии витков по делительному цилиндру, град;

$\varphi$  – угол трения, град, зависящий от фактической скорости скольжения

$$v_s = \frac{u_\varphi \cdot \omega_2 \cdot d_1}{2 \cdot \cos \gamma \cdot 10^3} = \frac{20 \cdot 5 \cdot 50}{2 \cdot \cos 11,31 \cdot 10^3} = 2,55 \text{ м/с},$$

где  $\omega_2$  – угловая скорость на валу червячного колеса,  $c^{-1}$ ;

$u_\varphi$  – фактическое передаточное число червячной передачи;

$d_1$  – делительный диаметр червяка, мм.

При скорости скольжения  $v_s=2,55$  м/с угол трения равен  $\varphi=2,18^\circ$  [приложение, табл. 13].

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 1,31}{\operatorname{tg}(1,31 + 2,18)} = 0,83.$$

2.15 Проверить контактные напряжения зубьев колеса

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 \cdot d_2}} \cdot K \leq [\sigma]_H,$$

где  $F_{t2}$  – окружная сила на колесе, Н;

$d_1$  – делительный диаметр червяка, мм;

$d_2$  – делительный диаметр червячного колеса, мм;

$K$  – коэффициент нагрузки, принимается в зависимости от окружной скорости колеса

$$v_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{5 \cdot 200}{2 \cdot 10^3} = 0,5 \text{ м/с},$$

где  $\omega_2$  – угловая скорость на валу червячного колеса,  $c^{-1}$ .

Так как  $v_2 < 3$  м/с, то  $K=1$  [1, стр. 77].

Окружная сила на колесе равна

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 398,25 \cdot 10^3}{200} = 3982,5 \text{ Н};$$

где  $T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса, Нм.

Тогда контактные напряжения составят

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{3982,5}{50 \cdot 200}} \cdot 1 = 214,56 \text{ МПа}.$$

Величину допускаемых контактных напряжений  $[\sigma]_H$  уточним по фактической скорости скольжения, т.е. [приложение, табл. 8]

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot v_s = 300 - 25 \cdot 2,55 = 236,25 \text{ МПа}.$$

Определим фактическую недогрузку (перегрузку) передачи

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{214,56 - 236,25}{236,25} \cdot 100\% = -9,18\%.$$

Знак «-» означает недогрузку передачи, знак «+» – перегрузку передачи. Допускается недогрузка передачи ( $\sigma_H < [\sigma]_H$ ) не более 15% и перегрузка передачи ( $\sigma_H > [\sigma]_H$ ) до 5%. В случае когда недогрузка передачи превышает указанную величину, то необходимо изменить расположение червяка на верхнее и уменьшить  $[\sigma]_H$  на 15%.

2.16 Проверить напряжения изгиба зубьев колеса

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_{F2} \cdot \frac{F_{t2}}{b_2 \cdot m} \cdot K \leq [\sigma]_F,$$

где  $F_{t2}$  – окружная сила на колесе, Н;

$b_2$  – ширина венца колеса, мм;

$m$  – модуль зацепления, мм;

$K$  – коэффициент нагрузки;

$[\sigma]_F=76,7$  МПа – допускаемые напряжения изгиба зубьев колеса (см. п. 2.4, б);

$Y_{F2}$  – коэффициент формы зуба колеса, зависящий от эквивалентного числа зубьев колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma},$$

где  $z_2$  – число зубьев червячного колеса;

$\gamma$  – угол подъема линии витков по делительному цилиндру, град.

$$z_{v2} = \frac{40}{\cos^3 11,31} = 43.$$

При эквивалентном числе зубьев колеса  $z_{v2}=43$  коэффициент формы зуба колеса равен  $Y_{F2}=1,51$  [приложение, табл. 14]; [1, стр. 78, табл. 4.10].

Следовательно, напряжения изгиба будут равны

$$\sigma_F = 0,7 \cdot 1,51 \cdot \frac{3982,5}{45 \cdot 5} \cdot 1 = 18,71 \text{ МПа.}$$

$$18,71 \text{ МПа} < 76,6 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется.

При проверочном расчете  $\sigma_F$  получаются меньше  $[\sigma]_F$ , так как нагрузочная способность червячных передач ограничивается контактной прочностью зубьев червячного колеса.

### 3 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ (ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ) РАСЧЕТ ВАЛОВ И ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Проектный расчет ставит своей целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала: ее диаметр  $d$  и длину  $l$  (рис. 3).

Предварительный расчет валов выполняется по напряжениям кручения, то есть при этом не учитывают напряжения изгиба, концентрации напряжений во времени. Поэтому для компенсации приближенности этого метода расчетами допускаемые напряжения на кручение принимают заниженными:  $[\tau]_к = 10 \dots 20 \text{ МПа}$ . При этом меньшие значения  $[\tau]_к$  – для быстроходного вала, большие  $[\tau]_к$  – для тихоходных.

Уравнение прочности вала на кручение выглядит следующим образом

$$\tau_k = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]_к,$$

где  $T$  – вращающий момент,  $\text{Нм}$ ;

$W_p$  – полярный момент сопротивления сечения,  $\text{мм}^3$ ;

$[\tau]_к$  – допускаемые напряжения кручения,  $\text{МПа}$ .

Для сплошного круглого сечения вала полярный момент сопротивления равен

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0,2 \cdot d^3,$$

где  $d$  – диаметр вала,  $\text{мм}$ .

#### 3.1 Расчет быстроходного вала редуктора (вал червяка)

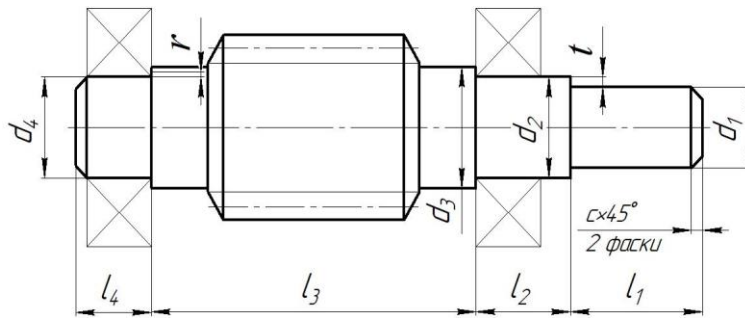


Рисунок 3 – Конструкция быстроходного вала редуктора

Диаметр ступени под полумуфту

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_к}},$$

где  $T_1$  – вращающий момент на валу червяка, *Нм*;

$[\tau]_к$  – допускаемые напряжения кручения, *МПа*. Для быстроходных валов  $[\tau]_к=10$  *МПа*.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{24,39 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10}} = 23,02 \text{ мм.}$$

Независимо от расчета, диаметр выходного конца вала должен быть равен

$$d_1 = (0,8 \dots 1,2) \cdot d_{об},$$

где  $d_{об}$  – диаметр вала электродвигателя, *мм*.

Для выбранного электродвигателя 4АМ112МА6УЗ (см.п. 1.3) диаметр его вала составляет  $d_{об}=32$  *мм* [приложение, табл. 32]; [1, стр. 407, табл. К10].

$$d_1 = (0,8 \dots 1,2) \cdot 32 = 25,6 \dots 38,4 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_1=30$  *мм* [приложение, табл. 20].

Длина ступени под полумуфту

$$l_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot d_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot 30 = 30 \dots 45 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_1=45$  *мм* [приложение, табл. 18].

Диаметр ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t,$$

где  $d_1$  – диаметр ступени под полумуфту, *мм*;

$t$  – высота буртика (рис. 3), *мм*.

При диаметре первой ступени вала  $d_1=30$  *мм* высота буртика равна  $t=2,2$  *мм* [приложение, табл. 27].

$$d_2 = 30 + 2 \cdot 2,2 = 34,4 \text{ мм.}$$

В целях подбора стандартного подшипника полученное значение диаметра второй ступени округлим до ближайшего размера кратностью 5 *мм*.

Принимаем  $d_2=35$  *мм*.

Принимаем конический роликовый подшипник средней серии – № 7307 [1, стр. 115, табл. 7.2], у которого  $d_2=35$  *мм*;  $D_1=80$  *мм*;  $T_1=23$  *мм*;  $C_r=68,2$  *кН*;  $e=0,32$ ;  $Y=1,88$  [приложение, табл. 28].

Длина ступени

$$l_2 = 2 \cdot d_2 = 2 \cdot 35 = 70 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_2=71$  *мм* [приложение, табл. 20].

Под червяк  
диаметр ступени

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r,$$

где  $d_2$  – диаметр ступени вала под подшипник, мм;

$r$  – координата фаски подшипника (рис. 3), мм.

При диаметре второй ступени вала  $d_2=35$  мм координата фаски подшипника составляет  $r=2,5$  мм [приложение, табл. 27].

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 35 + 3,2 \cdot 2,5 = 43 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_3=44$  мм [приложение, табл. 20].

Длина ступени

$$l_3 = d_{am2} - 2 \cdot T_1 = 217,5 - 2 \cdot 23 = 171,5 \text{ мм,}$$

где  $d_{am2}$  – наибольший диаметр червячного колеса (см. п. 2.13), мм;

$T_1$  – ширина подшипника быстроходного вала, мм.

Принимаем  $l_3=170$  мм [приложение, табл. 20].

Под подшипник  
диаметр ступени

$$d_4 = d_2 = 35 \text{ мм.}$$

длина ступени

$$l_4 = T_1 + c,$$

где  $c$  – размер фаски (рис. 3), мм;

$T_1$  – ширина подшипника быстроходного вала, мм.

При диаметре четвертой ступени вала  $d_4=35$  мм размер фаски составляет  $c=1,6$  мм [приложение, табл. 27].

$$l_4 = 23 + 1,6 = 24,6 \text{ мм,}$$

Принимаем  $l_4=24$  мм [приложение, табл. 20].

### 3.2 Эскизная компоновка редуктора

Чертеж общего вида редуктора устанавливает положение колес редукторной пары, элемента открытой передачи относительно опор (подшипников); определяет расстояние  $l_B$  и  $l_T$  между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения силы давления полумуфты на расстоянии  $l_M$  от реакции смежного подшипника.

Расстояние между точками приложения реакций подшипников (рис. 4)

$$l_B = L_B - 2 \cdot a_B = d_{am2} - 2 \cdot a_B,$$

где  $d_{am2}$  – наибольший диаметр червячного колеса, мм. Величина данного параметра определена в пункте 2.13;

$a_B$  – величина смещения реакции подшипника, мм.

Величина смещения реакции для конического роликового подшипника равна

$$a_B = 0,5 \cdot \left( T_1 + \frac{d_2 + D_1}{3} \cdot e \right),$$

где  $T_1$  – ширина подшипника быстроходного вала, мм;

$d_2$  – диаметр ступени вала под быстроходный подшипник, мм;

$D_1$  – наружный диаметр быстроходного подшипника, мм;

$e$  – коэффициент влияния осевого нагружения.

$$a_B = 0,5 \cdot \left( 23 + \frac{35 + 80}{3} \cdot 0,32 \right) = 17,63 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a_B = 18 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

Тогда расстояние между точками приложения реакций опор будет равно

$$l_B = 217,5 - 2 \cdot 18 = 181,5 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_B = 180 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

Расстояние приложения реакции полумуфты до смежного подшипника

$$l_m = l_1 + [l_2 - (T_1 - a_B)],$$

где  $l_1$  – длина ступени под полумуфту, мм;

$l_2$  – длина ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник быстрого вала, мм;

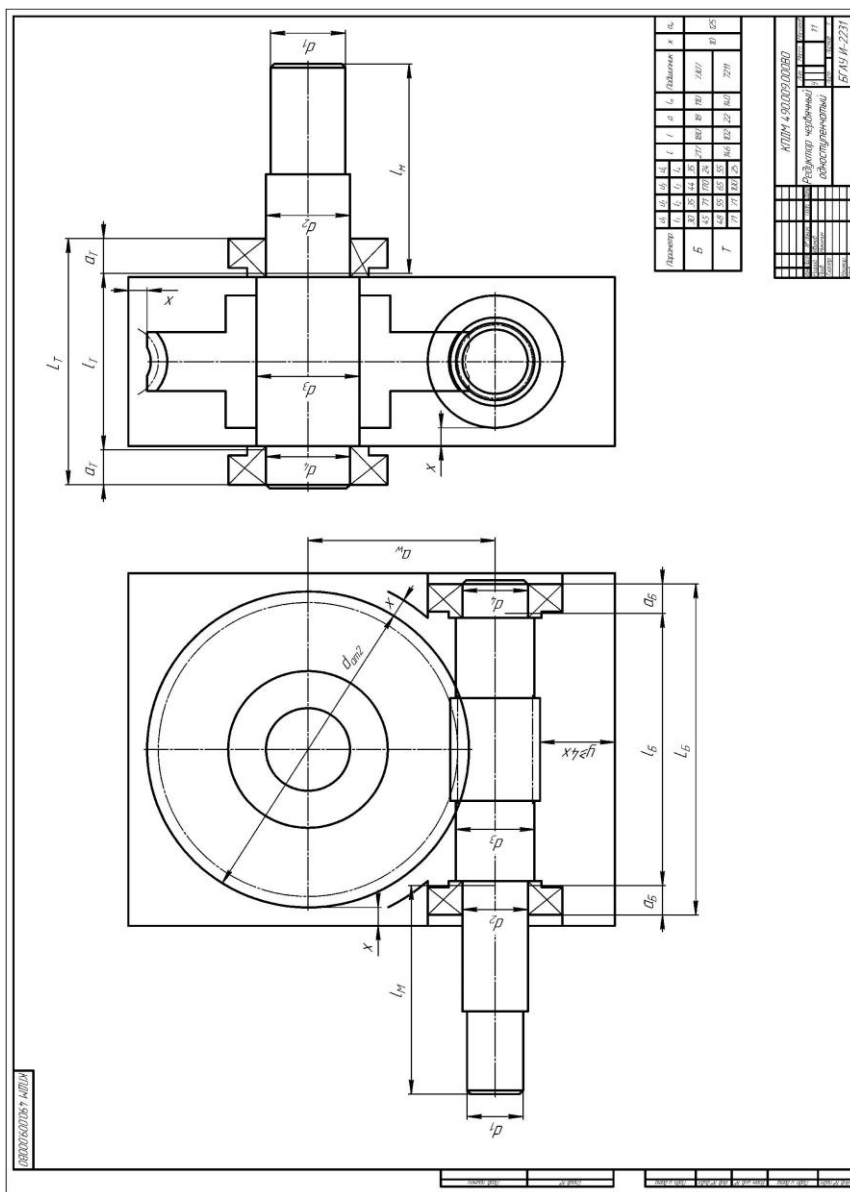


Рисунок 4 – Эскизная компоновка червячного редуктора

$T_1$  – ширина подшипника быстрого вала, мм;

$a_B$  – величина смещения реакции подшипника, мм.

$$l_m = 45 + [71 - (23 - 18)] = 111 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_m = 110 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

### 3.3 Силы в зацеплении червячной передачи

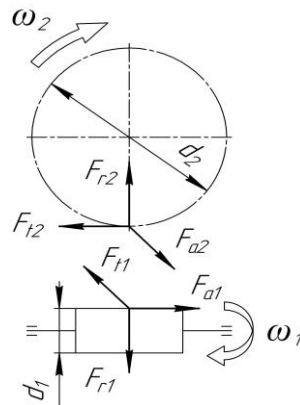


Рисунок 5 – Силы в зацеплении червячной передачи

Окружная сила  
на червяке

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1},$$

где  $T_1$  – вращающий момент на валу червяка,  $Нм$ ;  
 $d_1$  – делительный диаметр червяка (см. п. 2.13, а),  $мм$ .

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 24,39 \cdot 10^3}{50} = 975,6 \text{ Н};$$

на червячном колесе

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса,  $Нм$ ;  
 $d_2$  – делительный диаметр червячного колеса (см. п. 2.13, б),  $мм$ .

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 398,25 \cdot 10^3}{200} = 3982,5 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на червяке и червячном колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где  $\alpha$  – угол зацепления,  $град$ . В расчетах принимаем  $\alpha = 20^\circ$ .

$$F_{r1} = F_{r2} = 3982,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1449,51 \text{ Н.}$$

Осевая сила на червяке и червячном колесе

$$F_{a1} = F_{t2} = 3982,5 \text{ Н};$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 975,6 \text{ Н.}$$

Для выполнения статического расчета тихоходного вала редуктора дополнительно потребуется консольная сила от муфты, которая определяется следующим образом [1, стр. 101, табл. 6.2]

$$F_m = 50 \cdot \sqrt{T_1} \dots 125 \cdot \sqrt{T_1},$$

где  $T_1$  – вращающий момент на валу червяка,  $Нм$ .



$$F_M = 50 \cdot \sqrt{24,39} \dots 125 \cdot \sqrt{24,39} = 246,93 \dots 617,33 \text{ Н.}$$

Принимаем  $F_M = 617,33 \text{ Н.}$

3.4 Статический расчет быстроходного вала редуктора (приближенный расчет на изгиб и кручение)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  $F_{a1} = 3982,5 \text{ Н}$ ;  $F_{r1} = 1449,51 \text{ Н}$ ;  $F_{t1} = 975,6 \text{ Н}$ ;  $F_M = 617,33 \text{ Н}$ ;  $l_B = 180 \text{ мм}$ ;  $l_M = 110 \text{ мм}$ ;  $d_1 = 50 \text{ мм}$ .

Вертикальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_A = 0; \quad -R_{By} \cdot l_B + F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{l_B} = \frac{1449,51 \cdot \frac{180}{2} + 3982,5 \cdot \frac{50}{2}}{180} = 1277,88 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; \quad R_{Ay} \cdot l_B - F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{l_B} = \frac{1449,51 \cdot \frac{180}{2} - 3982,5 \cdot \frac{50}{2}}{180} = 171,63 \text{ Н.}$$

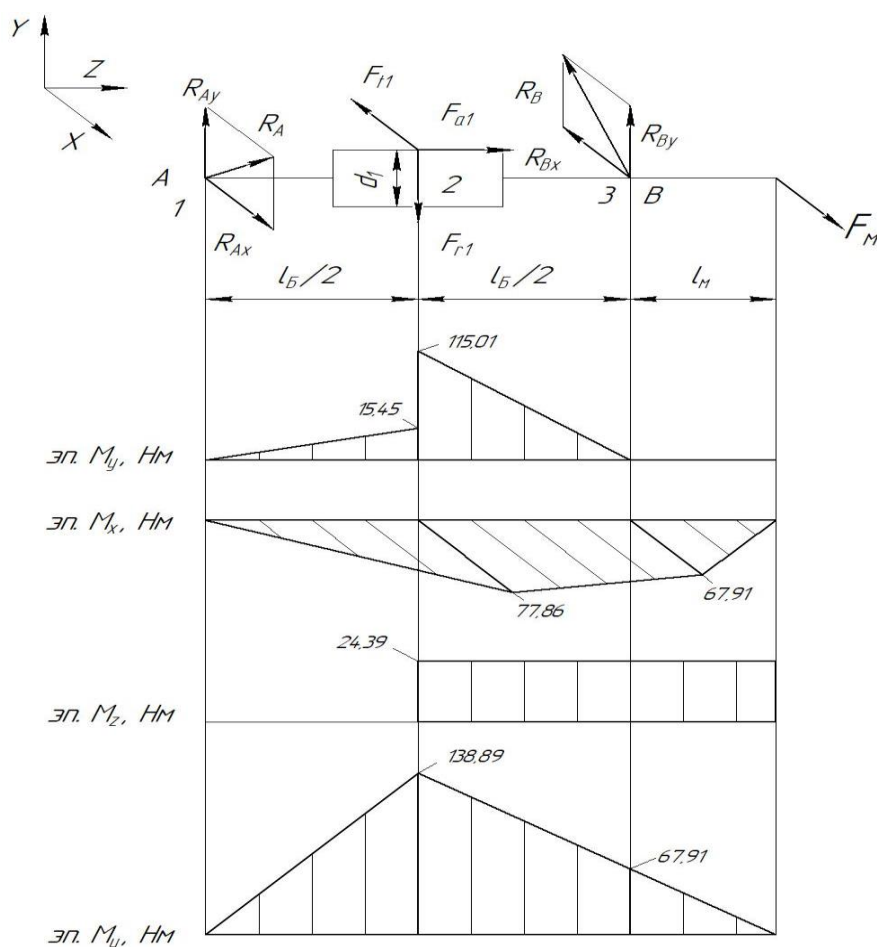


Рисунок 6 – Схема нагружения быстроходного вала и построение эпюр изгибающих моментов

Проверка:  $\sum F_y = 0; \quad R_{Ay} - F_{r1} + R_{By} = 0;$   
 $171,63 - 1449,51 + 1277,88 = 0; \quad 0 = 0.$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси  $OY$

$$M_{y1} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{y2} = R_{Ay} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = 171,63 \cdot \frac{180}{2 \cdot 10^3} = 15,45 \text{ Нм.}$$

$$M_{y3} = R_{By} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = 1277,88 \cdot \frac{180}{2 \cdot 10^3} = 115,01 \text{ Нм.}$$

$$M_{y4} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{y5} = 0 \text{ Нм.}$$

Горизонтальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_A = 0; \quad F_M \cdot (l_M + l_B) - R_{Bx} \cdot l_B - F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_M \cdot (l_M + l_B) - F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2}}{l_B} = \frac{617,33 \cdot (110 + 180) - 975,6 \cdot \frac{180}{2}}{180} =$$

$$= 506,79 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{Ax} \cdot l_B + F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_M \cdot l_M = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_M \cdot l_M}{l_B} = \frac{975,6 \cdot \frac{180}{2} + 617,33 \cdot 110}{180} = 865,06 \text{ Н.}$$

Проверка:  $\sum F_x = 0; \quad R_{Ax} - F_{t1} - R_{Bx} + F_M = 0;$

$$865,06 - 975,6 - 506,79 + 617,33 = 0; \quad 0 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси  $OX$

$$M_{x1} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{x2} = -R_{Ax} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = -865,06 \cdot \frac{180}{2 \cdot 10^3} = -77,86 \text{ Нм.}$$

$$M_{x3} = -F_M \cdot \frac{l_M}{10^3} = -617,33 \cdot \frac{110}{10^3} = -67,91 \text{ Нм.}$$

$$M_{x4} = 0 \text{ Нм.}$$

Эпюра крутящего момента

$$M_\kappa = M_z = \frac{F_{t1} \cdot d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{975,6 \cdot 50}{2 \cdot 10^3} = 24,39 \text{ Нм.}$$

Суммарные реакции опор

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{865,06^2 + 171,63^2} = 881,92 \text{ Н.}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{506,79^2 + 1277,88^2} = 1374,7 \text{ Н.}$$

Суммарный изгибающий момент в нагруженных сечениях

$$M_{u1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{u2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{(-77,86)^2 + 115,01^2} = 138,89 \text{ Нм.}$$

$$M_{u3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{(-67,91)^2 + 0^2} = 67,91 \text{ Нм.}$$

$$M_{u4} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

Эквивалентный момент

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{u2}^2 + M_{\kappa}^2} = \sqrt{138,89^2 + 24,39^2} = 141,02 \text{ Нм},$$

где  $M_{\kappa}$  – крутящий (вращающий) момент на валу червяка ( $M_{\kappa}=T_1$ ), Нм.  
Диаметр вала в опасном сечении (по впадинам витков червяка)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}},$$

где  $[\sigma]_{-1}$  – допускаемые напряжения, МПа. Для стали 40Х с закалкой ТВЧ  $[\sigma]_{-1}=50 \text{ МПа}$  [3, стр. 266, табл. 16.1].

$$d = \sqrt[3]{\frac{141,02 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 30,44 \text{ мм} < d_{f1} = 38 \text{ мм},$$

где  $d_{f1}$  – диаметр впадин витков червяка (см. п. 2.13), мм.

Условие выполняется.

3.5 Проверочный расчет подшипников быстроходного вала редуктора

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности  $C_{rp}$ , Н, с базовой  $C_r$ , Н, или базовой долговечности  $L_{10h}$ , ч, с требуемой  $L_h$ , ч, по условиям:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{10h} \geq L_h.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_{rp} = R_E \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_1 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \leq C_r.$$

Базовая долговечность

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left( \frac{C_r}{R_E} \right)^m \geq L_h,$$

где  $C_r$  – базовая динамическая грузоподъемность, Н;

$R_E$  – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

$m=3,33$  – показатель степени для роликовых подшипников;

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

$a_{23}$  – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипников и качества его эксплуатации. При обычных условиях работы подшипника  $a_{23}=0,6 \dots 0,7$  – для роликовых подшипников. Поскольку в расчетах используется конический роликовый подшипник (см. п. 3.1), то принимаем  $a_{23}=0,7$ ;

$L_h$  – срок службы привода, ч;

$n_1$  – частота вращения внутреннего кольца подшипника быстроходного вала редуктора (см. п. 1.6),  $\text{мин}^{-1}$ .

$$n_1 = n_{\text{ном}} = 955 \text{ мин}^{-1}.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_E = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} \leq e;$$

$$R_E = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} > e;$$

где  $X$  – коэффициент радиальной нагрузки. Для конического подшипника коэффициент радиальной нагрузки  $X=0,4$  [1, стр. 141, табл. 9.1];

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки,  $Y=1,88$  (см. п. 3.1);

$V$  – коэффициент вращения, при вращающемся внутреннем кольце  $V=1$ ;

$R_r$  – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника ( $R_A, R_B$ ),  $H$ ;

$R_a$  – осевая нагрузка подшипника,  $H$ ;

$K_B$  – коэффициент безопасности. При требуемой долговечности подшипника  $L_h=5000$  ч коэффициент безопасности равен  $K_B=1,1$  [1, стр. 145, табл. 9.4];

$K_T$  – температурный коэффициент. При рабочей температуре подшипника до  $100^\circ C$  температурный коэффициент равен  $K_T=1$  [1, стр. 147, табл. 9.5].

Осевые оставляющие радиальных нагрузок [1, стр. 141, табл. 9.1] (рис. 7)

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1};$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2},$$

где  $e$  – коэффициент влияния осевого нагружения,  $e=0,32$  (см. п. 3.1);

$R_{r1}, R_{r2}$  – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника ( $R_A, R_B$ ),  $H$ .

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1} = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 881,92 = 234,24 \text{ H};$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2} = 0,83 \cdot 0,32 \cdot 1374,7 = 365,12 \text{ H}.$$

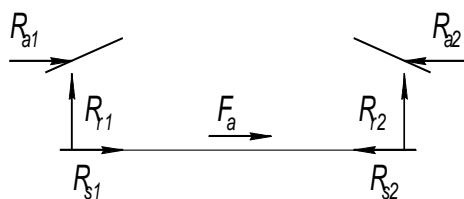


Рисунок 7 – Схема нагружения подшипников

Осевые нагрузки подшипников [1, стр. 148, табл. 9.6]. Так как  $R_{s2} > R_{s1}$ , то  $R_{a1} = R_{s1} = 234,24 \text{ H}$ ;

$$R_{a2} = R_{a1} + F_{a1},$$

где  $F_{a1}$  – осевая сила на червяке,  $H$ .

$$R_{a2} = 234,24 + 3982,5 = 4216,74 \text{ H}.$$

Определяем отношение

$$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{r1}} = \frac{234,24}{1 \cdot 881,92} = 0,27 < e;$$

$$\frac{R_{a2}}{V \cdot R_{r2}} = \frac{4216,74}{1 \cdot 1374,7} = 3,07 > e.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_{E1} = V \cdot R_{r1} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 881,92 \cdot 1,1 \cdot 1 = 970,11 \text{ H};$$

$$R_{E2} = (X \cdot V \cdot R_{r2} + Y \cdot R_{a2}) \cdot K_B \cdot K_T =$$

$$= (0,4 \cdot 1 \cdot 1374,7 + 1,88 \cdot 4216,74) \cdot 1,1 \cdot 1 = 9325,09 \text{ H}.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке равна

$$C_{rp} = R_E \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_1 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} = 9325,09 \cdot \sqrt[3,33]{60 \cdot 955 \cdot \frac{5000}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}} =$$

$$= 56760,39 \text{ Н} < 68200 \text{ Н}.$$

Долговечность подшипника

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left( \frac{C_r}{R_E} \right)^m = 1 \cdot 0,7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 955} \cdot \left( \frac{68200}{9325,09} \right)^{3,33} =$$

$$= 9215,12 \text{ ч} > 5000 \text{ ч}.$$

Поскольку базовая долговечность больше чем требуемая, то предварительно выбранный подшипник № 7307 пригоден. В случае невыполнения данного условия, следует перейти на среднюю широкую серию подшипника. Если и эта мера не даст желаемого результата, то необходимо изменить тип подшипника и повторить расчет заново.

### 3.6 Проверочный расчет быстроходного вала

Проверочный расчет валов на прочность выполняют на совместное действие изгиба и кручения. При этом расчет отражает разновидности цикла напряжений изгиба и кручения, усталостные характеристики материалов, размеры, форму и состояние поверхности валов. Цель расчета – определить коэффициенты запаса прочности в опасных сечениях вала и сравнить их с допускаемыми:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где  $S_\sigma$ ,  $S_\tau$  – соответственно коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям;

$[S]=1,6 \dots 2,1$  – допускаемый коэффициент запаса прочности.

Поскольку концентратором напряжений для быстроходного вала червячной передачи является диаметр впадин червяка  $d_{f1}$  (рис. б), то проверочный расчет выполним применительно только для этого элемента.

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям равны

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a};$$

$$S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a};$$

где  $(\sigma_{-1})_D$  и  $(\tau_{-1})_D$  – пределы выносливости в расчетном сечении вала, МПа;  $\sigma_a$  и  $\tau_a$  – амплитуда нормальных и касательных напряжений, МПа.

Пределы выносливости в расчетном сечении вала равны

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D},$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}=0,58 \cdot \sigma_{-1}$  – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, *МПа*.

Поскольку червяк изготавливается из стали 40Х (см. п. 2.1), твердостью  $\geq 45$  НРС, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ, то предел выносливости при симметричном цикле изгиба составляет  $\sigma_{-1}=410$  *МПа* [приложение, табл. 5];

$(K_{\sigma})_D$  и  $(K_{\tau})_D$  – соответственно коэффициент нормальных и касательных напряжений.

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_{\sigma})_D = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

$$(K_{\tau})_D = \left( \frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

где  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

$K_d$  – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

$K_F$  – коэффициент влияния шероховатости;

$K_y$  – коэффициент влияния поверхности упрочнения.

При  $\sigma_{\sigma}=900$  *МПа* коэффициенты концентрации напряжений равны  $K_{\sigma}=1,65$ ;  $K_{\tau}=1,45$  [1, стр. 271, табл. 11.2].

При диаметре впадин витков червяка  $d_{f1}=38$  *мм* (см. п. 2.13) коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения для стали 40Х равен  $K_d=0,77$  [1, стр. 272, табл. 11.3].

При  $\sigma_{\sigma}=900$  *МПа* коэффициент влияния шероховатости составляет  $K_F=1,5$  [1, стр. 272, табл. 11.4].

При  $\sigma_{\sigma}=900$  *МПа* и закалке червяка ТВЧ коэффициент влияния поверхности упрочнения равен  $K_y=1,5$  [1, стр. 272, табл. 11.5].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений равен

$$(K_{\sigma})_D = \left( \frac{1,65}{0,77} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,76;$$

$$(K_{\tau})_D = \left( \frac{1,45}{0,77} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,59.$$

Пределы выносливости в расчетном сечении вала равны

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{410}{1,76} = 232,95 \text{ МПа};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{0,58 \cdot 410}{1,59} = 149,56 \text{ МПа}.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_a = \frac{M \cdot 10^3}{W_{\text{нетто}}},$$

где  $M$  – суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении, *Нм*;  
 $W_{\text{нетто}}$  – осевой момент сопротивления сечения вала, *мм<sup>3</sup>*.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 38^3}{32} = 5387,05 \text{ мм}^3,$$

где  $d_{f1}$  – диаметр витков впадин червяка (см. п. 2.13), мм.  
Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\sigma_a = \frac{138,89 \cdot 10^3}{5387,05} = 25,78 \text{ МПа.}$$

Амплитуда касательных напряжений

$$\tau_a = \frac{M_{\kappa} \cdot 10^3}{2 \cdot W_{\text{нетто}}},$$

где  $M_{\kappa}$  – крутящий момент, равный вращающему моменту на червячном валу, Нм;

$W_{\text{нетто}}$  – полярный момент сопротивления сечения вала, мм<sup>3</sup>.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 38^3}{16} = 10774,09 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\tau_a = \frac{24,39 \cdot 10^3}{2 \cdot 10774,09} = 1,13 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{232,95}{25,78} = 9,04;$$

$$S_{\tau} = \frac{149,56}{1,13} = 132,35.$$

Общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении

$$S = \frac{9,04 \cdot 132,35}{\sqrt{9,04^2 + 132,35^2}} = 9,02 > 1,6.$$

Поскольку условие выполняется, то прочность вала обеспечена. Практика показывает, что проектирование валов одноступенчатых редукторов на чистое кручение (см. п. 3.1), проверочные расчеты на прочность повсеместно дают удовлетворительные результаты.

### 3.7 Расчет тихоходного вала редуктора (вал колеса)

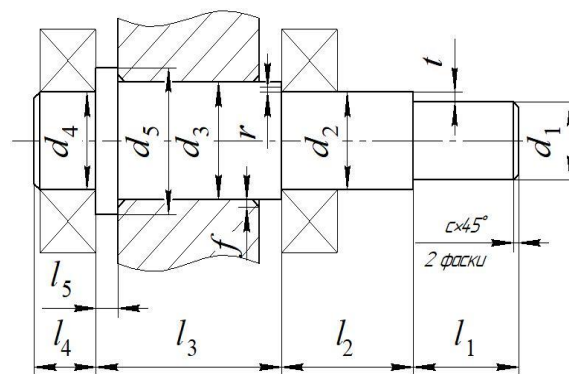


Рисунок 8 – Конструкция тихоходного вала редуктора

Диаметр выходного конца вала под полумуфту

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_k}},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса, *Нм*;

$[\tau]_k$  – допускаемые напряжения кручения, *МПа*. Для тихоходных валов  $[\tau]_k=20$  *МПа*.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{398,25 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 46,35 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_1=48$  *мм* [приложение, табл. 20].

Длина ступени под полумуфту

$$l_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot d_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot 48 = 48 \dots 72 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_1=71$  *мм* [приложение, табл. 20].

Диаметр ступени вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t,$$

где  $t$  – высота буртика (рис. 8), *мм*.

При диаметре первой ступени вала  $d_1=48$  *мм* высота буртика равна  $t=2,8$  *мм* [приложение, табл. 27].

$$d_2 = 48 + 2 \cdot 2,8 = 53,6 \text{ мм.}$$

В целях подбора стандартного подшипника полученное значение диаметра второй ступени округлим до ближайшего размера кратностью 5 *мм*.

Принимаем  $d_2=55$  *мм*.

Принимаем конический роликовый подшипник легкой серии – № 7211 [1, стр. 115, табл. 7.2], у которого  $d_2=55$  *мм*;  $D_2=100$  *мм*;  $T_2=23$  *мм*;  $C_r=84,2$  *кН*;  $e=0,41$ ;  $Y=1,46$  [приложение, табл. 28].

Длина ступени

$$l_2 = 1,25 \cdot d_2 = 1,25 \cdot 55 = 68,75 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_2=71$  *мм* [приложение, табл. 20].

Диаметр вала под червячное колесо

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r,$$

где  $r$  – координата фаски подшипника (рис. 8), *мм*.

При диаметре второй ступени вала  $d_2=55$  *мм* координата фаски подшипника составляет  $r=3$  *мм* [приложение, табл. 27].

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 55 + 3,2 \cdot 3 = 64,6 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_3=65$  *мм* [приложение, табл. 20].

Длина ступени вала под червячное колесо

$$l_3 = D_1 + 2 \cdot x,$$

где  $D_1$  – диаметр наружного кольца подшипника быстроходного вала (см. п. 3.1), *мм*;

$x$  – зазор между стенкой редуктора и вращающимися поверхностями колеса, *мм*. Принимаем  $x=10$  *мм*.

$$l_3 = 80 + 2 \cdot 10 = 100 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_3=100$  *мм* [приложение, табл. 20].



Диаметр ступени под подшипник

$$d_4 = d_2 = 55 \text{ мм.}$$

Длина ступени под подшипник

$$l_4 = T_2 + c,$$

где  $c$  – размер фаски (рис. 8), мм;

$T_2$  – ширина подшипника на тихоходном валу, мм.

При диаметре четвертой ступени вала  $d_4=55$  мм размер фаски составляет  $c=2$  мм [приложение, табл. 27].

$$l_4 = 23 + 2 = 25 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_4=25$  мм [приложение, табл. 20].

Диаметр упорного буртика

$$d_5 = d_3 + 3 \cdot f,$$

где  $f$  – размер фаски ступицы, мм.

При диаметре третьей ступени вала  $d_3=65$  мм размер фаски ступицы составляет  $f=2$  мм [приложение, табл. 27].

$$d_5 = 65 + 3 \cdot 2 = 71 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_5=71$  мм [приложение, табл. 20].

Согласно рекомендациям [1, стр. 112, табл. 7.1] длина упорного буртика должна быть не менее 10 мм.

Принимаем  $l_5=10$  мм [приложение, табл. 20].

### 3.8 Эскизная компоновка редуктора

Чертеж общего вида редуктора устанавливает положение колес редукторной пары, элемента открытой передачи относительно опор (подшипников); определяет расстояние  $l_B$  и  $l_T$  между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения силы давления полумуфты на расстоянии  $l_m$  от реакции смежного подшипника.

Расстояние между точками приложения реакций подшипников (рис. 4)

$$l_T = L_T - 2 \cdot a_T,$$

где  $L_T$  – расстояние между наружными стенками подшипника, мм;

$a_T$  – величина смещения реакции подшипника, мм.

Расстояние между наружными стенками подшипника

$$L_T = l_3 + 2 \cdot T_2,$$

где  $l_3$  – длина ступени вала под червячное колесо, мм;

$T_2$  – ширина подшипника тихоходного вала, мм.

$$L_T = 100 + 2 \cdot 23 = 146 \text{ мм.}$$

Принимаем  $L_T=145$  мм [приложение, табл. 20].

Величина смещения реакции подшипника равна

$$a_T = 0,5 \cdot \left( T_2 + \frac{d_2 + D_2}{3} \cdot e \right),$$

где  $T_2$  – ширина подшипника тихоходного вала, мм;

$d_2$  – диаметр ступени вала под тихоходный подшипник, мм;

$D_2$  – наружный диаметр тихоходного подшипника, мм;

$e$  – коэффициент влияния осевого нагружения.

$$a_T = 0,5 \cdot \left( 23 + \frac{55+100}{3} \cdot 0,41 \right) = 22,09 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a_T=22 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

Тогда расстояние между точками приложения реакций подшипников составит

$$l_T = L_T - 2 \cdot a_T = 145 - 2 \cdot 22 = 101 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_T=100 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

Расстояние приложения реакции от муфты до смежного подшипника

$$l_M = l_1 + [l_2 - (T_2 - a_T)],$$

где  $l_1$  – длина ступени под полумуфту, мм;

$l_2$  – длина ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник

тихоходного вала, мм;

$T_2$  – ширина подшипника тихоходного вала, мм;

$a_T$  – величина смещения реакции подшипника, мм.

$$l_M = 71 + [71 - (23 - 22)] = 141 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_M=140 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

Для выполнения статического расчета тихоходного вала редуктора дополнительно потребуется консольная сила от муфты, которая определяется следующим образом [1, стр. 101, табл. 6.2]

$$F_M = 250 \cdot \sqrt{T_2},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса, Нм.

$$F_M = 250 \cdot \sqrt{T_2} = 250 \cdot \sqrt{398,25} = 4989,05 \text{ Н.}$$

Принимаем  $F_M=4989,05 \text{ Н}$ .

3.9 Статический расчет тихоходного вала редуктора (приближенный расчет на изгиб и кручение)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  $F_{a2}=975,6 \text{ Н}$ ;  $F_{r2}=1449,51 \text{ Н}$ ;  $F_{t2}=3982,5 \text{ Н}$ ;  $l_T=100 \text{ мм}$ ;  $l_M=140 \text{ мм}$ ;  $d_2=200 \text{ мм}$ .

Вертикальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_C = 0; \quad -R_{Dy} \cdot l_T + F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}}{l_T} = \frac{1449,51 \cdot \frac{100}{2} + 975,6 \cdot \frac{200}{2}}{100} = 1700,36 \text{ Н.}$$

$$\sum M_D = 0; \quad -R_{Cy} \cdot l_T - F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{Cy} = \frac{F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2}}{l_T} = \frac{975,6 \cdot \frac{200}{2} - 1449,51 \cdot \frac{100}{2}}{100} = 250,85 \text{ Н. Проверка:}$$

$$\sum F_y = 0; \quad -R_{Cy} - F_{r2} + R_{Dy} = 0;$$

$$-250,85 - 1449,51 + 1700,36 = 0; \quad 0 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси  $OY$

$$M_{y1} = 0 \text{ Нм,}$$

$$M_{y2} = -R_{Cy} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} = -250,85 \cdot \frac{100}{2 \cdot 10^3} = -12,54 \text{ Нм.}$$

$$M_{y2} = R_{Dy} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} = 1700,36 \cdot \frac{100}{2 \cdot 10^3} = 85,02 \text{ Нм.}$$

$$M_{y3} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{y4} = 0 \text{ Нм.}$$

Горизонтальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_C = 0; \quad F_M \cdot (l_M + l_T) - R_{Dx} \cdot l_T - F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} = 0;$$

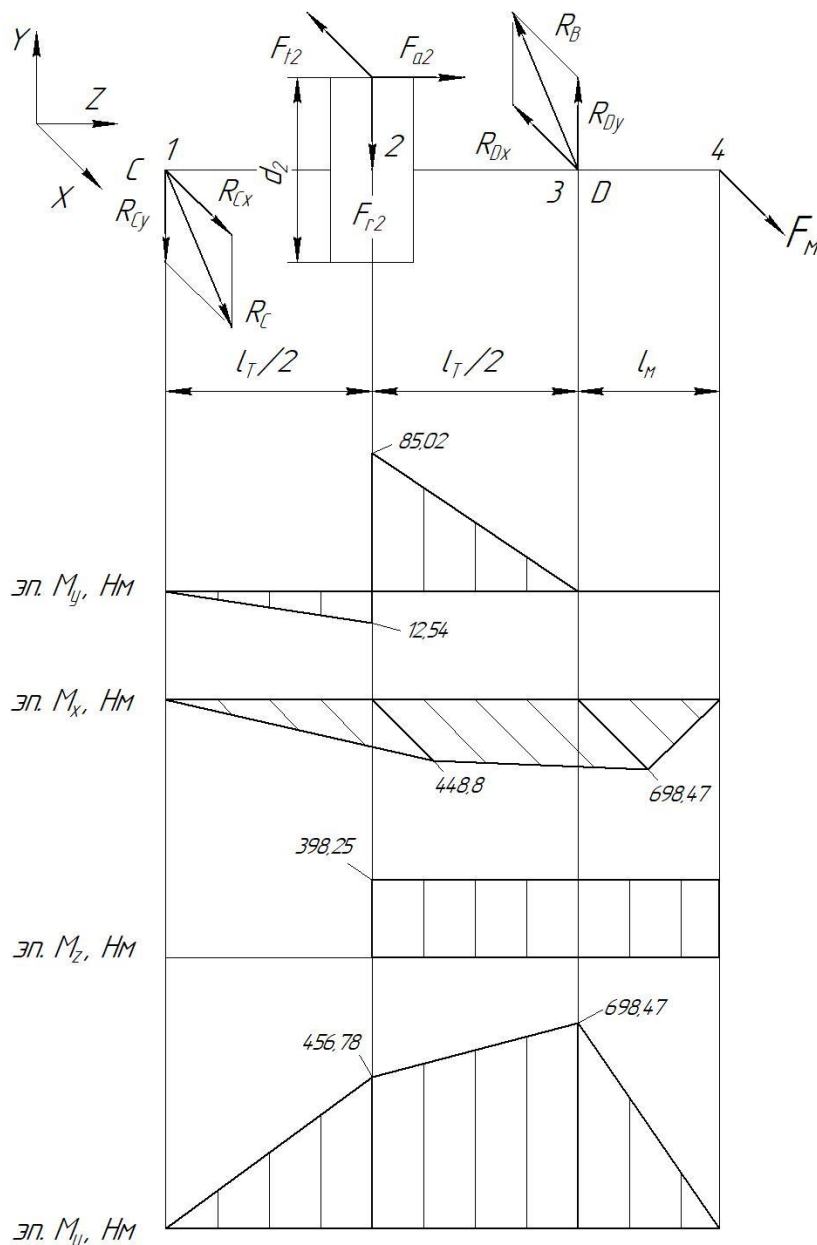


Рисунок 9 – Схема нагружения тихоходного вала и построение эпюр изгибающих моментов

$$R_{Dx} = \frac{F_m \cdot (l_m + l_T) - F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2}}{l_T} = \frac{4989,05 \cdot (140 + 100) - 3982,5 \cdot \frac{100}{2}}{100} = 9982,47 \text{ Н.}$$

$$\sum M_D = 0; \quad -R_{Cx} \cdot l_T + F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_m \cdot l_m = 0;$$

$$R_{Cx} = \frac{F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_m \cdot l_m}{l_T} = \frac{3982,5 \cdot \frac{100}{2} + 4989,05 \cdot 140}{100} = 8975,92 \text{ Н.}$$

Проверка:  $\sum F_x = 0; \quad R_{Cx} - F_{t2} - R_{Dx} + F_m = 0;$

$$8975,92 - 3982,5 - 9982,47 + 4989,05 = 0; \quad 0 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси  $OX$

$$M_{x1} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{x2} = -R_{Cx} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} = -8975,92 \cdot \frac{100}{2 \cdot 10^3} = -448,8 \text{ Нм.}$$

$$M_{x3} = -F_m \cdot \frac{l_m}{10^3} = -4989,05 \cdot \frac{140}{10^3} = -698,47 \text{ Нм.}$$

$$M_{x4} = 0 \text{ Нм.}$$

Эпюра крутящего момента

$$M_k = M_z = \frac{F_{t2} \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{3982,5 \cdot 200}{2 \cdot 10^3} = 398,25 \text{ Нм.}$$

Суммарные реакции опор

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{8975,92^2 + 250,85^2} = 8979,42 \text{ Н.}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{9982,47^2 + 1700,36^2} = 10126,25 \text{ Н.}$$

Суммарный изгибающий момент в нагруженных сечениях

$$M_{u1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{u2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{(-448,8)^2 + 85,02^2} = 456,78 \text{ Нм.}$$

$$M_{u3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{(-698,47)^2 + 0^2} = 698,47 \text{ Нм.}$$

$$M_{u4} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

Эквивалентный момент

$$M_{экв} = \sqrt{M_{u3}^2 + M_k^2} = \sqrt{698,47^2 + 398,25^2} = 804,03 \text{ Нм,}$$

где  $M_k$  – крутящий (вращающий) момент на валу червячного колеса ( $M_k = T_2$ ), Нм.

Диаметр вала в опасном сечении (под подшипник)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{экв} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}},$$

где  $[\sigma]_{-1} = 70 \text{ МПа}$  – допускаемые напряжения, [3, стр. 266, табл. 16.1].

$$d = \sqrt[3]{\frac{804,03 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 70}} = 48,61 \text{ мм} < d_2 = 55 \text{ мм,}$$

где  $d_2$  – диаметр вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник (см. п. 3.5), мм.

### 3.10 Проверочный расчет подшипников тихоходного вала редуктора

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности  $C_{rp}$ ,  $H$ , с базовой  $C_r$ ,  $H$ , или базовой долговечности  $L_{10h}$ , ч, с требуемой  $L_h$ , ч, по условиям:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{10h} \geq L_h.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_{rp} = R_E \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_2 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \leq C_r.$$

Базовая долговечность

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left( \frac{C_r}{R_E} \right)^m \geq L_h,$$

где  $C_r$  – базовая динамическая грузоподъемность,  $H$ ;

$R_E$  – эквивалентная динамическая нагрузка,  $H$ ;

$m=3,33$  – показатель степени для роликовых подшипников;

$a_1=1$  – коэффициент надежности при безотказной работе;  $a_{23}$  – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипников и качества его эксплуатации. При обычных условиях работы подшипника  $a_{23}=0,6 \dots 0,7$  – для роликовых подшипников. Поскольку в расчетах используется конический роликовый подшипник, то принимаем  $a_{23}=0,7$ ;

$L_h$  – срок службы привода, ч;

$n_2$  – частота вращения внутреннего кольца подшипника тихоходного вала редуктора (вала колеса) (см. п. 1.6),  $\text{мин}^{-1}$ .

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{955}{20} = 47,75 \text{ мин}^{-1},$$

где  $n_1$  – частота вращения вала электродвигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$u_1$  – передаточное число червячной передачи.

Осевые оставляющие радиальных нагрузок [1, стр. 141, табл. 9.1]

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1};$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2},$$

где  $e$  – коэффициент влияния осевого нагружения,  $e=0,41$  (см. п. 3.7);

$R_{r1}$ ,  $R_{r2}$  – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника ( $R_C$ ,  $R_D$ ),  $H$ .

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 8979,42 = 3055,7 \text{ H};$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 10126,25 = 3445,96 \text{ H}.$$

Осевые нагрузки подшипников [1, стр. 148, табл. 9.6]. Так как  $R_{s2} > R_{s1}$ , то  $R_{a1} = R_{s1} = 3055,7 \text{ H}$ ;

$$R_{a2} = R_{a1} + F_{a2} = 3055,7 + 975,6 = 4031,3 \text{ H}.$$

Определяем отношение

$$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{r1}} = \frac{3055,7}{1 \cdot 8979,42} = 0,34 < e;$$

$$\frac{R_{a2}}{V \cdot R_{r2}} = \frac{4031,3}{1 \cdot 10126,25} = 0,40 < e.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_E = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} \leq e;$$

$$R_E = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} > e;$$

где  $X$  – коэффициент радиальной нагрузки. Для конического подшипника коэффициент радиальной нагрузки  $X=0,4$  [1, стр. 141, табл. 9.1];

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки,  $Y=1,46$  (см. п. 3.7);

$V=1$  – коэффициент вращения, при вращающемся внутреннем кольце;

$R_r$  – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника ( $R_C, R_D$ ),  $H$ ;

$R_a$  – осевая нагрузка подшипника,  $H$ ;

$K_B$  – коэффициент безопасности. При требуемой долговечности подшипника  $L_h=5000$  ч коэффициент безопасности равен  $K_B=1,1$  [1, стр. 145, табл. 9.4];

$K_T$  – температурный коэффициент. При рабочей температуре подшипника до  $100^\circ C$  температурный коэффициент равен  $K_T=1$  [1, стр. 147, табл. 9.5].

Тогда

$$R_{E1} = V \cdot R_{r1} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 8979,42 \cdot 1,1 \cdot 1 = 9877,36 H;$$

$$R_{E2} = V \cdot R_{r2} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 10126,25 \cdot 1,1 \cdot 1 = 10929,82 H.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_{rp} = R_E \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_2 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} = 10929,82 \cdot \sqrt[3,33]{60 \cdot 47,75 \cdot \frac{5000}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}} =$$

$$= 27058,62 H < 84200 H.$$

Долговечность подшипника

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left( \frac{C_r}{R_E} \right)^m = 1 \cdot 0,7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 47,75} \cdot \left( \frac{84200}{10929,82} \right)^{3,33} =$$

$$= 219119,67 \text{ ч} > 5000 \text{ ч}.$$

Поскольку базовая долговечность больше чем требуемая, то предварительно выбранный подшипник № 7211 пригоден. В случае невыполнения данного условия, следует перейти на среднюю серию подшипника. Если и эта мера не даст желаемого результата, то необходимо изменить тип подшипника и повторить расчет заново.

### 3.11 Проверочный расчет тихоходного вала

Поскольку концентратором напряжений для тихоходного вала червячной передачи является диаметр посадки вала под подшипник  $d_2$  (рис. 9), то проверочный расчет выполним применительно только для этого элемента. При этом считаем, что вал изготавливается из стали 40Х, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ [приложение, табл. 4]; [1, стр. 53, табл. 3.2].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_{\sigma})_D = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

$$(K_{\tau})_D = \left( \frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

где  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;  
 $K_d$  – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;  
 $K_F$  – коэффициент влияния шероховатости;  
 $K_y$  – коэффициент влияния поверхности упрочнения.

При  $\sigma_{\sigma}=900$  МПа коэффициенты концентрации напряжений равны  $K_{\sigma}=1,8$ ;  $K_{\tau}=1,55$  [1, стр. 271, табл. 11.2].

При диаметре вала под подшипник  $d_2=55$  мм коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения для стали 40Х равен  $K_d=0,7$  [1, стр. 272, табл. 11.3].

При  $\sigma_{\sigma}=900$  МПа коэффициент влияния шероховатости составляет  $K_F=1,5$  [1, стр. 272, табл. 11.4].

При закалке вала с  $\sigma_{\sigma}=900$  МПа и коэффициент влияния поверхности упрочнения равен  $K_y=1,5$  [1, стр. 272, табл. 11.5].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_{\sigma})_D = \left( \frac{1,8}{0,7} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 2,05;$$

$$(K_{\tau})_D = \left( \frac{1,55}{0,7} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,81.$$

Пределы выносливости в расчетном сечении вала

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D},$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D},$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}=0,58 \cdot \sigma_{-1}$  – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, МПа.

Для стали 40Х предел выносливости при симметричном цикле изгиба составляет  $\sigma_{-1}=410$  МПа [приложение, табл. 5].

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{410}{2,05} = 200 \text{ МПа};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{0,58 \cdot 410}{1,81} = 131,38 \text{ МПа}.$$

Тогда коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a};$$

$$S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a};$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, МПа;

$\sigma_a$  и  $\tau_a$  – амплитуда нормальных и касательных напряжений, МПа.

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M \cdot 10^3}{W_{\text{нетто}}},$$

где  $M$  – суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении, Нм;  
 $W_{\text{нетто}}$  – осевой момент сопротивления сечения вала, мм<sup>3</sup>.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32},$$

где  $d_2$  – диаметр тихоходного вала под подшипник (см. п. 3.7), мм.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{32} = 1633383 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\sigma_a = \frac{698,47 \cdot 10^3}{1633383} = 42,76 \text{ МПа}.$$

Амплитуда касательных напряжений

$$\tau_a = \frac{M_k \cdot 10^3}{2 \cdot W_{\text{рнетто}}},$$

где  $M_k$  – крутящий (вращающий) момент на валу червячного колеса, Нм;  
 $W_{\text{рнетто}}$  – полярный момент сопротивления сечения вала, мм<sup>3</sup>.

$$W_{\text{рнетто}} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{16} = 32667,65 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда касательных напряжений составит

$$\tau_a = \frac{398,25 \cdot 10^3}{2 \cdot 32667,65} = 6,1 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{200}{42,76} = 4,68;$$

$$S_\tau = \frac{131,38}{6,1} = 21,54.$$

Общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где  $[S]=1,6 \dots 2,1$  – допускаемый коэффициент запаса прочности.

$$S = \frac{4,68 \cdot 21,54}{\sqrt{4,68^2 + 21,54^2}} = 4,57 > 1,6.$$

Поскольку условие выполняется, то прочность вала обеспечена. Практика показывает, что проектирование валов одноступенчатых редукторов на чистое кручение (см. п. 3.7), проверочные расчеты на прочность повсеместно дают удовлетворительные результаты.



## 4 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Выделение значительного количества теплоты при работе червячной передачи приводит к нагреву масла. При температуре масла, превышающей предельное значение, происходит резкое снижение его вязкости, вследствие чего в передаче возможно возникновение заедания. Для нормальной работы передачи средняя рабочая температура масла  $t_m$  не должна превышать допускаемое значение  $[t]_m$ .

Целью теплового расчета – проверка температуры масла в редукторе  $t_m$ , которая не должна превышать допускаемой  $[t]_m=80\dots95^\circ\text{C}$

$$t_m \leq [t]_m.$$

Температура масла в редукторе равна

$$t_m = t_\theta + \frac{P_1 \cdot (1 - \eta)}{K_t \cdot A},$$

где  $t_\theta$  – температура воздуха вне корпуса редуктора, град,  $t_\theta=20^\circ\text{C}$ ;

$P_1$  – мощность на быстроходном валу редуктора, Вт;

$\eta$  – коэффициент полезного действия червячного редуктора (см. п. 2.14);

$K_t=9\dots17\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{град})$  – коэффициент теплопередачи. Принимаем  $K_t=17\text{ Вт}/(\text{м}^2\cdot\text{град})$ ;

$A$  – площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора,  $\text{м}^2$ . При межосевом расстоянии  $a_w=125\text{ мм}$  площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора равна  $A=0,36\text{ м}^2$  [приложение, табл. 29]; [1, стр. 274, табл. 11.6].

Мощность на быстроходном валу редуктора

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_1 = 24,39 \cdot 100,01 = 2439,24\text{ Вт},$$

где  $T_1$  – вращающий момент на валу червяка (быстроходном валу редуктора) (см. п. 1.6), Нм;

$\omega_1$  – угловая скорость на валу червяка (быстроходном валу редуктора) (см. п. 1.6),  $\text{с}^{-1}$ .

$$t_m = 20^\circ + \frac{2439,24 \cdot (1 - 0,83)}{17 \cdot 0,36} = 87,76^\circ\text{C} < 95^\circ\text{C}.$$

Условие выполняется.

В случае невыполнения условия, необходимо предусмотреть отвод избыточного количества теплоты следующими способами: оребрение корпуса; искусственная вентиляция; применение системы жидкостного охлаждения; использование циркуляционной смазочной системы с охлаждением.

## 5 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОК

Проверке подлежит шпонка тихоходного вала – под колесом. Необходимым и достаточным является расчет шпоночного соединения на смятие. Условие прочности имеет следующий вид

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}],$$

где  $F_t$  – окружная сила на колесе (см. п. 3.3), Н.

$A_{см}$  – площадь смятия,  $мм^2$ ;

$[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение на смятие,  $МПа$ . При спокойной нагрузке  $[\sigma_{см}] = 110 \dots 190 МПа$ .

Площадь смятия

$$A_{см} = (0,94 \cdot h - t_1) \cdot l_p,$$

где  $l_p$  – рабочая длина шпонки,  $мм$ ;

$$l_p = l - b,$$

где  $l$  – полная длина шпонки,  $мм$ ;

$b, h, t_1$  – соответственно ширина, высота и глубина шпонки в пазу вала,  $мм$ .

При диаметре вала под колесо равной  $d_3 = 65 мм$  ширина, высота и глубина шпонки в пазу вала соответственно равны  $b = 18 мм$ ;  $h = 11 мм$ ;  $t_1 = 7 мм$  [приложение, табл. 30].

Считаем, что шпонка на валу червячного колеса установлена со скругленными торцами (рисунок 13). Ее полная длина составляет  $63 мм$  [приложение, табл. 30].

Тогда рабочая длина шпонки будет равна

$$l_p = 63 - 18 = 45 мм.$$

Площадь смятия

$$A_{см} = (0,94 \cdot 11 - 7) \cdot 45 = 150,3 мм^2.$$

Действующие напряжения равны

$$\sigma_{см} = \frac{3982,5}{150,3} = 26,5 < [\sigma_{см}] = 110 МПа.$$

Условие выполняется.

В случае невыполнения условия необходимо увеличить длину шпонки (если это возможно) или установить вторую шпонку (диаметрально противоположно первой).

## 6 ВЫБОР СПОСОБА СМАЗКИ

Смазывание червячных передач и подшипников применяют в целях защиты от коррозии, снижения коэффициента трения, уменьшения износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, снижения шума и вибраций.

Выбор сорта масла зависит от значения контактных напряжений в зубьях и фактической окружной скорости колеса.

При  $\sigma_H = 214,56 МПа$  (см. п. 2.15) и  $v_S = 2,55 м/с$  (см. п. 2.14) принимаем масло И-Т-Д-220 [приложение, табл. 31], где:

И – индустриальное;

Т – для тяжело нагруженных узлов;

Д – масло с антиокислительными, антикоррозийными, притивоизносными и противозадирными присадками;

220 – класс кинематической вязкости.

Для одноступенчатых редукторов при смазывании окунанием объем масляной ванны определяется из расчета

$$V = (0,2...0,4) \cdot P_{дв} = (0,2...0,4) \cdot 3 = 0,6...1,2 \text{ л},$$

где  $P_{дв}$  – мощность двигателя (см. п. 1.3), кВт.

Уровень масла в червячном редукторе при нижнем расположении червяка должен находиться в пределах

$$m \leq h_m \leq 0,25 \cdot d_2,$$

где  $m$  – модуль зацепления, мм;

$d_2$  – делительный диаметр червячного колеса (см. п. 2.13), мм.

$$h_m = (0,1...0,5) \cdot d_1 = (0,1...0,5) \cdot 50 = 5...25 \text{ мм},$$

где  $d_1$  – делительный диаметр червяка (см. п. 2.13), мм.

При этом минимальный уровень масла

$$h_{мин} = 2,2 \cdot m = 2,2 \cdot 5 = 11 \text{ мм}.$$

## 7 ВЫБОР МУФТ

Муфты предназначены для соединения валов и передачи вращающего момента.

Для соединения выходных концов электродвигателя и быстроходного вала редуктора, установленных на одной раме, применяются упругие втулочно-пальцевые муфты и муфты со звездочкой. Эти муфты обладают достаточными упругими свойствами и малым моментом инерции для уменьшения пусковых нагрузок на соединяемые валы.

Для соединения выходных концов тихоходного вала редуктора и приводного вала рабочей машины применяют цепные муфты и муфты с торообразной оболочкой. Эти муфты обладают достаточной податливостью, позволяющей компенсировать значительную несоосность валов. Кроме того, к ним не предъявляются требования малого момента инерции.

Муфты выбирают по большему диаметру концов соединяемых валов, частоте вращения, условиям эксплуатации и расчетному моменту  $T_p$ , который должен быть в пределах номинального

$$T_p = K_p \cdot T_1,$$

где  $K_p$  – коэффициент режима нагрузки. Для ленточного транспортера  $K_p = 1,5$ ;

$T_1$  – вращающий момент на валу червяка (быстроходном валу редуктора) (см. п. 1.6), Нм;

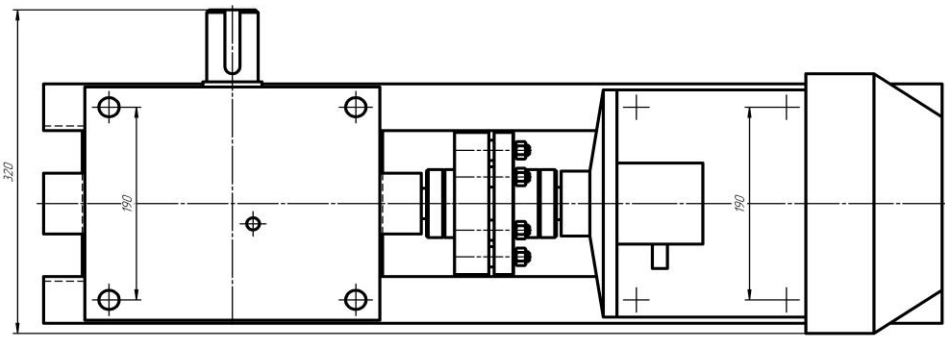
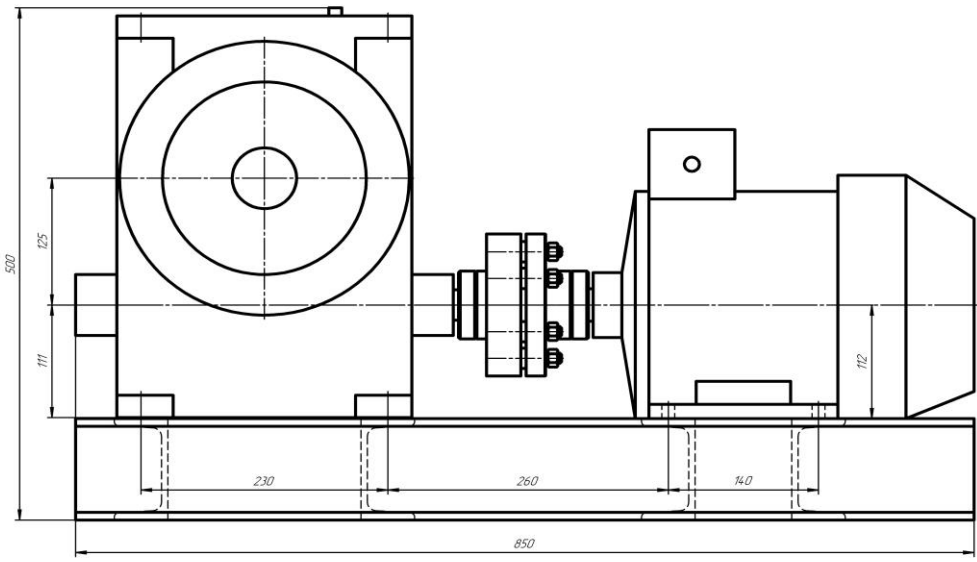
$$T_p = 1,5 \cdot 24,39 = 36,59 \text{ Нм}.$$

Для выбранного типа электродвигателя 4АМ112МА6УЗ (см. п. 1.3), диаметр вала составляет  $d_1 = 32$  мм [приложение, табл. 32].

Принимаем муфту МУВП 250-32-1.30-1.1-УЗ ГОСТ 2124-93 [приложение, табл. 25].

Графическая интерпретация расчетов представлена на рисунках 10-14.

КПДМ 490.000.000 В0



КПДМ 490.000.000 В0  
 16-510.810-81  
 250-32-1.30-1.1-У3  
 ГОСТ 21424-93  
 4АМ112МА6У3  
 ТУ 16-510.810-81  
 Р<sub>205</sub>=3 кВт, n<sub>205</sub>=955 мин<sup>-1</sup>  
 U=2, a<sub>ш</sub>=120 мм, Т<sub>вых</sub>=4,00 Нм  
 16-510.810-81  
 250-32-1.30-1.1-У3  
 ГОСТ 21424-93  
 4АМ112МА6У3  
 ТУ 16-510.810-81  
 Р<sub>205</sub>=3 кВт, n<sub>205</sub>=955 мин<sup>-1</sup>  
 U=2, a<sub>ш</sub>=120 мм, Т<sub>вых</sub>=4,00 Нм

Техническая характеристика

1. Электродвигатель 4АМ112МА6У3 ТУ 16-510.810-81, P<sub>205</sub>=3 кВт, n<sub>205</sub>=955 мин<sup>-1</sup>.
2. Редуктор червячный U=2, a<sub>ш</sub>=120 мм, Т<sub>вых</sub>=4,00 Нм.
3. Муфта МЧВП 250-32-1.30-1.1-У3 ГОСТ 21424-93.

КПДМ 490.000.000 В0	16-510.810-81	250-32-1.30-1.1-У3	ГОСТ 21424-93	4АМ112МА6У3	ТУ 16-510.810-81	P <sub>205</sub> =3 кВт	n <sub>205</sub> =955 мин <sup>-1</sup>	U=2	a <sub>ш</sub> =120 мм	T <sub>вых</sub> =4,00 Нм
Прилад к скрейдкавуч транспортеру										
БГАУ И-2231										

Рисунок 10 – Чертеж общего вида привода

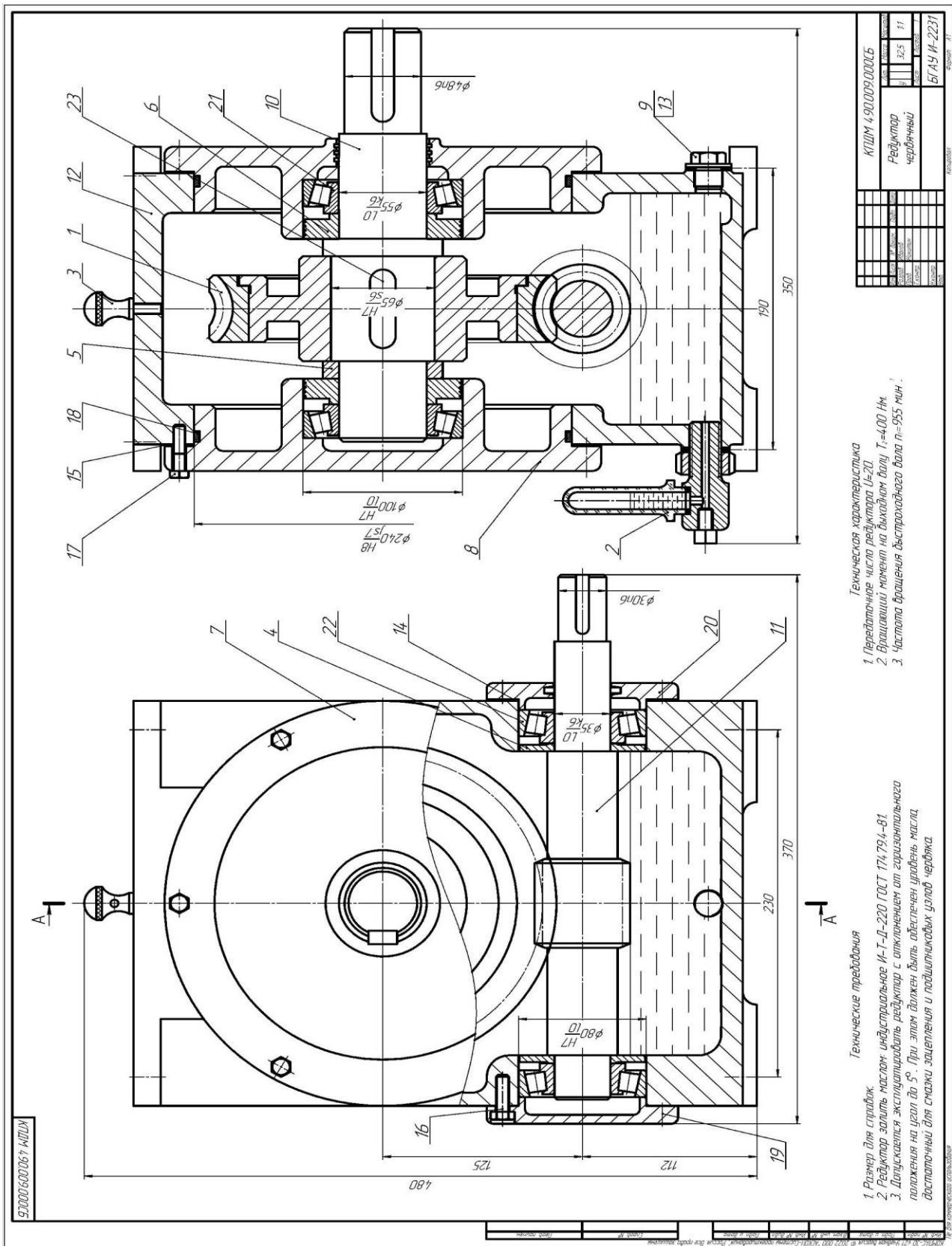


Рисунок 11 – Сборочный чертеж червячного редуктора

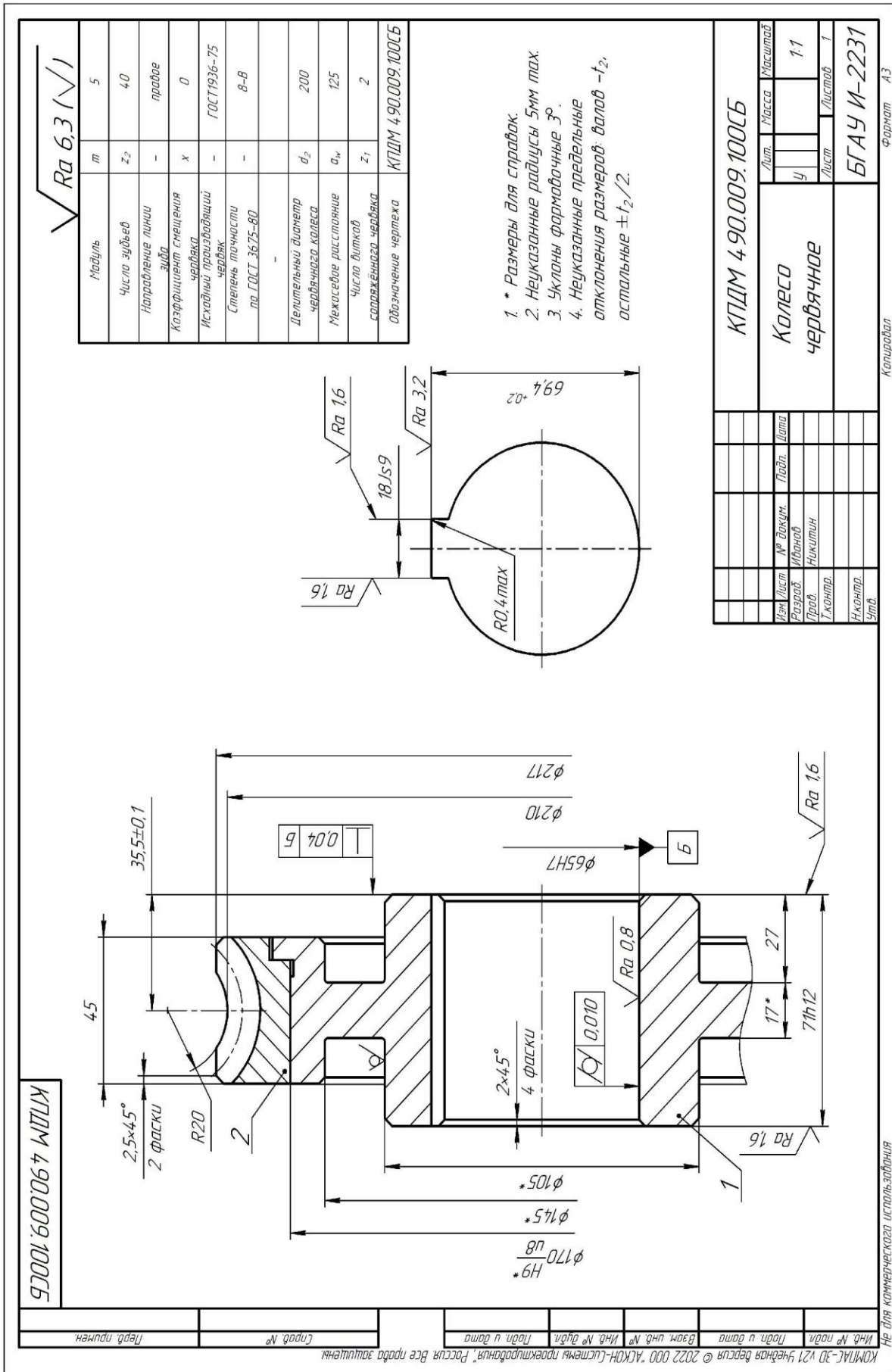


Рисунок 12 – Рабочий чертёж червячного колеса

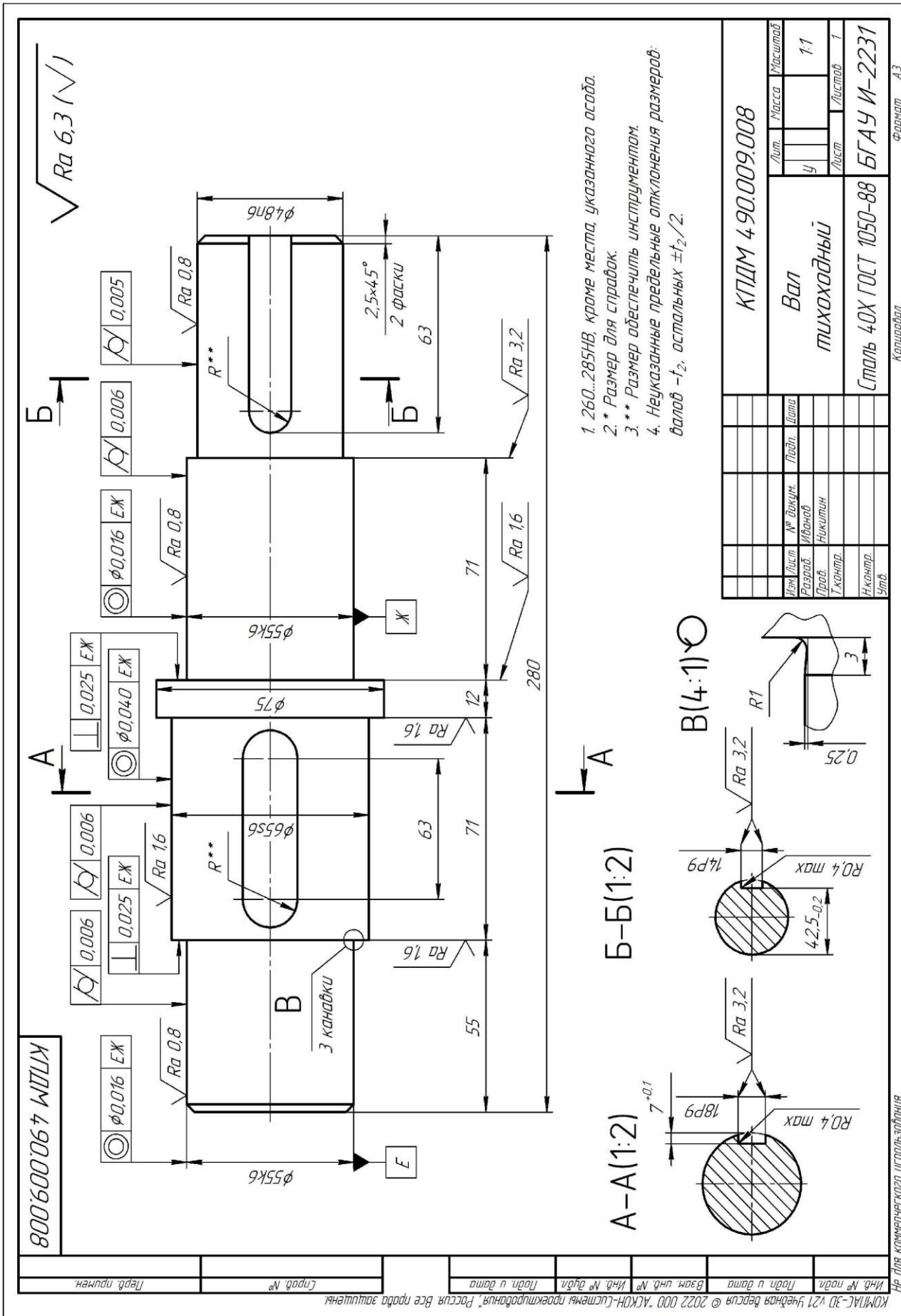


Рисунок 13 – Рабочий чертеж тихоходного вала редуктора

КОМПАС-3D v21 Учебная версия © 2022 ООО "АСКОН-Системы проектирования", Россия. Все права защищены. Инв. № подл. Подп. и дата Взам. инв. № Инв. № дубл. Подп. и дата	Перв. примен. Справ. №	Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание		
							Документация			
		A1			КПДМ 490.009.000СБ	Сборочный чертеж				
						Сборочные единицы				
		A3	1		КПДМ 490.009.100	Колесо червячное	1			
			2		КПДМ 490.009.200	Маслоуказатель	1			
						Детали				
			3		КПДМ 490.009.001	Ручка-отдушина	1			
			4		КПДМ 490.009.002	Кольцо мазеудерживающее	2			
			5		КПДМ 490.009.003	Кольцо	1			
			6		КПДМ 490.009.004	Кольцо мазеудерживающее	2			
			7		КПДМ 490.009.005	Крышка редуктора	1			
			8		КПДМ 490.009.006	Крышка редуктора	1			
			9		КПДМ 490.009.007	Пробка	1			
		A3	10		КПДМ 490.009.008	Вал тихоходный	1			
	11		КПДМ 490.009.009	Червяк	1					
	12		КПДМ 490.009.010	Корпус редуктора	1					
	13		КПДМ 490.009.011	Прокладка	2					
	14		КПДМ 490.009.012	Прокладка	2					
	15		КПДМ 490.009.013	Прокладка	2					
					КПДМ 490.009.000					
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Редуктор червячный			Лит.	Лист	Листов
Разраб.	Иванов								1	2
Пров.	Никитин							БГАУ И-2231		
Н.контр.										
Утв.										
Не для коммерческого использования					Копировал			Формат А4		

Рисунок 14 – Спецификация к червячному редуктору



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<i>Стандартные изделия</i>		
		16		Болт М8-8дх35 ГОСТ 7798-70	8	
		17		Болт М6-8дх35 ГОСТ 7798-70	12	
		18		Кольцо 255-270-85-2-4 ГОСТ 9833-73	2	
		19		Крышка 21-80 ГОСТ 18511-73	1	
		20		Крышка 11-80х35 ГОСТ 18513-73	1	
		21		Подшипник 7211 ГОСТ 27365-73	2	
		22		Подшипник 7207 ГОСТ 27365-73	2	
		23		Шпонка ГОСТ 23360-78 18х11х63	1	

КОМПАС-3D v21 Учебная версия © 2022 ООО "АСКОН-Системы проектирования", Россия. Все права защищены.

Изм. № подл. Подп. и дата

Взам. инв. № Инв. № дубл. Подп. и дата

**КПДМ 490.009.000**

Лист  
2

Не для коммерческого использования
Копировал
Формат А4

## Задача № 2. Привод к цепному транспортеру для бахчевых культур.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

$P_{\text{вых}}(P_3)=2 \text{ кВт}$  – мощность на выходном валу привода;

$\omega_{\text{вых}}(\omega_3)=5 \text{ с}^{-1}$  – угловая скорость на выходном валу привода;

$L_h=5000 \text{ ч}$  – срок службы привода.

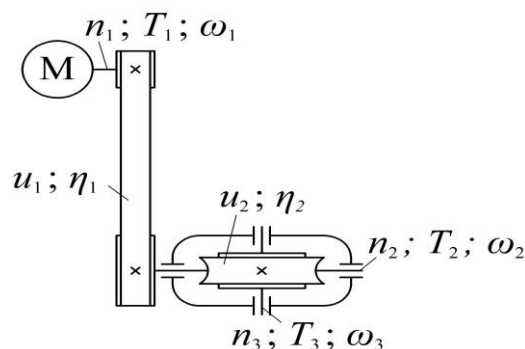


Рисунок 15 – Схема привода

### 1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

#### 1.1 Вращающий момент на выходном валу привода

$$T_{\text{вых}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\omega_{\text{вых}}} = \frac{2 \cdot 10^3}{5} = 400 \text{ Нм.}$$

#### 1.2 Мощность на быстроходном валу привода

$$P_1 = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}},$$

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

Общий КПД привода определим следующим образом [приложение, табл. 1]

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n^2,$$

где  $\eta_1$  – КПД ременной передачи, равный 0,95...0,97;

$\eta_2$  – КПД червячной передачи, равный 0,80...0,85;

$\eta_n$  – КПД пары подшипников, равный 0,99...0,995 [приложение, табл. 2];

[1, стр. 42, табл. 2.2].

Принимаем  $\eta_1=0,97$ ;  $\eta_2=0,85$ ;  $\eta_n=0,99$ .

Подставив все составляющие в формулу, получим

$$\eta_{\text{общ}} = 0,97 \cdot 0,85 \cdot 0,99^2 = 0,81.$$

Тогда мощность на быстроходном валу привода составит

$$P_1 = \frac{2 \cdot 10^3}{0,81} = 2469,14 \text{ Вт} = 2,47 \text{ кВт.}$$

#### 1.3 Выбор электродвигателя

Принимаем электродвигатель 4АМ100S4УЗ ближайшей большей мощностью  $P_{\text{ном}}=P_1=3 \text{ кВт}$ , синхронной частотой вращения  $n_c=1500 \text{ мин}^{-1}$ , номинальной частотой вращения  $n_{\text{ном}}=n_1=1435 \text{ мин}^{-1}$  [приложение, табл. 4]; [1, стр. 406, табл. К9]; [2, стр. 385, приложение 1].

#### 1.4 Общее передаточное число привода

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{вых}}},$$

где  $n_{\text{ном}}$  – номинальная частота вращения вала электродвигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  
 $n_{\text{вых}}$  – частота вращения на выходном валу привода,  $\text{мин}^{-1}$ .

$$n_{\text{вых}} = \frac{\omega_{\text{вых}} \cdot 30}{\pi};$$

где  $\omega_{\text{вых}}$  – угловая скорость на выходном валу привода,  $\text{с}^{-1}$ ;

$$n_{\text{вых}} = \frac{5 \cdot 30}{3,14} = 47,75 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда общее передаточное число привода составит

$$u_{\text{общ}} = \frac{1435}{47,75} = 30,05.$$

#### 1.5 Разбивка общего передаточного числа привода по ступеням

$$u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2,$$

где  $u_1$  – передаточное число ременной передачи;

$u_2$  – передаточное число червячной передачи.

Принимаем  $u_2=10$  [приложение, табл. 3]; [1, стр. 45, табл. 2.3]; [2, стр. 48, табл. 4.2].

Тогда передаточное число ременной передачи составит

$$u_1 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_2} = \frac{30,05}{14} = 2,15.$$

#### 1.6 Частоты вращения, угловые скорости и вращающие моменты на валах привода

Частоты вращения

$$n_1 = n_{\text{ном}} = 1435 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{1435}{2,15} = 667,44 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{667,44}{14} = 47,67 \text{ мин}^{-1}.$$

Угловые скорости

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1435}{30} = 150,27 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1} = \frac{150,27}{2,15} = 69,89 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_2} = \frac{69,89}{14} \approx 5 \text{ с}^{-1}.$$

Вращающие моменты

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{2469,14}{150,27} = 16,43 \text{ Нм};$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_1 \cdot \eta_n = 16,43 \cdot 2,15 \cdot 0,97 \cdot 0,99 = 33,92 \text{ Нм};$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n = 33,92 \cdot 14 \cdot 0,85 \cdot 0,99 = 399,61 \text{ Нм}.$$

Определим погрешность вращающего момента на выходном валу привода

$$\Delta T = \frac{|T_{\text{вых}} - T_3|}{T_{\text{вых}}} \cdot 100\% \leq 5\%;$$

$$\Delta T = \frac{|400 - 399,61|}{400} \cdot 100\% = 0,1 < 5\%.$$

Определим погрешность угловой скорости на выходном валу привода

$$\Delta \omega = \frac{|\omega_{\text{вых}} - \omega_3|}{\omega_{\text{вых}}} \cdot 100\% \leq 5\%;$$

$$\Delta \omega = \frac{|5 - 5|}{5} \cdot 100\% = 0\% < 5\%.$$

Расчет величин  $T_3$  и  $\omega_3$  одновременно выполняет роль проверки. Некоторая разница этих параметров в сравнении с заданием возможна в результате округления величин в процессе расчетов.

Оба условия выполняются.

Кинематические параметры привода определены. Приступим к расчетам червячной передачи.

## 2 РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 2.1 Выбор материала червяка

Считаем, что червяк изготавливается из стали 40Х твердостью  $\geq 45$  HRC, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ [приложение, табл. 6]; [1, стр. 52, табл. 3.1].

### 2.2 Скорость скольжения

$$v_s = \frac{4,3 \cdot \omega_3 \cdot u_2}{10^3} \cdot \sqrt[3]{T_3},$$

где  $\omega_3$  – угловая скорость на валу червячного колеса,  $c^{-1}$ ;

$u_2$  – передаточное число червячной передачи;

$T_3$  – вращающий момент на валу червячного колеса,  $Нм$ .

$$v_s = \frac{4,3 \cdot 5 \cdot 14}{10^3} \cdot \sqrt[3]{399,61} = 2,22 \text{ м/с}.$$

2.3 В соответствии со скоростью скольжения из II группы принимаем бронзу БрА9Ж3Л, полученную способом центробежного литья, у которой предел прочности на растяжение  $\sigma_B = 530 \text{ МПа}$ ; предел текучести  $\sigma_T = 245 \text{ МПа}$  [приложение, табл. 7]; [1, стр. 57, табл. 3.5].

2.4 Для материала венца червячного колеса определим допускаемые контактные  $[\sigma]_H$  и изгибные  $[\sigma]_F$  напряжения [приложение, табл. 8]; [1, стр. 58, табл. 3.6].

а) При твердости витков червяка  $\geq 45$  HRC

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot v_s = 300 - 25 \cdot 2,22 = 244,5 \text{ МПа}.$$

б) Для нереверсивной передачи

$$[\sigma]_F = (0,08 \cdot \sigma_B + 0,25 \cdot \sigma_T) \cdot K_{FL},$$

где  $K_{FL}$  – коэффициент долговечности при расчете на изгиб;

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}},$$

где  $N$  – число циклов нагружения зубьев червячного колеса.

$$N = 573 \cdot \omega_3 \cdot L_h,$$

где  $\omega_3$  – угловая скорость на валу червячного колеса,  $c^{-1}$ ;

$L_h$  – срок службы привода, ч.

$$N = 573 \cdot 5 \cdot 5000 = 14,33 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Если  $N < 10^6$ , то его принимают равным  $10^6$ . Если  $N > 25 \cdot 10^7$ , то  $N$  принимают равным  $25 \cdot 10^7$  [1, стр. 58].

Коэффициент долговечности равен

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{14,33 \cdot 10^6}} = 0,74.$$

Тогда допускаемые напряжения изгиба составят

$$[\sigma]_F = (0,08 \cdot 530 + 0,25 \cdot 245) \cdot 0,74 = 76,7 \text{ МПа.}$$

2.5 Определить межосевое расстояние передачи

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{[\sigma]_H^2}},$$

где  $T_3$  – вращающий момент на валу червячного колеса,  $Нм$ ;

$[\sigma]_H$  – допускаемое контактное напряжение материала червячного колеса,  $МПа$ .

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{399,61 \cdot 10^3}{244,5^2}} = 114,91 \text{ мм.}$$

На основании ГОСТ 2144-87 полученное значение межосевого расстояния округлим до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров.

Принимаем  $a_w = 125$  мм [приложение, табл. 9]; [2, стр. 103].

2.6 Выбрать число витков червяка [приложение, табл. 10]

Так как  $u_2 = 14$ ; то  $z_1 = 4$ .

2.7 Определить число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u_2 = 4 \cdot 14 = 56.$$

При необходимости полученное значение  $z_2$  округлить в меньшую сторону до целого числа. Из условия отсутствия подрезания зубьев рекомендуется  $z_2 \geq 40 \dots 60$  [1, стр. 74].

2.8 Определить модуль зацепления

$$m = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{a_w}{z_2} = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{125}{56} = 3,35 \dots 3,79 \text{ мм.}$$

Полученное значение  $m$  округлим в большую сторону до стандартного.

Принимаем  $m = 3,5$  мм [приложение, табл. 11].

2.9 Коэффициент диаметра червяка

$$q = (0,212 \dots 0,25) \cdot z_2 = (0,212 \dots 0,25) \cdot 56 = 11,87 \dots 14.$$

Полученное значение  $q$  округлим до стандартного.

Принимаем  $q = 14$  [приложение, табл. 12].

## 2.10 Определить коэффициент смещения инструмента

$$x = \left( \frac{a_w}{m} \right) - 0,5 \cdot (q + z_2) = \left( \frac{125}{3,5} \right) - 0,5 \cdot (14 + 56) = 0,71.$$

По условию неподрезания и незаострения зубьев колеса значение  $x$  допускается до  $-1 \leq x \leq +1$ . Если при расчете  $x$  это условие не выполняется, то следует варьировать значениями  $q$  и  $z_2$ .

2.11 Определить фактическое передаточное число  $u_\phi$  и проверить его отклонение  $\Delta u$  от заданного  $u_1$

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{56}{4} = 14;$$

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u_2|}{u_2} \cdot 100\% \leq 4\% ;$$

$$\Delta u = \frac{|14 - 14|}{14} \cdot 100\% = 0\% < 4\%.$$

Условие выполняется.

## 2.12 Фактическое значение межосевого расстояния

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2 + 2x) = 0,5 \cdot 3,5 \cdot (14 + 56 + 2 \cdot 0,71) = 124,99 \text{ мм}.$$

## 2.13 Основные геометрические размеры передачи (рис. 16):

а) Для червяка

- делительный диаметр

$$d_1 = m \cdot q = 3,5 \cdot 14 = 49 \text{ мм};$$

- начальный диаметр

$$d_{w1} = m \cdot (q + 2x) = 3,5 \cdot (14 + 2 \cdot 0,71) = 53,97 \text{ мм};$$

- диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 49 + 2 \cdot 3,5 = 56 \text{ мм};$$

- диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 49 - 2,4 \cdot 3,5 = 40,6 \text{ мм};$$

- угол подъема линии витков по делительному цилиндру

$$\gamma = \arctg \left( \frac{z_1}{q} \right) = \arctg \left( \frac{4}{14} \right) = 15,95^\circ;$$

- длина нарезной части

$$b_1 = (10 + 5,5 \cdot |x| + z_1) \cdot m + C,$$

где  $x$  – коэффициент смещения;

$z_1$  – число витков червяка;

$m$  – модуль зацепления, мм;

$C$  – коэффициент.

Так как  $x > 0$ , то коэффициент  $C$  равен [1, стр. 76]

$$C = - \frac{(70 + 60 \cdot x) \cdot m}{z_2} = - \frac{(70 + 60 \cdot 0,71) \cdot 3,5}{56} = -7,04,$$

где  $z_2$  – число зубьев червячного колеса.

Тогда длина нарезной части составит

$$b_1 = (10 + 5,5 \cdot |0,71| + 4) \cdot 3,5 - 7,04 = 55,63 \text{ мм}.$$

Принимаем  $b_1=55 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

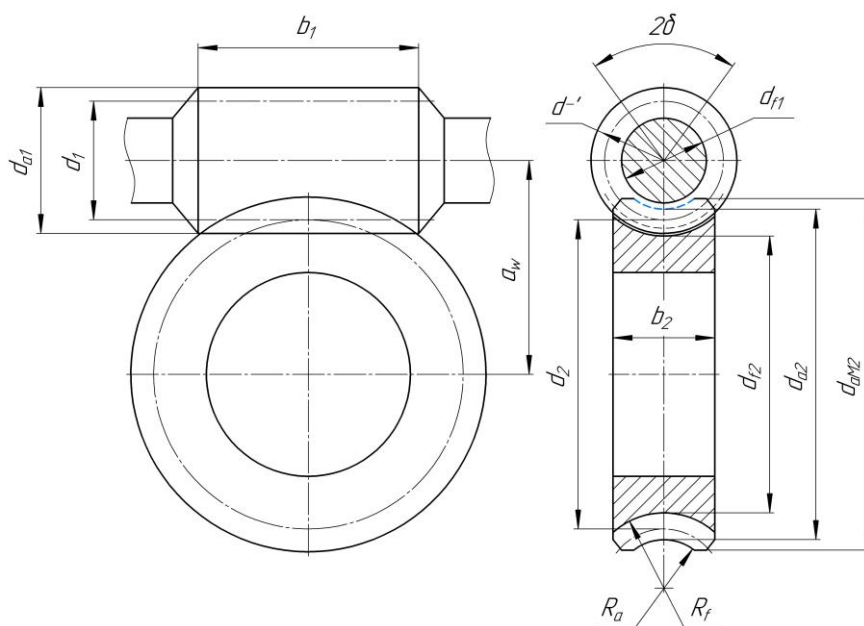


Рисунок 16 – Геометрические параметры червячной передачи

б) Для колеса

- делительный диаметр

$$d_2 = d_{w2} = m \cdot z_2 = 3,5 \cdot 56 = 196 \text{ мм};$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x) = 196 + 2 \cdot 3,5 \cdot (1 + 0,71) = 207,97 \text{ мм};$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x) = 196 - 2 \cdot 3,5 \cdot (1,2 - 0,71) = 192,57 \text{ мм};$$

- наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} = 207,97 + \frac{6 \cdot 3,5}{4 + 2} = 211,47 \text{ мм};$$

- ширина венца [1, стр. 76]

Так как  $z_1=4$ , то

$$b_2 = 0,315 \cdot a_w = 0,315 \cdot 125 = 39,38 \text{ мм}.$$

Принимаем  $b_2=40 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

- радиусы закруглений зубьев

$$R_a = 0,5 \cdot d_1 - m = 0,5 \cdot 49 - 3,5 = 21 \text{ мм};$$

$$R_f = 0,5 \cdot d_1 + 1,2 \cdot m = 0,5 \cdot 49 + 1,2 \cdot 3,5 = 28,7 \text{ мм};$$

- условный угол обхвата червяка венцом колеса  $2\delta$

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m} = \frac{40}{56 - 0,5 \cdot 3,5} = 0,74;$$

$$\delta = \arcsin(0,74) = 47,5^\circ;$$

$$2\delta = 95^\circ.$$

2.14 Определить коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)},$$

где  $\gamma$  – угол подъема линии витков по делительному цилиндру, град;  
 $\varphi$  – угол трения, град, зависящий от фактической скорости скольжения

$$v_s = \frac{u_\phi \cdot \omega_3 \cdot d_1}{2 \cdot \cos \gamma \cdot 10^3} = \frac{14 \cdot 5 \cdot 49}{2 \cdot \cos 15,95 \cdot 10^3} = 1,78 \text{ м/с},$$

где  $\omega_3$  – угловая скорость на валу червячного колеса,  $c^{-1}$ ;  
 $u_\phi$  – фактическое передаточное число червячной передачи;  
 $d_1$  – делительный диаметр червяка, мм.

При скорости скольжения  $v_s = 1,78 \text{ м/с}$  угол трения равен  $\varphi = 2,39^\circ$  [приложение, табл. 13].

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 15,95}{\operatorname{tg}(15,95 + 2,39)} = 0,86.$$

2.15 Проверить контактные напряжения зубьев колеса

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 \cdot d_2}} \cdot K \leq [\sigma]_H,$$

где  $F_{t2}$  – окружная сила на колесе, Н;

$d_1$  – делительный диаметр червяка, мм;

$d_2$  – делительный диаметр червячного колеса, мм;

$K$  – коэффициент нагрузки, принимается в зависимости от окружной скорости колеса

$$v_2 = \frac{\omega_3 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{5 \cdot 196}{2 \cdot 10^3} = 0,49 \text{ м/с},$$

где  $\omega_3$  – угловая скорость на валу червячного колеса,  $c^{-1}$ .

Так как  $v_2 < 3 \text{ м/с}$ , то  $K = 1$  [1, стр. 77].

Окружная сила на колесе равна

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 399,61 \cdot 10^3}{196} = 4077,65 \text{ Н};$$

где  $T_3$  – вращающий момент на валу червячного колеса, Нм.

Тогда контактные напряжения составят

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{4077,65}{49 \cdot 196}} \cdot 1 = 221,54 \text{ МПа}.$$

Величину допускаемых контактных напряжений  $[\sigma]_H$  уточним по фактической скорости скольжения, т.е. [приложение, табл. 8]

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot v_s = 300 - 25 \cdot 1,78 = 255,5 \text{ МПа}.$$

Определим фактическую недогрузку (перегрузку) передачи

$$\Delta \sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{221,54 - 255,5}{255,5} \cdot 100 = -13,29\%.$$

Знак «-» означает недогрузку передачи, знак «+» – перегрузку передачи. Допускается недогрузка передачи ( $\sigma_H < [\sigma]_H$ ) не более 15% и перегрузка передачи ( $\sigma_H > [\sigma]_H$ ) до 5%. В случае кода недогрузка передачи превышает указанную



величину, то необходимо изменить расположение червяка на верхнее и уменьшить  $[\sigma]_H$  на 15%.

2.16 Проверить напряжения изгиба зубьев колеса

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_{F2} \cdot \frac{F_{t2}}{b_2 \cdot m} \cdot K \leq [\sigma]_F,$$

где  $F_{t2}$  – окружная сила на колесе,  $H$ ;

$b_2$  – ширина венца колеса,  $мм$ ;

$m$  – модуль зацепления,  $мм$ ;

$K$  – коэффициент нагрузки;

$[\sigma]_F = 76,7 \text{ МПа}$  – допускаемые напряжения изгиба зубьев колеса (см. п. 2.4, б);

$Y_{F2}$  – коэффициент формы зуба колеса, зависящий от эквивалентного числа зубьев колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma},$$

где  $z_2$  – число зубьев червячного колеса;

$\gamma$  – угол подъема линии витков по делительному цилиндру,  $град$ .

$$z_{v2} = \frac{56}{\cos^3 15,95} = 63.$$

При эквивалентном числе зубьев колеса  $z_{v2} = 63$  коэффициент формы зуба колеса равен  $Y_{F2} = 1,39$  [приложение, табл. 14]; [1, стр. 78, табл. 4.10].

Следовательно, напряжения изгиба будут равны

$$\sigma_F = 0,7 \cdot 1,39 \cdot \frac{4077,65}{40 \cdot 3,5} \cdot 1 = 28,34 \text{ МПа},$$

$$28,34 \text{ МПа} < 76,6 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

При проверочном расчете  $\sigma_F$  получаются меньше  $[\sigma]_F$ , так как нагрузочная способность червячных передач ограничивается контактной прочностью зубьев червячного колеса.

### 3 РАСЧЕТ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

#### 3.1 Выбор сечения ремня

При мощности двигателя  $P_{ном} = P_1 = 3 \text{ кВт}$  и частоте вращения  $n_{ном} = n_1 = 1435 \text{ мин}^{-1}$  по номограмме принимаем клиновой ремень нормального сечения «А» [приложение, рис. 1]; [1, стр. 86, рис. 7.2].

#### 3.2 Минимально допустимый диаметр ведущего шкива

Для выбранного сечения ремня «А» минимально допустимый диаметр шкива равен  $d_{1min} = 90 \text{ мм}$  [приложение, табл. 21]; [1, стр. 87, табл. 5.4].

#### 3.3 Задаться расчетным диаметром ведущего шкива

В целях повышения срока службы ремней рекомендуется применять ведущие шкивы диаметром несколько большего размера в сравнении с минимально допустимым. Принимаем  $d_1 = 100 \text{ мм}$  [приложение, табл. 22]; [1, стр. 448, табл. К40].

### 3.4 Определить диаметр ведомого шкива

$$d_2 = d_1 \cdot u_1 \cdot (1 - \varepsilon),$$

где  $u_1$  – передаточное число ременной передачи;

$\varepsilon$  – коэффициент скольжения, равный 0,01...0,02. Принимаем  $\varepsilon=0,02$ .

$$d_2 = 100 \cdot 2,15 \cdot (1 - 0,02) = 210,7 \text{ мм.}$$

Полученное значение диаметра округлим до ближайшего стандартного размера. Принимаем  $d_2=200$  мм [приложение, табл. 22]; [1, стр. 448, табл. К40].

3.5 Определить фактическое передаточное число  $u_\phi$  и проверить его отклонение  $\Delta u$  от заданного  $u_1$

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{200}{100 \cdot (1 - 0,02)} = 2,04;$$

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u_1|}{u_1} \cdot 100\% \leq 3\%;$$

$$\Delta u = \frac{|2,04 - 2,15|}{2,15} \cdot 100\% = 5,12\% > 3\%.$$

Поскольку условие не выполняется, то выбираем диаметр ведомого шкива из ряда дополнительных размеров. Принимаем  $d_2=210$  мм [приложение, табл. 20].

Тогда фактическое передаточное число составит

$$u_\phi = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \varepsilon)} = \frac{210}{100 \cdot (1 - 0,02)} = 2,14;$$

$$\Delta u = \frac{|2,14 - 2,15|}{2,15} \cdot 100\% = 0,47\% < 3\%.$$

Условие выполняется.

### 3.6 Определить ориентировочное межосевое расстояние

$$a \geq 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h,$$

где  $h$  – высота сечения ремня, мм. Для нормального сечения ремня «А» его высота равна  $h=8$  мм [приложение, табл. 26]; [1, стр. 440, табл. К31].

$$a = 0,55 \cdot (100 + 210) + 8 = 178,5 \text{ мм.}$$

### 3.7 Определить расчетную длину ремня

$$\begin{aligned} l &= 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_2 + d_1) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} = \\ &= 2 \cdot 178,5 + \frac{3,14}{2} \cdot (210 + 100) + \frac{(210 - 100)^2}{4 \cdot 178,5} = 860,89 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Полученное значение  $l$  округлить до ближайшего большего стандартного размера. Принимаем  $l=900$  мм [приложение, табл. 23]; [1, стр. 440, табл. К31].

3.8 Уточнить значение межосевого расстояния по стандартной длине ремня

$$\begin{aligned} a &= \frac{1}{8} \left\{ 2 \cdot l - \pi \cdot (d_2 + d_1) + \sqrt{[2 \cdot l - \pi \cdot (d_2 + d_1)]^2 - 8 \cdot (d_2 - d_1)^2} \right\} = \\ &= \frac{1}{8} \left\{ 2 \cdot 900 - 3,14(210 + 100) + \sqrt{[2 \cdot 900 - 3,14 \cdot (210 + 100)]^2 - 8 \cdot (210 - 100)^2} \right\} = 198,92 \text{ мм.} \end{aligned}$$

При монтаже передачи необходимо обеспечить возможность уменьшения  $a$  на 0,01l для того, чтобы облегчить надевание ремня на шкив. Кроме того, для увеличения натяжения ремней необходимо предусмотреть возможность увеличения  $a$  на 0,025l.

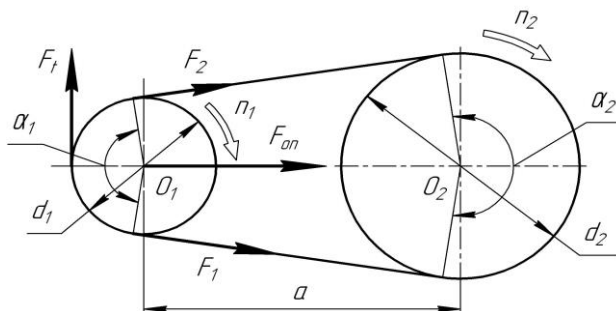


Рисунок 17 – Геометрические и силовые параметры ременной передачи

3.9 Определить угол обхвата ремнем ведущего шкива

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{d_2 - d_1}{a} = 180^\circ - 57^\circ \cdot \frac{210 - 100}{198,92} = 148,48^\circ.$$

Угол  $\alpha_1$  должен быть  $\geq 120^\circ$ .

3.10 Определить скорость ремня

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} \leq [v],$$

где  $n_1$  – частота вращения ведущего шкива,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$[v]$  – допускаемая скорость,  $\text{м/с}$ . Для клиновых ремней допускаемая скорость равна  $[v]=25 \text{ м/с}$ .

$$v = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 1435}{60 \cdot 10^3} = 7,51 \text{ м/с} < 25 \text{ м/с}.$$

Условие выполняется.

3.11 Определить частоту пробегов ремня

$$U = \frac{v \cdot 10^3}{l} \leq [U],$$

где  $[U]=30 \text{ с}^{-1}$  – допускаемая частота пробегов.

$$U = \frac{7,51 \cdot 10^3}{900} = 8,34 \text{ с}^{-1} < 30 \text{ с}^{-1}.$$

Условие выполняется.

3.12 Определить допускаемую мощность, передаваемую одним клиновым ремнем

$$[P_n] = [P_0] \cdot C_p \cdot C_\alpha \cdot C_l \cdot C_z,$$

где  $[P_0]$  – допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем,  $\text{кВт}$ ;

$C_p$  – коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы;

$C_\alpha$  – коэффициент угла обхвата на ведущем шкиве;

$C_l$  – коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня к базовой;

$C_z$  – коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи.

Для нормального сечения ремня «А» при его скорости  $v=7,51$  м/с допускаемая приведенная мощность, передаваемая одним клиновым ремнем равна  $[P_0]=1,28$  кВт [приложение, табл. 25]; [1, стр. 89, табл. 5.5].

Поправочные коэффициенты  $C$  определим, исходя, из данных, полученных при расчете передачи, условий и режимов ее работы [приложение, табл. 24]; [1, стр. 82, табл. 5.2]:

$C_p=0,9$  – так как привод работает с умеренными колебаниями;

$C_\alpha=0,91$  – при угле обхвата  $\alpha_1=148,48^\circ$ ;

$C_l=0,99$  – при отношении рабочей длины ремня к базовой равном 0,96;

$C_z=0,95$  – при ориентировочном количестве ремней  $z=2\dots 3$ .

Тогда допускаемая мощность, передаваемая одним клиновым ремнем, составит

$$[P_n]=1,28 \cdot 0,9 \cdot 0,91 \cdot 0,99 \cdot 0,95 = 0,99 \text{ кВт.}$$

3.13 Определить количество клиновых ремней

$$z = \frac{P_1}{[P_n]},$$

где  $P_1$  – мощность на валу электродвигателя, кВт.

$$z = \frac{3}{0,99} = 3,03.$$

Принимаем  $z=3$ .

3.14 Определить силу предварительного натяжения

$$F_0 = \frac{850 \cdot P_1 \cdot C_l}{z \cdot v \cdot C_\alpha \cdot C_p} = \frac{850 \cdot 3 \cdot 0,99}{3 \cdot 7,51 \cdot 0,91 \cdot 0,9} = 136,81 \text{ Н.}$$

3.15 Определить окружную силу, передаваемую комплектом клиновых ремней

$$F_t = \frac{P_1 \cdot 10^3}{v} = \frac{3 \cdot 10^3}{7,51} = 399,47 \text{ Н.}$$

3.16 Определить силы натяжения ведущей и ведомой ветвей

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2 \cdot z} = 136,81 + \frac{399,47}{2 \cdot 3} = 203,39 \text{ Н}; \quad F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2 \cdot z} = 136,81 - \frac{399,47}{2 \cdot 3} = 70,23 \text{ Н.}$$

3.17 Определить силу давления ремня на вал

$$F_{on} = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 136,81 \cdot 3 \cdot \sin \frac{148,48}{2} = 790 \text{ Н.}$$

3.18 Проверить прочность ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 + \sigma_u + \sigma_v \leq [\sigma]_p,$$

где  $\sigma_1$  – напряжение растяжения, МПа;

$\sigma_u$  – напряжения изгиба, МПа;

$\sigma_v$  – напряжения от центробежных сил, МПа;

$[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение растяжения, МПа. Для клиновых ремней  $[\sigma]_p=10$  МПа.

Напряжение растяжения

$$\sigma_1 = \frac{F_0}{A} + \frac{F_t}{2 \cdot z \cdot A},$$

где  $A$  – площадь поперечного сечения ремня,  $мм^2$ . Для нормального сечения ремня «А» площадь его поперечного сечения равна  $A=81 мм^2$  [приложение, табл. 26]; [1, стр. 440, табл. К31].

$$\sigma_1 = \frac{136,81}{81} + \frac{399,47}{2 \cdot 3 \cdot 81} = 2,51 \text{ МПа.}$$

Напряжения изгиба

$$\sigma_u = E_u \cdot \frac{h}{d_1},$$

где  $E_u$  – модуль продольной упругости при изгибе для прорезиненных ремней, равный  $E_u=80 \dots 100 \text{ МПа}$ . Принимаем  $E_u=80 \text{ МПа}$ .

$$\sigma_u = 80 \cdot \frac{8}{100} = 6,4 \text{ МПа.}$$

Напряжения от центробежных сил

$$\sigma_v = \rho \cdot v^2 \cdot 10^{-6},$$

где  $\rho$  – плотность материала ремня,  $кг/м^3$ . Для клиновых ремней плотность материала ремня  $\rho=1250 \dots 1400 \text{ кг/м}^3$ . Принимаем  $\rho=1250 \text{ кг/м}^3$ .

$$\sigma_v = 1250 \cdot 7,51^2 \cdot 10^{-6} = 0,07 \text{ МПа.}$$

Тогда максимальные напряжения в сечении ведущей ветви будут равны

$$\sigma_{\max} = 2,51 + 6,4 + 0,07 = 8,98 \text{ МПа} < 10 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется.

Если при расчете условие не выполняется ( $\sigma_{\max} > [\sigma]_p$ ), то следует увеличить диаметр  $d_1$  ведущего шкива или принять большее сечение ремня и повторить расчет передачи заново.

#### 4 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ (ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ) РАСЧЕТ ВАЛОВ И ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Проектный расчет ставит своей целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала: ее диаметр  $d$  и длину  $l$  (рис. 18).

Предварительный расчет валов выполняется по напряжениям кручения, то есть при этом не учитывают напряжения изгиба, концентрации напряжений во времени. Поэтому для компенсации приближенности этого метода расчетами допускаемые напряжения на кручение принимают заниженными:  $[\tau]_к=10 \dots 20 \text{ МПа}$ . При этом меньшие значения  $[\tau]_к$  – для быстроходного вала, большие  $[\tau]_к$  – для тихоходных.

Уравнение прочности вала на кручение выглядит следующим образом

$$\tau_k = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]_к,$$

где  $T$  – вращающий момент,  $Нм$ ;

$W_p$  – полярный момент сопротивления сечения,  $мм^3$ ;

$[\tau]_к$  – допускаемые напряжения кручения,  $МПа$ .

Для сплошного круглого сечения вала полярный момент сопротивления равен

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0,2 \cdot d^3,$$

где  $d$  – диаметр вала, мм.

#### 4.1 Расчет быстроходного вала редуктора (вал червяка)

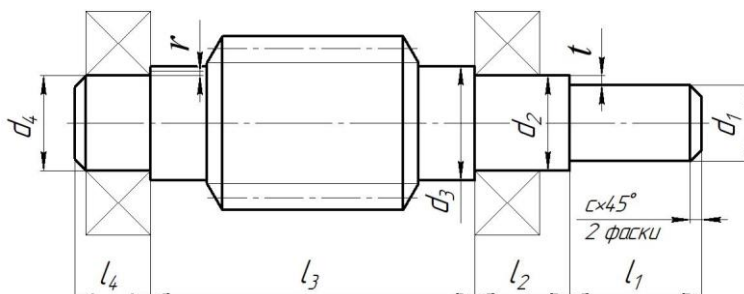


Рисунок 18 – Конструкция быстроходного вала редуктора

Диаметр ступени под шкив ременной передачи

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_k}},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на валу червяка, Нм;

$[\tau]_k$  – допускаемые напряжения кручения, МПа. Для быстроходных валов  $[\tau]_k=10$  МПа.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{33,92 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10}} = 25,69 \text{ мм.}$$

Независимо от расчета, диаметр выходного конца вала должен быть равен

$$d_1 = (0,8 \dots 1,2) \cdot d_{\text{дв}},$$

где  $d_{\text{дв}}$  – диаметр вала электродвигателя, мм.

Для выбранного электродвигателя 4АМ100S4УЗ (см. п. 1.3) диаметр его вала составляет  $d_{\text{дв}}=28$  мм [приложение, табл. 32]; [1, стр. 407, табл. К10].

$$d_1 = (0,8 \dots 1,2) \cdot 28 = 22,4 \dots 33,6 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_1=25$  мм [приложение, табл. 20].

Длина ступени под шкив ременной передачи

$$l_1 = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_1 = (1,2 \dots 1,5) \cdot 25 = 30 \dots 37,5 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_1=36$  мм [приложение, табл. 20].

Диаметр ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t,$$

где  $d_1$  – диаметр ступени под шкив, мм;

$t$  – высота буртика (рис. 18), мм.

При диаметре первой ступени вала  $d_1=25$  мм высота буртика равна  $t=2,2$  мм [приложение, табл. 27].

$$d_2 = 25 + 2 \cdot 2,2 = 29,4 \text{ мм.}$$

В целях подбора стандартного подшипника полученное значение диаметра второй ступени округлим до ближайшего размера кратностью 5 мм.

Принимаем  $d_2=35$  мм.

Принимаем конический роликовый подшипник легкой серии – № 7207 [1, стр. 115, табл. 7.2], у которого  $d_2=35$  мм;  $D_1=72$  мм;  $T_1=18,5$  мм;  $C_r=48,4$  кН;  $e=0,37$ ;  $Y=1,62$  [приложение, табл. 28].

Длина ступени

$$l_2 = 2 \cdot d_2 = 2 \cdot 35 = 70 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_2=71$  мм [приложение, табл. 20].

Под червяк

диаметр ступени

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r,$$

где  $d_2$  – диаметр ступени вала под подшипник, мм;

$r$  – координата фаски подшипника (рис. 18), мм.

При диаметре второй ступени вала  $d_2=35$  мм координата фаски подшипника составляет  $r=2,5$  мм [приложение, табл. 27].

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 35 + 3,2 \cdot 2,5 = 43 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_3=44$  мм [приложение, табл. 20].

Длина ступени

$$l_3 = d_{am2} - 2 \cdot T_1,$$

где  $d_{am2}$  – наибольший диаметр червячного колеса (см. п. 2.13), мм;

$T_1$  – ширина подшипника быстроходного вала, мм.

$$l_3 = 211,47 - 2 \cdot 18,5 = 174,47 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_3=170$  мм [приложение, табл. 20].

Под подшипник

диаметр ступени

$$d_4 = d_2 = 35 \text{ мм.}$$

длина ступени

$$l_4 = T_1 + c,$$

где  $T_1$  – ширина подшипника быстроходного вала, мм;

$c$  – размер фаски (рис. 18), мм.

При диаметре четвертой ступени вала  $d_4=35$  мм размер фаски составляет  $c=1,6$  мм [приложение, табл. 27].

$$l_4 = 18,5 + 1,6 = 20,1 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_4=20$  мм [приложение, табл. 20].

#### 4.2 Эскизная компоновка редуктора

Чертеж общего вида редуктора устанавливает положение колес редукторной пары, элемента открытой передачи относительно опор (подшипников); определяет расстояние  $l_B$  и  $l_T$  между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения силы давления ремня на расстоянии  $l_{on}$  от реакции смежного подшипника.

Расстояние между точками приложения реакций подшипников (рис. 19)

$$l_B = L_B - 2 \cdot a_B = d_{am2} - 2 \cdot a_B,$$

где  $d_{am2}$  – наибольший диаметр червячного колеса, мм. Величина данного параметра определена в пункте 2.13;

$a_B$  – величина смещения реакции подшипника, мм.

Величина смещения реакции для конического роликового подшипника равна

$$a_B = 0,5 \cdot \left( T_1 + \frac{d_2 + D_1}{3} \cdot e \right),$$

где  $T_1$  – ширина подшипника быстроходного вала, мм;

$d_2$  – диаметр ступени вала под быстроходный подшипник, мм;

$D_1$  – наружный диаметр быстроходного подшипника, мм;

$e$  – коэффициент влияния осевого нагружения.

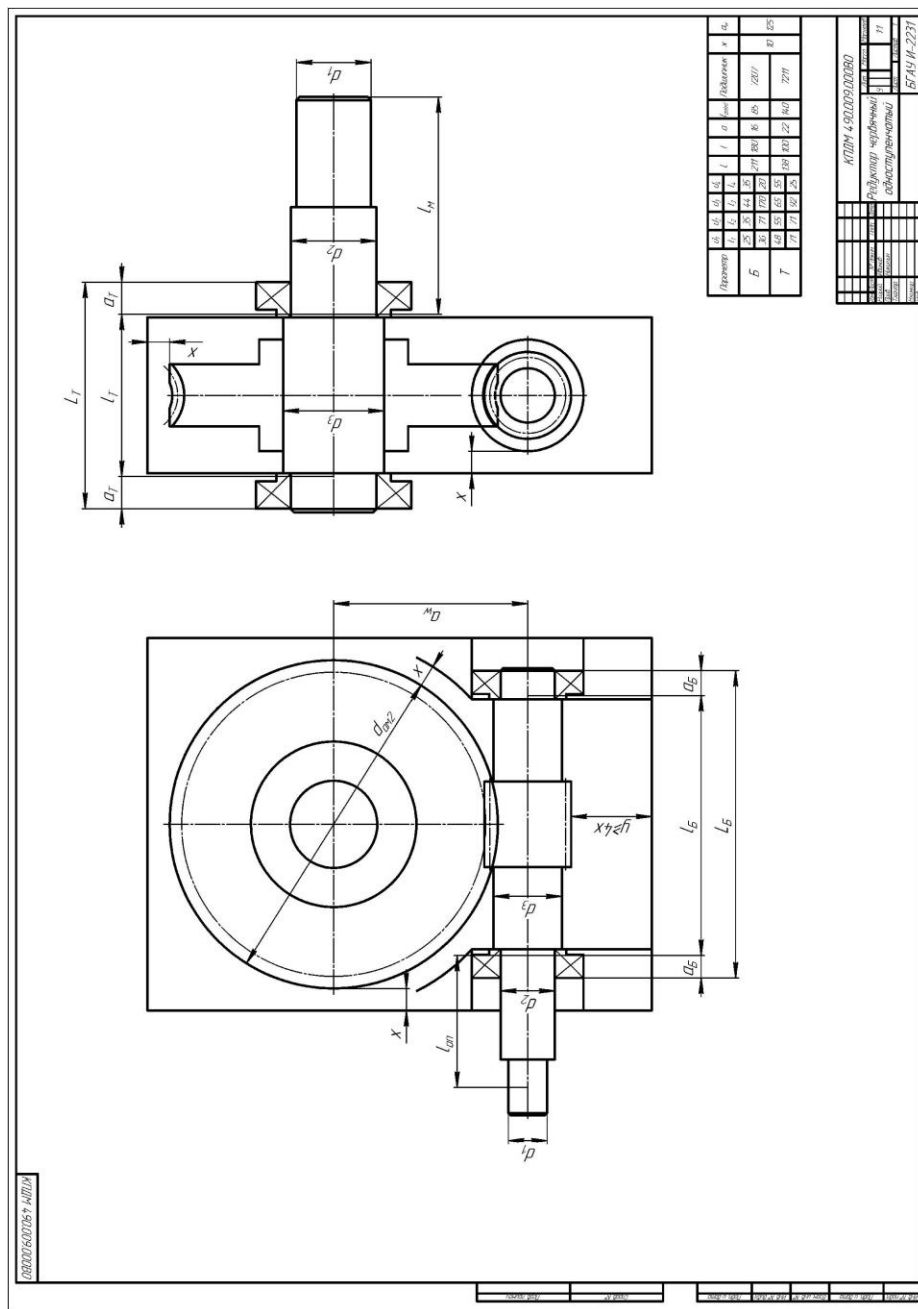


Рисунок 19 – Эскизная компоновка червячного редуктора



$$a_B = 0,5 \cdot \left( 18,5 + \frac{35+72}{3} \cdot 0,37 \right) = 15,85 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a_B = 16 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

Тогда расстояние между точками приложения реакций опор будет равно

$$l_B = 211,47 - 2 \cdot 16 = 179,47 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_B = 180 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

Расстояние приложения реакции ремня до смежного подшипника

$$l_{on} = \frac{l_1}{2} + [l_2 - (T_1 - a_B)],$$

где  $l_1$  – длина ступени под шкив ременной передачи, мм;

$l_2$  – длина ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник быстроходного вала, мм;

$T_1$  – ширина подшипника быстроходного вала, мм;

$a_B$  – величина смещения реакции подшипника, мм.

$$l_{on} = \frac{36}{2} + [71 - (18,5 - 16)] = 86,5 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_{on} = 85 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

#### 4.3 Силы в зацеплении червячной передачи

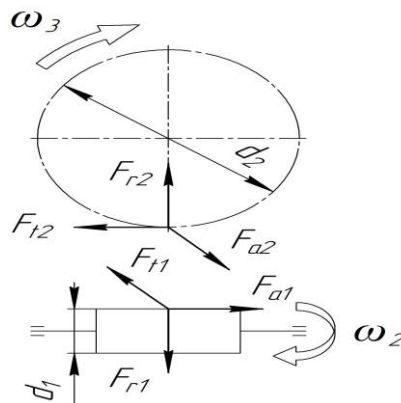


Рисунок 20 – Силы в зацеплении червячной передачи

Окружная сила  
на червяке

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_1},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на валу червяка, Нм;

$d_1$  – делительный диаметр червяка (см. п. 2.13, а), мм.

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 33,92 \cdot 10^3}{49} = 1384,49 \text{ Н;}$$

на червячном колесе

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_2},$$

где  $T_3$  – вращающий момент на валу червячного колеса, Нм;

$d_2$  – делительный диаметр червячного колеса (см. п. 2.13, б), мм.

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 399,61 \cdot 10^3}{196} = 4077,65 \text{ H.}$$

Радиальная сила на червяке и червячном колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где  $\alpha=20^\circ$  – угол зацепления.

$$F_{r1} = F_{r2} = 4077,65 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1484,14 \text{ H.}$$

Осевая сила на червяке и червячном колесе

$$F_{a1} = F_{t2} = 4077,65 \text{ H};$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 1384,49 \text{ H.}$$

Для выполнения статического расчета быстроходного вала редуктора дополнительно потребуется сила давления ремня на вал, которая равна (см. п. 3.17)

$$F_{on} = 2 \cdot F_0 \cdot z \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} = 2 \cdot 136,81 \cdot 3 \cdot \sin \frac{148,48}{2} = 790 \text{ H.}$$

4.4 Статический расчет быстроходного вала редуктора (приближенный расчет на изгиб и кручение)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  $F_{a1}=4077,65 \text{ H}$ ;  $F_{r1}=1484,14 \text{ H}$ ;  $F_{t1}=1384,49 \text{ H}$ ;  $F_{on}=790 \text{ H}$ ;  $l_B=180 \text{ мм}$ ;  $l_{on}=85 \text{ мм}$ ;  $d_1=49 \text{ мм}$ .

Вертикальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_A = 0; \quad -R_{By} \cdot l_B + F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{l_B} = \frac{1484,14 \cdot \frac{180}{2} + 4077,65 \cdot \frac{49}{2}}{180} = 1297,08 \text{ H.}$$

$$\sum M_B = 0; \quad R_{Ay} \cdot l_B - F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{l_B} = \frac{1484,14 \cdot \frac{180}{2} - 4077,65 \cdot \frac{49}{2}}{180} = 187,06 \text{ H.}$$

Проверка:  $\sum F_y = 0; \quad R_{Ay} - F_{r1} + R_{By} = 0;$

$$187,06 - 1484,14 + 1297,08 = 0; \quad 0 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси OY

$$M_{y1} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{y2} = R_{Ay} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = 187,06 \cdot \frac{180}{2 \cdot 10^3} = 16,84 \text{ Нм.}$$

$$M_{y2} = R_{By} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = 1297,08 \cdot \frac{180}{2 \cdot 10^3} = 116,74 \text{ Нм.}$$

$$M_{y3} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{y4} = 0 \text{ Нм.}$$

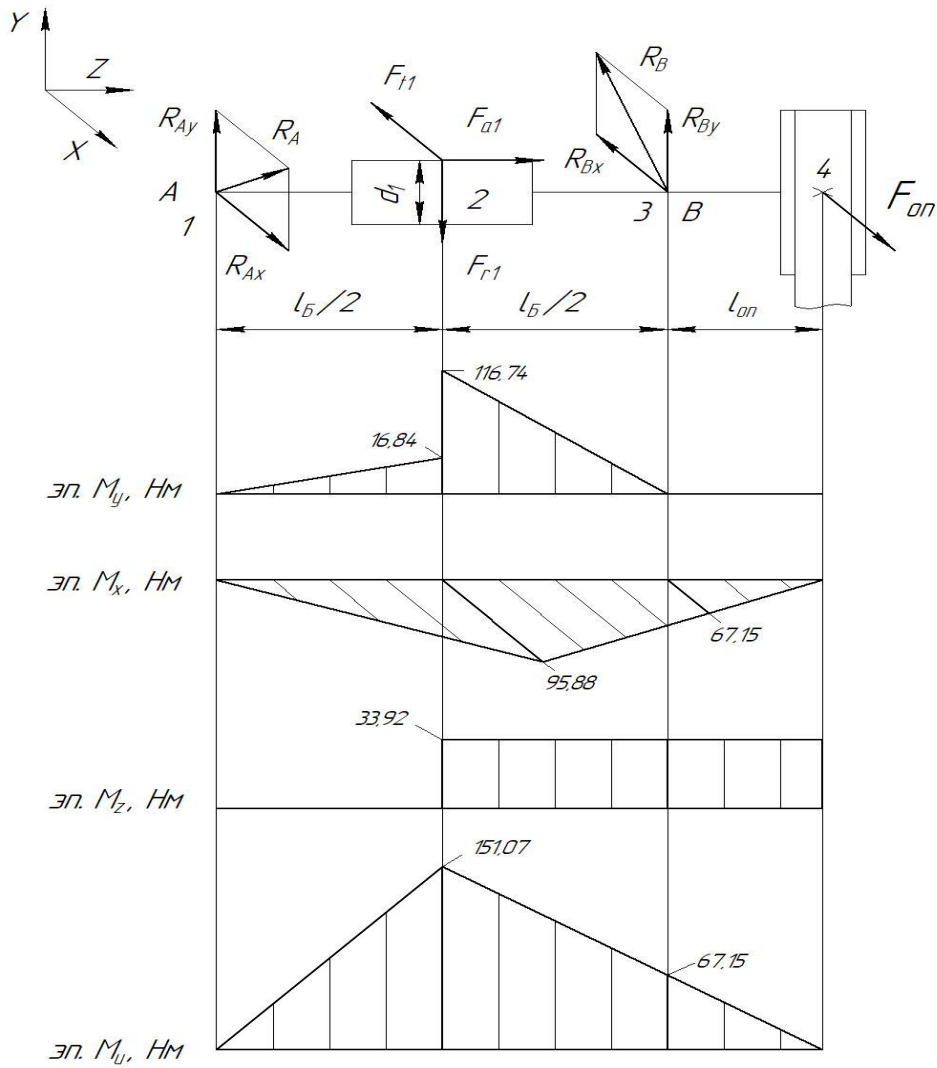


Рисунок 21 – Схема нагружения быстроходного вала и построение эпюр изгибающих моментов

Горизонтальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_A = 0; \quad F_{on} \cdot (l_{on} + l_B) - R_{Bx} \cdot l_B - F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{on} \cdot (l_{on} + l_B) - F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2}}{l_B} = \frac{790 \cdot (85 + 180) - 1384,49 \cdot \frac{180}{2}}{180} =$$

$$= 470,81 \text{ H.}$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{Ax} \cdot l_B + F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{on} \cdot l_{on} = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{on} \cdot l_{on}}{l_B} = \frac{1384,49 \cdot \frac{180}{2} + 790 \cdot 85}{180} = 1065,3 \text{ H.}$$

Проверка:  $\sum F_x = 0; \quad R_{Ax} - F_{t1} - R_{Bx} + F_{on} = 0;$

$$1065,3 - 1384,49 - 470,81 + 790 = 0; \quad 0 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси  $OX$

$$M_{x1} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{x2} = -R_{Ax} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = -1065,3 \cdot \frac{180}{2 \cdot 10^3} = -95,88 \text{ Нм.}$$

$$M_{x3} = -F_{on} \cdot \frac{l_{on}}{10^3} = -790 \cdot \frac{85}{10^3} = -67,15 \text{ Нм.}$$

$$M_{x4} = 0 \text{ Нм.}$$

Эпюра крутящего момента

$$M_{\kappa} = M_z = \frac{F_{t1} \cdot d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{1384,49 \cdot 49}{2 \cdot 10^3} = 33,92 \text{ Нм.}$$

Суммарные реакции опор

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1065,3^2 + 187,06^2} = 1081,6 \text{ Н.}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{470,81^2 + 1297,08^2} = 1379,88 \text{ Н.}$$

Суммарный изгибающий момент в нагруженных сечениях

$$M_{u1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{u2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{(-95,88)^2 + 116,74^2} = 151,07 \text{ Нм.}$$

$$M_{u3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{(-67,15)^2 + 0^2} = 67,15 \text{ Нм.}$$

$$M_{u4} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

Эквивалентный момент

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{u2}^2 + M_{\kappa}^2} = \sqrt{151,07^2 + 33,92^2} = 154,83 \text{ Нм,}$$

где  $M_{\kappa}$  – крутящий (вращающий) момент на валу червяка ( $M_{\kappa}=T_2$ ), Нм.

Диаметр вала в опасном сечении (по впадинам витков червяка)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}},$$

где  $[\sigma]_{-1}$  – допускаемые напряжения, МПа. Для стали 40Х с закалкой ТВЧ  $[\sigma]_{-1}=50 \text{ МПа}$  [3, стр. 266, табл. 16.1].

$$d = \sqrt[3]{\frac{154,83 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 31,4 \text{ мм} < d_{f1} = 40,6 \text{ мм,}$$

где  $d_{f1}$  – диаметр впадин витков червяка (см. п. 2.13), мм.

Условие выполняется.

#### 4.5 Проверочный расчет подшипников быстроходного вала редуктора

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности  $C_{rp}$ , Н, с базовой  $C_r$ , Н, или базовой долговечности  $L_{10h}$ , ч, с требуемой  $L_h$ , ч, по условиям:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{10h} \geq L_h.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_{rp} = R_E \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_2 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \leq C_r.$$

Базовая долговечность

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left( \frac{C_r}{R_E} \right)^m \geq L_h,$$

где  $C_r$  – базовая динамическая грузоподъемность,  $H$ ;

$R_E$  – эквивалентная динамическая нагрузка,  $H$ ;

$m=3,33$  – показатель степени для роликовых подшипников;

$a_1=1$  – коэффициент надежности при безотказной работе;  $a_{23}$  – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипников и качества его эксплуатации. При обычных условиях работы подшипника  $a_{23}=0,6 \dots 0,7$  – для роликовых подшипников. Поскольку в расчетах используется конический роликовый подшипник (см. п. 3.1), то принимаем  $a_{23}=0,7$ ;

$L_h$  – срок службы привода,  $ч$ ;

$n_2$  – частота вращения внутреннего кольца подшипника быстроходного вала редуктора (см. п. 1.6),  $мин^{-1}$ .

$$n_2 = 667,44 \text{ мин}^{-1}.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_E = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} \leq e;$$

$$R_E = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} > e;$$

где  $X$  – коэффициент радиальной нагрузки. Для конического подшипника коэффициент радиальной нагрузки  $X=0,4$  [1, стр. 141, табл. 9.1];

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки,  $Y=1,62$  (см. п. 3.1);

$V$  – коэффициент вращения, при вращающемся внутреннем кольце  $V=1$ ;

$R_r$  – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника ( $R_A, R_B$ ),  $H$ ;

$R_a$  – осевая нагрузка подшипника,  $H$ ;

$K_B$  – коэффициент безопасности. При требуемой долговечности подшипника  $L_h=5000$   $ч$  коэффициент безопасности равен  $K_B=1,1$  [1, стр. 145, табл. 9.4];

$K_T$  – температурный коэффициент. При рабочей температуре подшипника до  $100^\circ C$  температурный коэффициент равен  $K_T=1$  [1, стр. 147, табл. 9.5].

Осевые оставляющие радиальных нагрузок [1, стр. 141, табл. 9.1] (рис. 22)

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1};$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2},$$

где  $e$  – коэффициент влияния осевого нагружения,  $e=0,37$  (см. п. 3.5);

$R_{r1}, R_{r2}$  – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника ( $R_A, R_B$ ),  $H$ .

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 1081,6 = 332,16 \text{ H};$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 1379,88 = 423,76 \text{ H}.$$

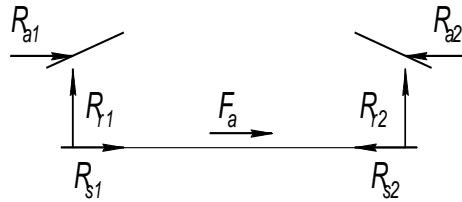


Рисунок 22 – Схема нагружения подшипников

Осевые нагрузки подшипников [1, стр. 148, табл. 9.6]. Так как  $R_{s2} > R_{s1}$ , то  $R_{a1} = R_{s1} = 332,16 \text{ H}$ ;

$$R_{a2} = R_{a1} + F_a,$$

где  $F_a$  – осевая сила на червяке,  $\text{H}$ .

$$R_{a2} = 332,16 + 4077,65 = 4409,81 \text{ H}.$$

Определяем отношение

$$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{r1}} = \frac{332,16}{1081,6} = 0,31 < e;$$

$$\frac{R_{a2}}{V \cdot R_{r2}} = \frac{4409,81}{1 \cdot 1379,88} = 3,2 > e.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_{E1} = V \cdot R_{r1} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 1081,6 \cdot 1,1 \cdot 1 = 1189,76 \text{ H};$$

$$R_{E2} = (X \cdot V \cdot R_{r2} + Y \cdot R_{a2}) \cdot K_B \cdot K_T =$$

$$= (0,4 \cdot 1 \cdot 1379,88 + 1,62 \cdot 4409,81) \cdot 1,1 \cdot 1 = 8465,43 \text{ H}.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке равна

$$C_{np} = R_{E2} \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_2 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} = 8465,43 \cdot \sqrt[3,33]{60 \cdot 667,44 \cdot \frac{5000}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}} =$$

$$= 46271,94 \text{ H} < 48400 \text{ H}.$$

Долговечность подшипника

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left( \frac{C_r}{R_{E2}} \right)^m = 1 \cdot 0,7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 667,44} \cdot \left( \frac{48400}{8465,43} \right)^{3,33} =$$

$$= 5807,61 \text{ ч} > 5000 \text{ ч}.$$

Поскольку базовая долговечность больше чем требуемая, то предварительно выбранный подшипник № 7207 пригоден. В случае невыполнения данного условия, следует перейти на среднюю широкую серию подшипника. Если и эта мера не даст желаемого результата, то необходимо изменить тип подшипника и повторить расчет заново.

#### 4.6 Проверочный расчет быстроходного вала

Проверочный расчет валов на прочность выполняют на совместное действие изгиба и кручения. При этом расчет отражает разновидности цикла напряжений изгиба и кручения, усталостные характеристики материалов, размеры, форму и состояние поверхности валов. Цель расчета – определить коэффициенты запаса прочности в опасных сечениях вала и сравнить их с допускаемыми:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где  $S_\sigma, S_\tau$  – соответственно коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям;

$[S]=1,6\dots 2,1$  – допускаемый коэффициент запаса прочности.

Поскольку концентратором напряжений для быстроходного вала червячной передачи является диаметр впадин витков червяка  $d_{f1}$  (рис. 21), то проверочный расчет выполним применительно только для этого элемента.

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям равны

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a};$$

$$S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a};$$

где  $(\sigma_{-1})_D$  и  $(\tau_{-1})_D$  – пределы выносливости в расчетном сечении вала, *МПа*;  $\sigma_a$  и  $\tau_a$  – амплитуда нормальных и касательных напряжений, *МПа*.

Пределы выносливости в расчетном сечении вала равны

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D},$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}=0,58 \cdot \sigma_{-1}$  – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, *МПа*.

Поскольку червяк изготавливается из стали 40Х (см. п. 2.1), твердостью  $\geq 45$  НРС, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ, то предел выносливости при симметричном цикле изгиба составляет  $\sigma_{-1}=410$  *МПа* [приложение, табл. 5];

$(K_\sigma)_D$  и  $(K_\tau)_D$  – соответственно коэффициент нормальных и касательных напряжений.

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_\sigma)_D = \left( \frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

$$(K_\tau)_D = \left( \frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

где  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

$K_d$  – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

$K_F$  – коэффициент влияния шероховатости;

$K_y$  – коэффициент влияния поверхности упрочнения.

При  $\sigma_B=900$  *МПа* коэффициенты концентрации напряжений равны  $K_\sigma=1,65$ ;  $K_\tau=1,45$  [1, стр. 271, табл. 11.2].

При диаметре впадин витков червяка  $d_{f1}=40,6$  *мм* (см. п. 2.13) коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения для стали 40Х равен  $K_d=0,73$  [1, стр. 272, табл. 11.3].

При  $\sigma_s=900$  МПа коэффициент влияния шероховатости составляет  $K_F=1,5$  [1, стр. 272, табл. 11.4].

При  $\sigma_s=900$  МПа и закалке червяка ТВЧ коэффициент влияния поверхности упрочнения равен  $K_y=1,5$  [1, стр. 272, табл. 11.5].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений равен

$$(K_\sigma)_D = \left( \frac{1,65}{0,73} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,84;$$

$$(K_\tau)_D = \left( \frac{1,45}{0,73} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,66.$$

Пределы выносливости в расчетном сечении вала равны

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{410}{1,84} = 222,83 \text{ МПа};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{0,58 \cdot 410}{1,66} = 143,25 \text{ МПа}.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_a = \frac{M \cdot 10^3}{W_{\text{нетто}}},$$

где  $M$  – суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении, Нм;  
 $W_{\text{нетто}}$  – осевой момент сопротивления сечения вала, мм<sup>3</sup>.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{32},$$

где  $d_{f1}$  – диаметр впадин витков червяка (см. п. 2.13), мм.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 40,6^3}{32} = 6570,19 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\sigma_a = \frac{151,07 \cdot 10^3}{6570,19} = 22,99 \text{ МПа}.$$

Амплитуда касательных напряжений

$$\tau_a = \frac{M_\kappa \cdot 10^3}{2 \cdot W_{\text{рнетто}}},$$

где  $M_\kappa$  – крутящий (вращающий) момент на валу червяка, Нм;  
 $W_{\text{рнетто}}$  – полярный момент сопротивления сечения вала, мм<sup>3</sup>.

$$W_{\text{рнетто}} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 40,6^3}{16} = 13140,38 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\tau_a = \frac{33,92 \cdot 10^3}{2 \cdot 13140,38} = 1,29 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{222,83}{22,99} = 9,69;$$



$$S_{\tau} = \frac{143,25}{1,29} = 111,05.$$

Общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении

$$S = \frac{9,69 \cdot 111,05}{\sqrt{9,69^2 + 111,05^2}} = 9,65 > 1,6.$$

Поскольку условие выполняется, то прочность вала обеспечена. Практика показывает, что проектирование валов одноступенчатых редукторов на чистое кручение (см. п. 4.1), проверочные расчеты на прочность повсеместно дают удовлетворительные результаты.

#### 4.7 Расчет тихоходного вала редуктора (вал колеса)

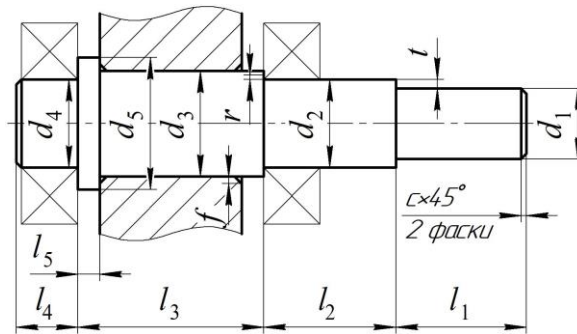


Рисунок 23 – Конструкция тихоходного вала редуктора

Диаметр выходного конца вала под полумуфту

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_к}},$$

где  $T_3$  – вращающий момент на валу червячного колеса, *Нм*;

$[\tau]_к$  – допускаемые напряжения кручения, *МПа*. Для тихоходных валов  $[\tau]_к=20$  *МПа*.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{399,61 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 46,4 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_1=48$  *мм* [приложение, табл. 20].

Длина ступени под полумуфту

$$l_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot d_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot 48 = 48 \dots 72 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_1=71$  *мм* [приложение, табл. 20].

Диаметр ступени вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t,$$

где  $t$  – высота буртика (рис. 23), *мм*.

При диаметре первой ступени вала  $d_1=48$  *мм* высота буртика равна  $t=2,8$  *мм* [приложение, табл. 27].

$$d_2 = 48 + 2 \cdot 2,8 = 53,6 \text{ мм.}$$

В целях подбора стандартного подшипника полученное значение диаметра второй ступени округлим до ближайшего размера кратностью 5 *мм*.

Принимаем  $d_2=55$  *мм*.

Принимаем конический роликовый подшипник легкой серии – № 7211 [1, стр. 115, табл. 7.2], у которого  $d_2=55$  мм;  $D_2=100$  мм;  $T_2=23$  мм;  $C_r=84,2$  кН;  $e=0,41$ ;  $Y=1,46$  [приложение, табл. 28].

Длина ступени

$$l_2 = 1,25 \cdot d_2 = 1,25 \cdot 55 = 68,75 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_2=71$  мм [приложение, табл. 20].

Диаметр вала под червячное колесо

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r,$$

где  $r$  – координата фаски подшипника (рис. 23), мм.

При диаметре второй ступени вала  $d_2=55$  мм координата фаски подшипника составляет  $r=3$  мм [приложение, табл. 27].

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 55 + 3,2 \cdot 3 = 64,6 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_3=65$  мм [приложение, табл. 20].

Длина ступени вала под червячное колесо

$$l_3 = D_1 + 2 \cdot x,$$

где  $D_1$  – диаметр наружного кольца подшипника быстроходного вала (см. п. 4.1), мм;

$x$  – зазор между стенкой редуктора и вращающимися поверхностями колеса, мм. Принимаем  $x=10$  мм.

$$l_3 = 72 + 2 \cdot 10 = 92 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_3=92$  мм [приложение, табл. 20].

Диаметр ступени под подшипник

$$d_4 = d_2 = 55 \text{ мм.}$$

Длина ступени под подшипник

$$l_4 = T_2 + c,$$

где  $c$  – размер фаски (рис. 23), мм;

$T_2$  – ширина подшипника на тихоходном валу, мм.

При диаметре четвертой ступени вала  $d_4=55$  мм размер фаски составляет  $c=2$  мм [приложение, табл. 27].

$$l_4 = 23 + 2 = 25 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_4=25$  мм [приложение, табл. 20].

Диаметр упорного буртика

$$d_5 = d_3 + 3 \cdot f,$$

где  $f$  – размер фаски ступицы (рис. 23), мм.

При диаметре третьей ступени вала  $d_3=65$  мм размер фаски ступицы составляет  $f=2$  мм [приложение, табл. 27].

$$d_5 = 65 + 3 \cdot 2 = 71 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_5=75$  мм [приложение, табл. 20].

Согласно рекомендациям [1, стр. 112, табл. 7.1] длина упорного буртика должна быть не менее 10 мм.

Принимаем  $l_5=15$  мм [приложение, табл. 20].

4.8 Эскизная компоновка редуктора

Чертеж общего вида редуктора устанавливает положение колес редукторной пары, элемента открытой передачи относительно опор (подшипников); определяет расстояние  $l_B$  и  $l_T$  между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения силы давления полумуфты на расстоянии  $l_m$  от реакции смежного подшипника.

Расстояние между точками приложения реакций подшипников (рис. 19)

$$l_T = L_T - 2 \cdot a_T,$$

где  $L_T$  – расстояние между наружными стенками подшипника, мм;

$a_T$  – величина смещения реакции подшипника, мм.

Расстояние между наружными стенками подшипника

$$L_T = l_3 + 2 \cdot T_2,$$

где  $l_3$  – длина ступени вала под червячное колесо, мм;

$T_2$  – ширина подшипника тихоходного вала, мм.

$$L_T = 92 + 2 \cdot 23 = 138 \text{ мм.}$$

Принимаем  $L_T = 140$  мм [приложение, табл. 20].

Величина смещения реакции подшипника равна

$$a_T = 0,5 \cdot \left( T_2 + \frac{d_2 + D_2}{3} \cdot e \right),$$

где  $T_2$  – ширина подшипника тихоходного вала, мм;

$d_2$  – диаметр ступени вала под тихоходный подшипник, мм;

$D_2$  – наружный диаметр тихоходного подшипника, мм;

$e$  – коэффициент влияния осевого нагружения.

$$a_T = 0,5 \cdot \left( 23 + \frac{55 + 100}{3} \cdot 0,41 \right) = 22,09 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a_T = 22$  мм [приложение, табл. 20].

Тогда расстояние между точками приложения реакций подшипников составит

$$l_T = L_T - 2 \cdot a_T = 140 - 2 \cdot 22 = 96 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_T = 100$  мм [приложение, табл. 20].

Расстояние приложения реакции от муфты до смежного подшипника

$$l_m = l_1 + [l_2 - (T_2 - a_T)],$$

где  $l_1$  – длина ступени под полумуфту, мм;

$l_2$  – длина ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник тихоходного вала, мм;

$T_2$  – ширина подшипника тихоходного вала, мм;

$a_T$  – величина смещения реакции подшипника, мм.

$$l_m = 71 + [71 - (23 - 22)] = 141 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_m = 140$  мм [приложение, табл. 20].

Для выполнения статического расчета тихоходного вала редуктора дополнительно потребуется консольная сила от муфты, которая определяется следующим образом [1, стр. 101, табл. 6.2]

$$F_m = 250 \cdot \sqrt{T_3},$$

где  $T_3$  – вращающий момент на валу червячного колеса,  $Hм$ .

$$F_M = 250 \cdot \sqrt{T_3} = 250 \cdot \sqrt{399,61} = 4997,56 \text{ Н.}$$

Принимаем  $F_M=4997,56 \text{ Н}$ .

4.9 Статический расчет тихоходного вала редуктора (приближенный расчет на изгиб и кручение)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  $F_{a2}=1384,49 \text{ Н}$ ;  $F_{r2}=1484,14 \text{ Н}$ ;  $F_{t2}=4077,65 \text{ Н}$ ;  
 $l_T=100 \text{ мм}$ ;  $l_M=140 \text{ мм}$ ;  $d_2=196 \text{ мм}$ .

Вертикальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_C = 0; \quad -R_{Dy} \cdot l_T + F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}}{l_T} = \frac{1484,14 \cdot \frac{100}{2} + 1384,49 \cdot \frac{196}{2}}{100} =$$
$$= 2098,87 \text{ Н.}$$

$$\sum M_D = 0; \quad -R_{Cy} \cdot l_T - F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{Cy} = \frac{F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2}}{l_T} = \frac{1384,49 \cdot \frac{196}{2} - 1484,14 \cdot \frac{100}{2}}{100} =$$
$$= 614,73 \text{ Н.}$$

Проверка:  $\sum F_y = 0; \quad -R_{Cy} - F_{r2} + R_{Dy} = 0;$

$$-614,73 - 1484,14 + 2098,87 = 0; \quad 0 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси  $OY$

$$M_{y1} = 0 \text{ Нм,}$$

$$M_{y2} = -R_{Cy} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} = -614,73 \cdot \frac{100}{2 \cdot 10^3} = -30,74 \text{ Нм.}$$

$$M_{y2} = R_{Dy} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} = 2098,87 \cdot \frac{100}{2 \cdot 10^3} = 104,94 \text{ Нм.}$$

$$M_{y3} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{y4} = 0 \text{ Нм.}$$

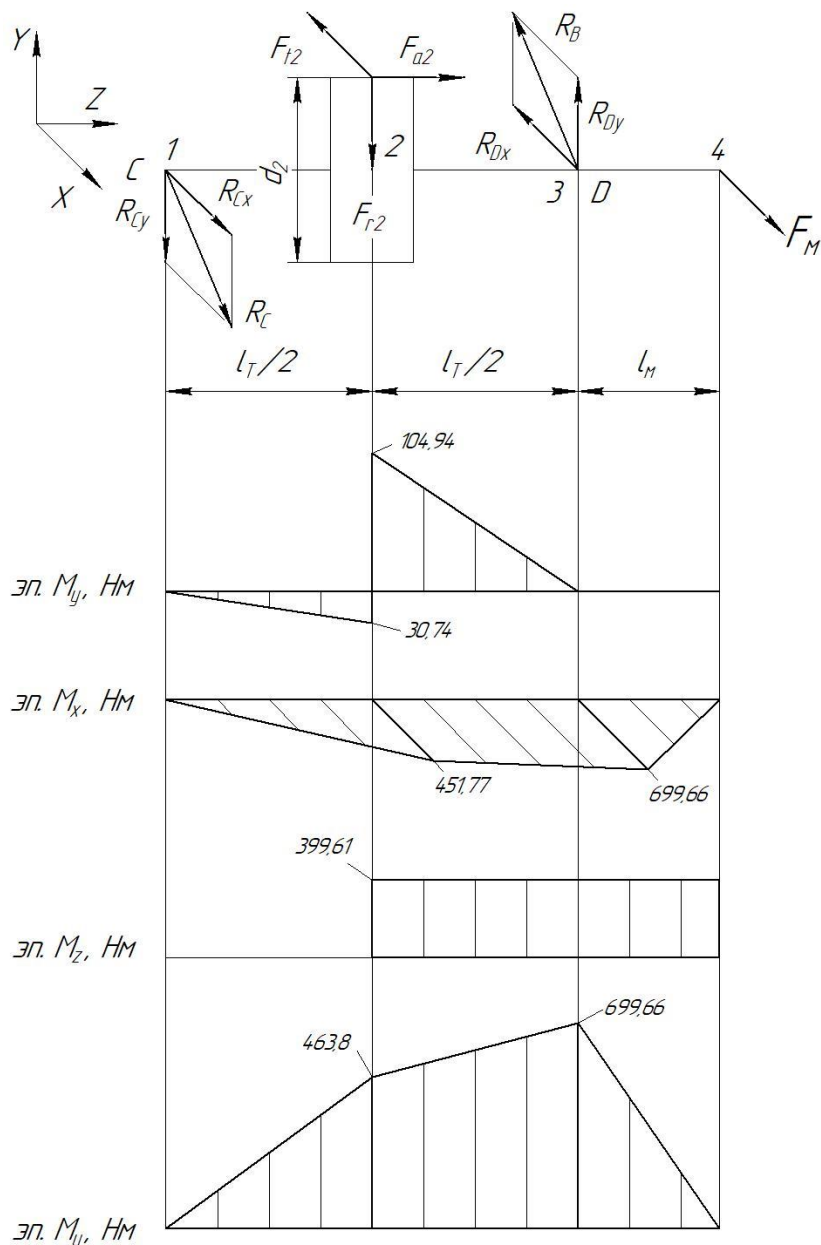


Рисунок 24 – Схема нагружения тихоходного вала и построение эпюр изгибающих моментов

Горизонтальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_C = 0; \quad F_M \cdot (l_M + l_T) - R_{Dx} \cdot l_T - F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} = 0;$$

$$R_{Dx} = \frac{F_M \cdot (l_M + l_T) - F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2}}{l_T} = \frac{4997,56 \cdot (140 + 100) - 4077,65 \cdot \frac{100}{2}}{100} =$$

$$= 9955,32 \text{ Н.}$$

$$\sum M_D = 0; \quad -R_{Cx} \cdot l_T + F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_M \cdot l_M = 0;$$

$$R_{Cx} = \frac{F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_M \cdot l_M}{l_T} = \frac{4077,65 \cdot \frac{100}{2} + 4997,56 \cdot 140}{100} = 9035,41 \text{ Н.}$$

Проверка:  $\sum F_x = 0; R_{Cx} - F_{t2} - R_{Dx} + F_M = 0;$

$$9035,41 - 4077,65 - 9955,32 + 4997,56 = 0; 0 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси  $OX$

$$M_{x1} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{x2} = -R_{Cx} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} = -9035,41 \cdot \frac{100}{2 \cdot 10^3} = -451,77 \text{ Нм.}$$

$$M_{x3} = -F_M \cdot \frac{l_M}{10^3} = -4997,56 \cdot \frac{140}{10^3} = -699,66 \text{ Нм.}$$

$$M_{x4} = 0 \text{ Нм.}$$

Эпюра крутящего момента

$$M_\kappa = M_z = \frac{F_{t2} \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{4077,65 \cdot 196}{2 \cdot 10^3} = 399,61 \text{ Нм.}$$

Суммарные реакции опор

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{9035,41^2 + 614,73^2} = 9056,3 \text{ Н.}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{9955,32^2 + 2098,87^2} = 10174,17 \text{ Н.}$$

Суммарный изгибающий момент в нагруженных сечениях

$$M_{u1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{u2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{(-451,77)^2 + 104,94^2} = 463,8 \text{ Нм.}$$

$$M_{u3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{(-699,66)^2 + 0^2} = 699,66 \text{ Нм.}$$

$$M_{u4} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

Эквивалентный момент

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{u3}^2 + M_\kappa^2} = \sqrt{699,66^2 + 399,61^2} = 805,74 \text{ Нм,}$$

где  $M_\kappa$  – крутящий (вращающий) момент на валу червячного колеса ( $M_\kappa = T_3$ ), Нм.

Диаметр вала в опасном сечении (под подшипник)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}},$$

где  $[\sigma]_{-1} = 70 \text{ МПа}$  – допускаемые напряжения, [3, стр. 266, табл. 16.1].

$$d = \sqrt[3]{\frac{805,74 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 70}} = 48,64 \text{ мм} < d_2 = 55 \text{ мм,}$$

где  $d_2$  – диаметр вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник (см. п. 3.5), мм.

#### 4.10 Проверочный расчет подшипников тихоходного вала редуктора

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности  $C_{rp}$ , Н, с базовой  $C_r$ , Н, или базовой долговечности  $L_{10h}$ , ч, с требуемой  $L_h$ , ч, по условиям:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{10h} \geq L_h.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_{rp} = R_E \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_3 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \leq C_r.$$

Базовая долговечность

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \cdot \left( \frac{C_r}{R_E} \right)^m \geq L_h,$$

где  $C_r$  – базовая динамическая грузоподъемность,  $H$ ;

$R_E$  – эквивалентная динамическая нагрузка,  $H$ ;

$m=3,33$  – показатель степени для роликовых подшипников;

$a_1=1$  – коэффициент надежности при безотказной работе;  $a_{23}$  – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипников и качества его эксплуатации. При обычных условиях работы подшипника  $a_{23}=0,6 \dots 0,7$  – для роликовых подшипников. Поскольку в расчетах используется конический роликовый подшипник, то принимаем  $a_{23}=0,7$ ;

$L_h$  – срок службы привода,  $ч$ ;

$n_3$  – частота вращения внутреннего кольца подшипника тихоходного вала редуктора (вала колеса) (см. п. 1.6),  $мин^{-1}$ .

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{667,44}{14} = 47,67 \text{ мин}^{-1},$$

где  $n_2$  – частота вращения вала червяка,  $мин^{-1}$ ;

$u_2$  – передаточное число червячной передачи.

Осевые оставляющие радиальных нагрузок [1, стр. 141, табл. 9.1]

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1};$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2},$$

где  $e$  – коэффициент влияния осевого нагружения,  $e=0,41$  (см. п. 4.7);

$R_{r1}$ ,  $R_{r2}$  – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника ( $R_C$ ,  $R_D$ ),  $H$ .

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 9056,3 = 3081,86 \text{ H};$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 10174,17 = 3462,27 \text{ H}.$$

Осевые нагрузки подшипников [1, стр. 148, табл. 9.6]. Так как  $R_{s2} > R_{s1}$ , то  $R_{a1} = R_{s1} = 3081,86 \text{ H}$ ;

$$R_{a2} = R_{a1} + F_{a2} = 3081,86 + 1384,49 = 4466,35 \text{ H}.$$

Определяем отношение

$$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{r1}} = \frac{3081,86}{1 \cdot 9056,3} = 0,34 < e;$$

$$\frac{R_{a2}}{V \cdot R_{r2}} = \frac{4466,35}{1 \cdot 10174,17} = 0,44 > e.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_E = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} \leq e;$$

$$R_E = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} > e;$$

где  $X$  – коэффициент радиальной нагрузки. Для конического подшипника коэффициент радиальной нагрузки  $X=0,4$  [1, стр. 141, табл. 9.1];

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки,  $Y=1,46$  (см. п. 4.7);

$V=1$  – коэффициент вращения, при вращающемся внутреннем кольце;

$R_r$  – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника ( $R_C, R_D$ ),  $H$ ;

$R_a$  – осевая нагрузка подшипника,  $H$ ;

$K_B$  – коэффициент безопасности. При требуемой долговечности подшипника  $L_h=5000$  ч коэффициент безопасности равен  $K_B=1,1$  [1, стр. 145, табл. 9.4];

$K_T$  – температурный коэффициент. При рабочей температуре подшипника до  $100^\circ\text{C}$  температурный коэффициент равен  $K_T=1$  [1, стр. 147, табл. 9.5].

Тогда эквивалентная динамическая нагрузка составит

$$R_{E1} = V \cdot R_{r1} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 9056,3 \cdot 1,1 \cdot 1 = 9961,93 \text{ H};$$

$$R_{E2} = (X \cdot V \cdot R_{r2} + Y \cdot R_{a2}) \cdot K_B \cdot K_T =$$

$$= (0,4 \cdot 1 \cdot 10174,17 + 1,46 \cdot 4466,35) \cdot 1,1 \cdot 1 = 11649,59 \text{ H}.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_p = R_{E2} \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_3 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} = 11649,59 \cdot \sqrt[3,33]{60 \cdot 47,67 \cdot \frac{5000}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}} =$$

$$= 28826,82 \text{ H} < 84200 \text{ H}.$$

Долговечность подшипника

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_3} \cdot \left( \frac{C_p}{R_{E2}} \right)^m = 1 \cdot 0,7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 47,67} \cdot \left( \frac{84200}{11649,56} \right)^{3,33} =$$

$$= 177474,6 \text{ ч} > 5000 \text{ ч}.$$

Поскольку базовая долговечность больше чем требуемая, то предварительно выбранный подшипник № 7211 пригоден. В случае невыполнения данного условия, следует перейти на среднюю серию подшипника. Если и эта мера не даст желаемого результата, то необходимо изменить тип подшипника и повторить расчет заново.

#### 4.11 Проверочный расчет тихоходного вала

Поскольку концентратором напряжений для тихоходного вала червячной передачи является диаметр посадки вала под подшипник  $d_2$  (рис. 24), то проверочный расчет выполним применительно только для этого элемента. При этом считаем, что вал изготавливается из стали 40Х, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ [приложение, табл. 5]; [1, стр. 53, табл. 3.2].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_\sigma)_D = \left( \frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

$$(K_\tau)_D = \left( \frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

где  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

$K_d$  – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

$K_F$  – коэффициент влияния шероховатости;

$K_y$  – коэффициент влияния поверхности упрочнения.



При  $\sigma_s=900$  МПа коэффициенты концентрации напряжений равны  $K_\sigma=1,8$ ;  $K_\tau=1,55$  [1, стр. 271, табл. 11.2].

При диаметре вала под подшипник  $d_2=55$  мм коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения для стали 40Х равен  $K_d=0,7$  [1, стр. 272, табл. 11.3].

При  $\sigma_s=900$  МПа коэффициент влияния шероховатости составляет  $K_F=1,5$  [1, стр. 272, табл. 11.4].

При закалке вала с  $\sigma_s=900$  МПа и коэффициент влияния поверхности упрочнения равен  $K_y=1,5$  [1, стр. 272, табл. 11.5].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_\sigma)_D = \left( \frac{1,8}{0,7} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 2,05;$$

$$(K_\tau)_D = \left( \frac{1,55}{0,7} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,81.$$

Пределы выносливости в расчетном сечении вала

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D},$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D},$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}=0,58 \cdot \sigma_{-1}$  – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, МПа.

Для стали 40Х предел выносливости при симметричном цикле изгиба составляет  $\sigma_{-1}=410$  МПа [приложение, табл. 5].

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{410}{2,05} = 200 \text{ МПа};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{0,58 \cdot 410}{1,81} = 131,38 \text{ МПа}.$$

Тогда коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a};$$

$$S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a};$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, МПа;

$\sigma_a$  и  $\tau_a$  – амплитуда нормальных и касательных напряжений, МПа.

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M \cdot 10^3}{W_{\text{нетто}}},$$

где  $M$  – суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении, Нм;  $W_{\text{нетто}}$  – осевой момент сопротивления сечения вала, мм<sup>3</sup>.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32},$$

где  $d_2$  – диаметр тихоходного вала под подшипник (см. п. 4.7), мм.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{32} = 16333,83 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\sigma_a = \frac{699,66 \cdot 10^3}{16333,83} = 42,84 \text{ МПа}.$$

Амплитуда касательных напряжений

$$\tau_a = \frac{M_k \cdot 10^3}{2 \cdot W_{\text{нетто}}},$$

где  $M_k$  – крутящий (вращающий) момент на валу червячного колеса,  $Нм$ ;  
 $W_{\text{нетто}}$  – полярный момент сопротивления сечения вала,  $мм^3$ .

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 55^3}{16} = 32667,65 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда касательных напряжений составит

$$\tau_a = \frac{399,61 \cdot 10^3}{2 \cdot 32667,65} = 6,12 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{200}{42,84} = 4,67;$$

$$S_\tau = \frac{131,38}{6,12} = 21,47.$$

Общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где  $[S]=1,6 \dots 2,1$  – допустимый коэффициент запаса прочности.

$$S = \frac{4,67 \cdot 21,47}{\sqrt{4,67^2 + 21,47^2}} = 4,56 > 1,6.$$

Поскольку условие выполняется, то прочность вала обеспечена. Практика показывает, что проектирование валов одноступенчатых редукторов на чистое кручение (см. п. 4.7), проверочные расчеты на прочность повсеместно дают удовлетворительные результаты.

## 5 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Выделение значительного количества теплоты при работе червячной передачи приводит к нагреву масла. При температуре масла, превышающей предельное значение, происходит резкое снижение его вязкости, вследствие чего в передаче возможно возникновение заедания. Для нормальной работы передачи средняя рабочая температура масла  $t_m$  не должна превышать допустимое значение  $[t]_m$ .

Целью теплового расчета – проверка температуры масла в редукторе  $t_m$ , которая не должна превышать допустимой  $[t]_m=80 \dots 95^\circ C$

$$t_m \leq [t]_m.$$

Температура масла в редукторе равна

$$t_m = t_6 + \frac{P_2 \cdot (1 - \eta)}{K_t \cdot A},$$

где  $t_6$  – температура воздуха вне корпуса редуктора, град,  $t_6 = 20^\circ \text{C}$ ;

$P_2$  – мощность на быстроходном валу редуктора, Вт;

$\eta$  – коэффициент полезного действия червячного редуктора (см. п. 2.14);

$K_t = 9 \dots 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$  – коэффициент теплопередачи. Принимаем  $K_t = 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$ ;

$A$  – площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора,  $\text{м}^2$ . При межосевом расстоянии  $a_w = 125 \text{ мм}$  площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора равна  $A = 0,36 \text{ м}^2$  [приложение, табл. 29]; [1, стр. 274, табл. 11.6].

Мощность на быстроходном валу редуктора

$$P_2 = T_2 \cdot \omega_2 = 33,92 \cdot 69,89 = 2370,67 \text{ Вт},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на валу червяка (быстроходном валу редуктора) (см. п. 1.6), Нм;

$\omega_2$  – угловая скорость на валу червяка (быстроходном валу редуктора) (см. п. 1.6),  $\text{с}^{-1}$ .

$$t_m = 20^\circ + \frac{2370,67 \cdot (1 - 0,86)}{17 \cdot 0,36} = 74,23^\circ \text{C} < 95^\circ \text{C}.$$

Условие выполняется.

В случае невыполнения условия, необходимо предусмотреть отвод избыточного количества теплоты следующими способами: оребрение корпуса; искусственная вентиляция; применение системы жидкостного охлаждения; использование циркуляционной смазочной системы с охлаждением.

## 6 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОК

Проверке подлежит шпонка тихоходного вала – под колесом. Необходимым и достаточным является расчет шпоночного соединения на смятие. Условие прочности имеет следующий вид

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}],$$

где  $F_t$  – окружная сила на колесе (см. п. 4.3), Н.

$A_{см}$  – площадь смятия,  $\text{мм}^2$ ;

$[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение на смятие, МПа. При спокойной нагрузке  $[\sigma_{см}] = 110 \dots 190 \text{ МПа}$ .

Площадь смятия

$$A_{см} = (0,94 \cdot h - t_1) \cdot l_p,$$

где  $l_p$  – рабочая длина шпонки, мм;

$$l_p = l - b,$$

где  $l$  – полная длина шпонки, мм;

$b, h, t_1$  – соответственно ширина, высота и глубина шпонки в пазу вала, мм.

При диаметре вала под колесо равной  $d_3=65$  мм ширина, высота и глубина шпонки в пазу вала соответственно равны  $b=18$  мм;  $h=11$  мм;  $t_1=7$  мм [приложение, табл. 30].

Считаем, что шпонка на валу червячного колеса установлена со скругленными торцами (рисунок 28). Ее полная длина составляет 63 мм [приложение, табл. 30].

Тогда рабочая длина шпонки будет равна

$$l_p = 63 - 18 = 45 \text{ мм.}$$

Площадь смятия

$$A_{см} = (0,94 \cdot 11 - 7) \cdot 45 = 150,3 \text{ мм}^2.$$

Действующие напряжения равны

$$\sigma_{см} = \frac{4077,65}{150,3} = 27,13 < [\sigma_{см}] = 110 \text{ МПа.}$$

Условие выполняется.

В случае невыполнения условия необходимо увеличить длину шпонки (если это возможно) или установить вторую шпонку (диаметрально противоположно первой).

## 7 ВЫБОР СПОСОБА СМАЗКИ

Смазывание червячных передач и подшипников применяют в целях защиты от коррозии, снижения коэффициента трения, уменьшения износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, снижения шума и вибраций.

Выбор сорта масла зависит от значения контактных напряжений в зубьях и фактической окружной скорости колеса.

При  $\sigma_H=221,54$  МПа (см. п. 2.15) и  $v_S=1,78$  м/с (см. п. 2.14) принимаем масло И-Т-Д-460 [приложение, табл. 31], где:

И – индустриальное;

Т – для тяжело нагруженных узлов;

Д – масло с антиокислительными, антикоррозийными, притивоизносными и противозадирными присадками;

460 – класс кинематической вязкости.

Для одноступенчатых редукторов при смазывании окунанием объем масляной ванны определяется из расчета

$$V = (0,2...0,4) \cdot P_{дв} = (0,2...0,4) \cdot 3 = 0,6...1,2 \text{ л,}$$

где  $P_{дв}$  – мощность двигателя (см. п. 1.3), кВт.

Уровень масла в червячном редукторе при нижнем расположении червяка должен находиться в пределах

$$m \leq h_m \leq 0,25 \cdot d_2,$$

где  $m$  – модуль зацепления, мм;

$d_2$  – делительный диаметр червячного колеса (см. п. 2.13), мм.

$$h_m = (0,1 \dots 0,5) \cdot d_1 = (0,1 \dots 0,5) \cdot 49 = 4,9 \dots 24,5 \text{ мм},$$

где  $d_1$  – делительный диаметр червяка (см. п. 2.13), мм.

При этом минимальный уровень масла

$$h_{\text{min}} = 2,2 \cdot m = 2,2 \cdot 3,5 = 7,7 \text{ мм}.$$

Графическая интерпретация расчетов представлена на рисунках 25-29. Здесь межосевое расстояние ременной передачи (рисунок 25) уточнено по стандартной длине ремня  $l=1250$  мм (пункт 3.8).

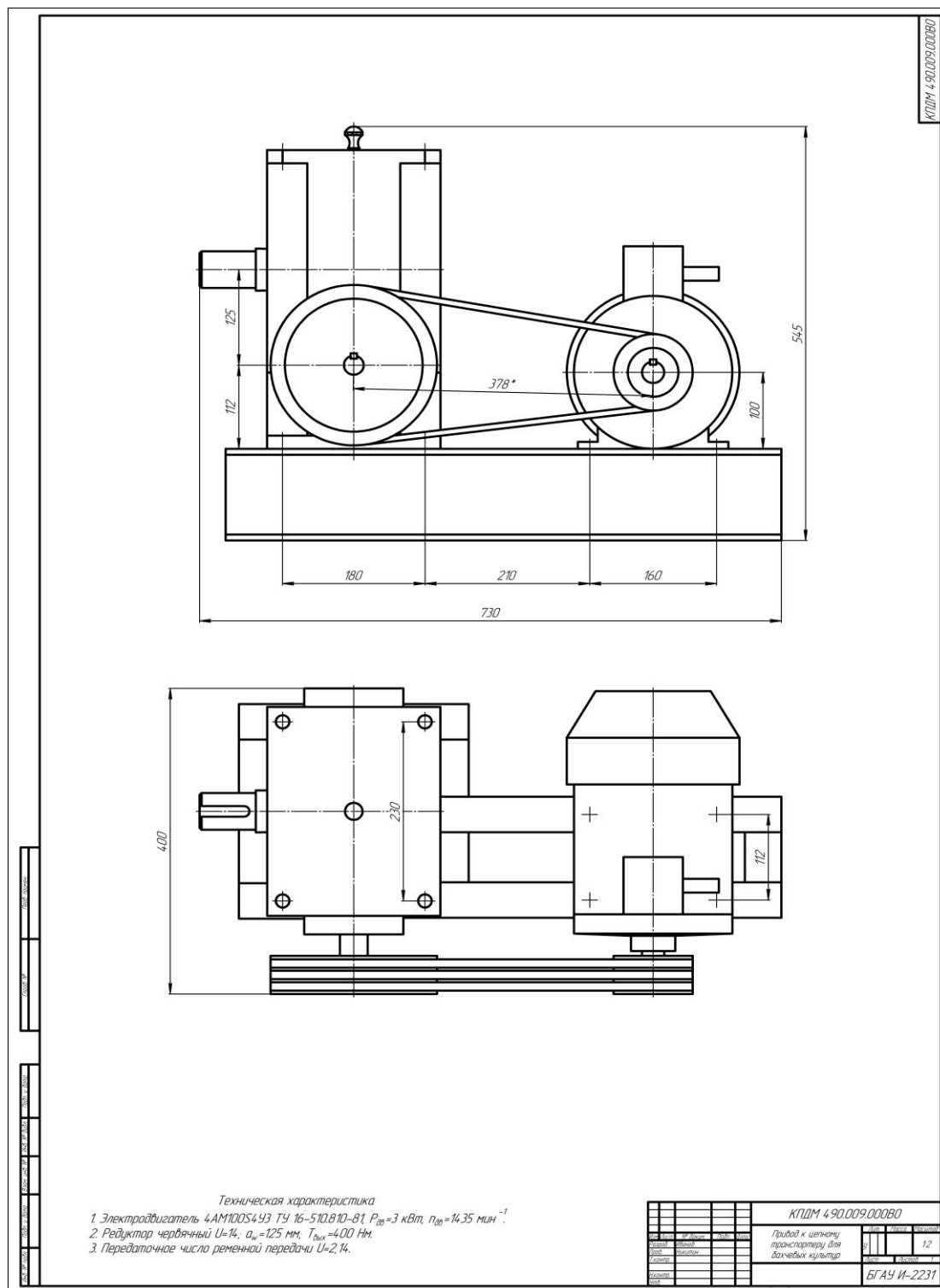


Рисунок 25 – Чертеж общего вида привода

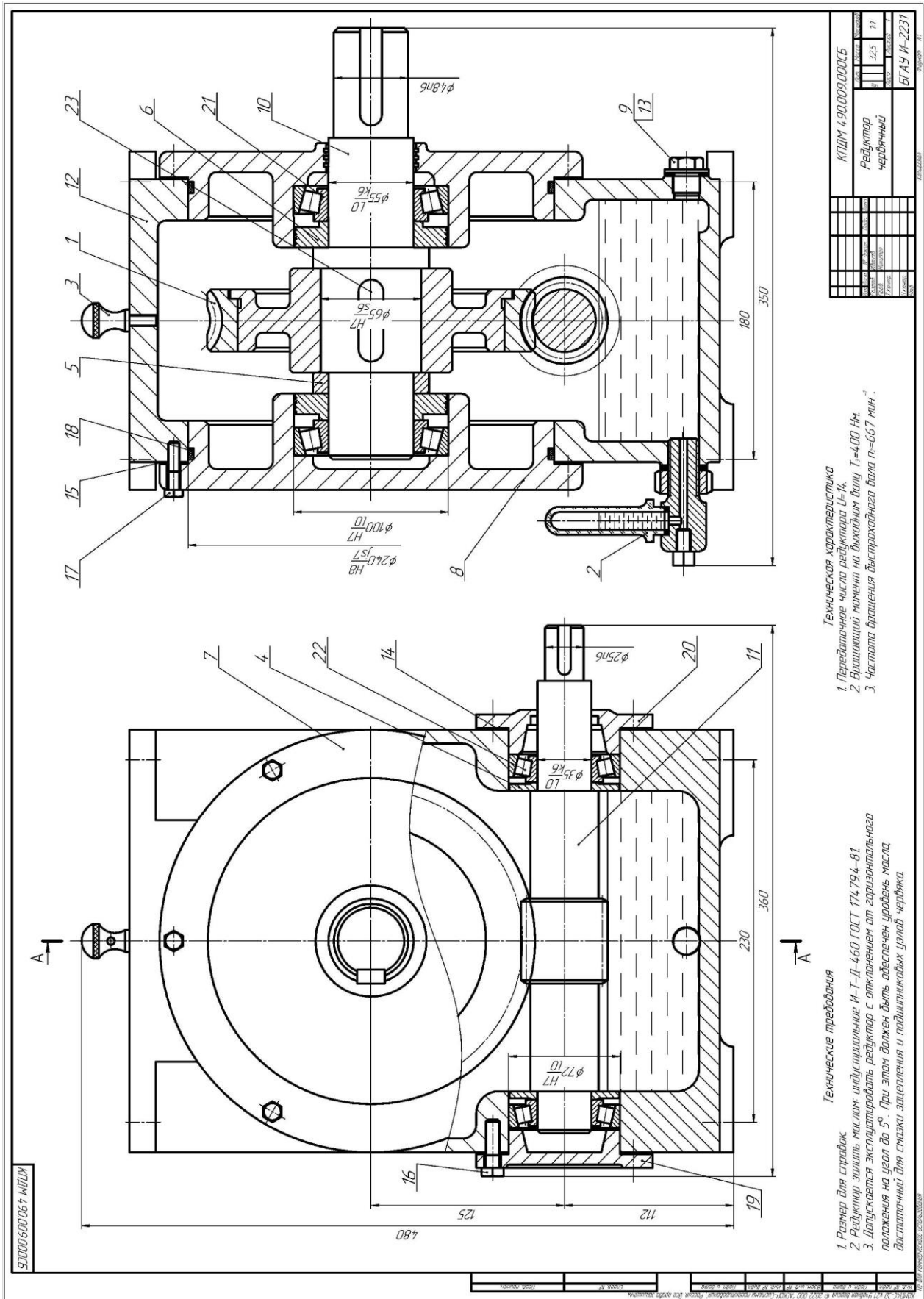


Рисунок 26 – Сборочный чертеж червячного редуктора

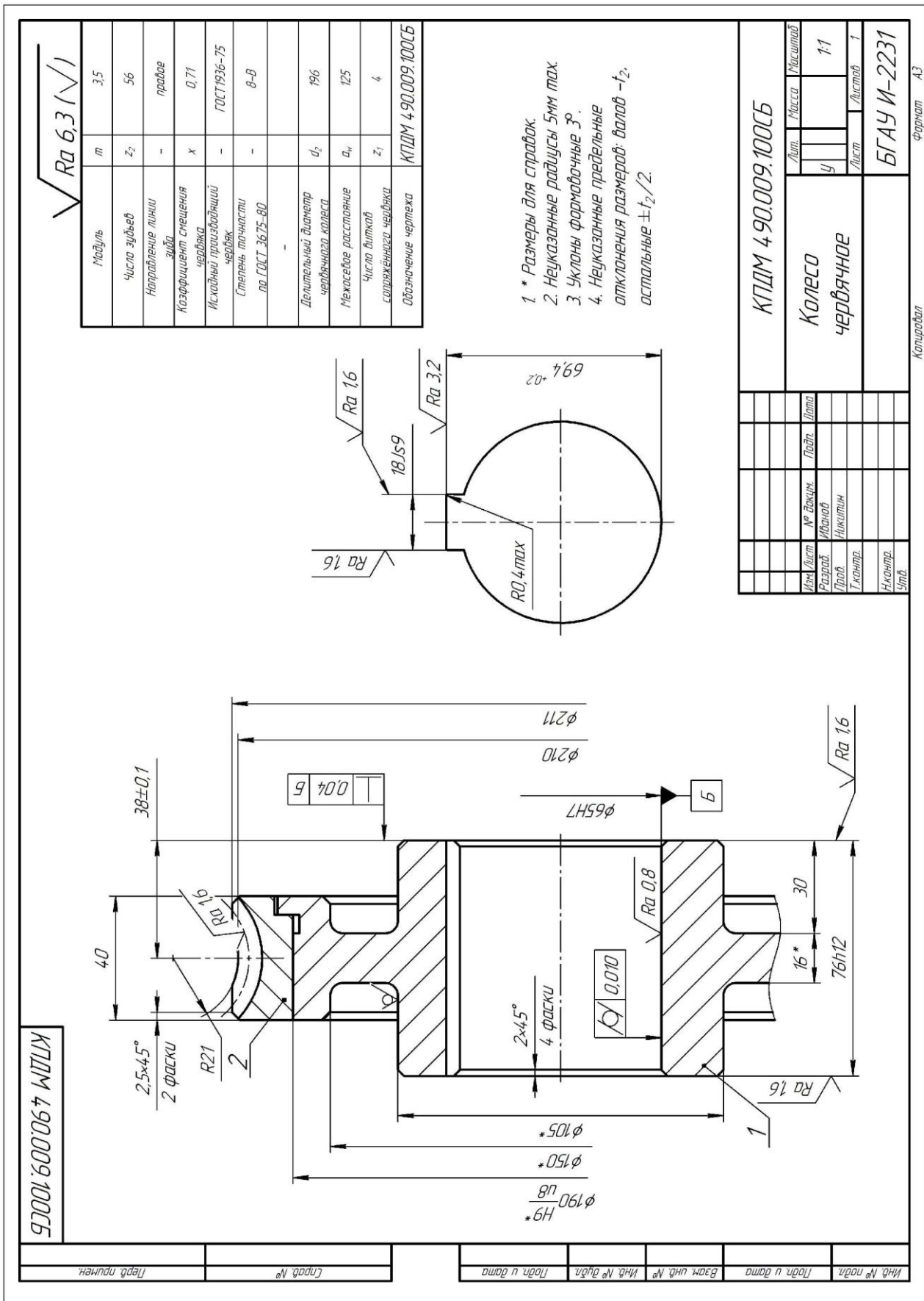


Рисунок 27 – Рабочий чертеж червячного колеса





Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документация</i>						
A1			КПДМ 490.009.000СБ	Сборочный чертеж		
<i>Сборочные единицы</i>						
A3	1		КПДМ 490.009.100	Колесо червячное	1	
	2		КПДМ 490.009.200	Маслоуказатель	1	
<i>Детали</i>						
	3		КПДМ 490.009.001	Ручка-отдушина	1	
	4		КПДМ 490.009.002	Кольцо мазеудерживающее	2	
	5		КПДМ 490.009.003	Кольцо	1	
	6		КПДМ 490.009.004	Кольцо мазеудерживающее	2	
	7		КПДМ 490.009.005	Крышка редуктора	1	
	8		КПДМ 490.009.006	Крышка редуктора	1	
	9		КПДМ 490.009.007	Пробка	1	
A3	10		КПДМ 490.009.008	Вал тихоходный	1	
	11		КПДМ 490.009.009	Червяк	1	
	12		КПДМ 490.009.010	Корпус редуктора	1	
	13		КПДМ 490.009.011	Прокладка	2	
	14		КПДМ 490.009.012	Прокладка	2	
	15		КПДМ 490.009.013	Прокладка	2	
<b>КПДМ 490.009.000</b>						
Изм./Лист		№ докум.	Подп.	Дата		
Разраб. Иванов					Лит.	Лист
Проб. Никитин						1
Н.контр.					Листов	
Утв.					2	
<b>Редуктор червячный</b>					<b>БГАУ И-2231</b>	

Копировал

Формат А4

Рисунок 29 – Спецификация на червячный редуктор



**Задача № 3.** Спроектировать привод к ленточному транспортеру для корнеплодов.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

$P_{\text{вых}}(P_3)=2 \text{ кВт}$  – мощность на выходном валу привода;

$\omega_{\text{вых}}(\omega_3)=5 \text{ с}^{-1}$  – угловая скорость на выходном валу привода;

$L_h=5000 \text{ ч}$  – срок службы привода.

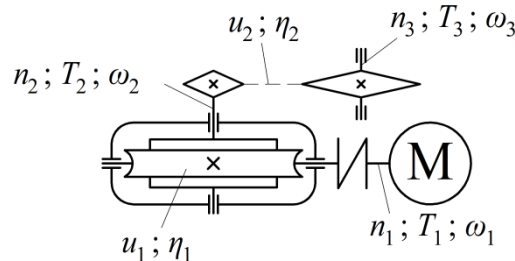


Рисунок 30 – Схема привода транспортера

## 1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

### 1.1 Вращающий момент на выходном валу привода

$$T_{\text{вых}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\omega_{\text{вых}}} = \frac{2 \cdot 10^3}{5} = 400 \text{ Нм.}$$

### 1.2 Мощность на быстроходном валу привода

$$P_1 = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta_{\text{общ}}},$$

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

Общий КПД привода определим следующим образом [приложение, табл. 1]

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_m \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n^3,$$

где  $\eta_m$  – КПД муфты, равный 0,98...0,99;

$\eta_1$  – КПД червячной передачи, равный 0,80...0,85;

$\eta_2$  – КПД цепной передачи, равный 0,90...0,93;

$\eta_n$  – КПД пары подшипников, равный 0,95...0,995 [приложение, табл. 2];

[1, стр. 42, табл. 2.2].

Принимаем  $\eta_m=0,98$ ;  $\eta_1=0,85$ ;  $\eta_2=0,93$ ;  $\eta_n=0,99$ .

Подставив все составляющие в формулу, получим

$$\eta_{\text{общ}} = 0,98 \cdot 0,85 \cdot 0,93 \cdot 0,99^3 = 0,75.$$

Тогда мощность на быстроходном валу привода составит

$$P_1 = \frac{2 \cdot 10^3}{0,75} = 2666,67 \text{ Вт} = 2,67 \text{ кВт.}$$

### 1.3 Выбор электродвигателя

Принимаем электродвигатель 4АМ112МА6У3 ближайшей большей мощностью  $P_{\text{ном}}=P_1=3 \text{ кВт}$ , синхронной частотой вращения  $n_c=1000 \text{ мин}^{-1}$ , номинальной частотой вращения  $n_{\text{ном}}=n_1=955 \text{ мин}^{-1}$  [приложение, табл. 4]; [1, стр. 406, табл. К9]; [2, стр. 385, приложение 1].

#### 1.4 Общее передаточное число привода

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{ном}}}{n_{\text{вых}}},$$

где  $n_{\text{ном}}$  – номинальная частота вращения вала электродвигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  
 $n_{\text{вых}}$  – частота вращения на выходном валу привода,  $\text{мин}^{-1}$ .

$$n_{\text{вых}} = \frac{\omega_{\text{вых}} \cdot 30}{\pi};$$

где  $\omega_{\text{вых}}$  – угловая скорость на выходном валу привода,  $\text{с}^{-1}$ ;

$$n_{\text{вых}} = \frac{5 \cdot 30}{3,14} = 47,75 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда общее передаточное число привода составит

$$u_{\text{общ}} = \frac{955}{47,75} = 20.$$

#### 1.5 Разбивка общего передаточного числа привода по ступеням

$$u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2,$$

где  $u_1$  – передаточное число червячной передачи;

$u_2$  – передаточное число цепной передачи.

Принимаем  $u_1=10$  [приложение, табл. 3]; [1, стр. 45, табл. 2.3]; [2, стр. 48, табл. 4.2].

Тогда передаточное число цепной передачи составит

$$u_2 = \frac{u_{\text{общ}}}{u_1} = \frac{20}{10} = 2.$$

#### 1.6 Частоты вращения, угловые скорости и вращающие моменты на валах привода

##### Частоты вращения

$$n_1 = n_{\text{ном}} = 955 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{955}{10} = 95,5 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{95,5}{2} = 47,75 \text{ мин}^{-1}.$$

##### Угловые скорости

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 955}{30} = 100,01 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1} = \frac{100,01}{10} = 10 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_2} = \frac{10}{2} = 5 \text{ с}^{-1}.$$

##### Вращающие моменты

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{2666,67}{100,01} = 26,66 \text{ Нм};$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_1 \cdot \eta_n^2 = 26,66 \cdot 10 \cdot 0,98 \cdot 0,85 \cdot 0,99^2 = 217,66 \text{ Нм};$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n = 217,66 \cdot 2 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 400,8 \text{ Нм}.$$

Определим погрешность вращающего момента на выходном валу привода

$$\Delta T = \frac{|T_{\text{вых}} - T_3|}{T_{\text{вых}}} \cdot 100\% \leq 5\%;$$
$$\Delta T = \frac{|400 - 400,8|}{400} \cdot 100\% = 0,2 < 5\%.$$

Определим погрешность угловой скорости на выходном валу привода

$$\Delta \omega = \frac{|\omega_{\text{вых}} - \omega_3|}{\omega_{\text{вых}}} \cdot 100\% \leq 5\%;$$
$$\Delta \omega = \frac{|5 - 5|}{5} \cdot 100\% = 0\% < 5\%.$$

Расчет величин  $T_3$  и  $\omega_3$  одновременно выполняет роль проверки. Некоторая разница этих параметров в сравнении с заданием возможна в результате округления величин в процессе расчетов.

Оба условия выполняются.

Кинематические параметры привода определены. Приступим к расчетам червячной передачи.

## 2 РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 2.1 Выбор материала червяка

Считаем, что червяк изготавливается из стали 40Х твердостью  $\geq 45$  HRC, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ [приложение, табл. 6]; [1, стр. 52, табл. 3.1].

### 2.2 Скорость скольжения

$$v_s = \frac{4,3 \cdot \omega_2 \cdot u_1}{10^3} \cdot \sqrt[3]{T_2},$$

где  $\omega_2$  – угловая скорость на валу червячного колеса,  $c^{-1}$ ;

$u_1$  – передаточное число червячной передачи;

$T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса,  $Нм$ .

$$v_s = \frac{4,3 \cdot 10 \cdot 10}{10^3} \cdot \sqrt[3]{217,66} = 2,59 \text{ м/с}.$$

2.3 В соответствии со скоростью скольжения из II группы принимаем бронзу БрА9Ж3Л, полученную способом центробежного литья, у которой предел прочности на растяжение  $\sigma_B = 530$  МПа; предел текучести  $\sigma_T = 245$  МПа [приложение, табл. 7]; [1, стр. 57, табл. 3.5].

2.4 Для материала венца червячного колеса определим допускаемые контактные  $[\sigma]_H$  и изгибные  $[\sigma]_F$  напряжения [приложение, табл. 8]; [1, стр. 58, табл. 3.6].

а) При твердости витков червяка  $\geq 45$  HRC

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot v_s = 300 - 25 \cdot 2,59 = 235,25 \text{ МПа}.$$

б) Для неререверсивной передачи

$$[\sigma]_F = (0,08 \cdot \sigma_B + 0,25 \cdot \sigma_T) \cdot K_{FL},$$

где  $K_{FL}$  – коэффициент долговечности при расчете на изгиб;

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}},$$

где  $N$  – число циклов нагружения зубьев червячного колеса.

$$N = 573 \cdot \omega_2 \cdot L_h,$$

где  $\omega_2$  – угловая скорость на валу червячного колеса,  $c^{-1}$ ;

$L_h$  – срок службы привода, ч.

$$N = 573 \cdot 10 \cdot 5000 = 28,65 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Если  $N < 10^6$ , то его принимают равным  $10^6$ . Если  $N > 25 \cdot 10^7$ , то  $N$  принимают равным  $25 \cdot 10^7$  [1, стр. 58].

Коэффициент долговечности равен

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{28,65 \cdot 10^6}} = 0,69.$$

Тогда допускаемые напряжения изгиба составят

$$[\sigma]_F = (0,08 \cdot 530 + 0,25 \cdot 245) \cdot 0,69 = 71,52 \text{ МПа.}$$

2.5 Определить межосевое расстояние передачи

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{[\sigma]_H^2}},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса,  $Нм$ ;

$[\sigma]_H$  – допускаемое контактное напряжение материала червячного колеса,  $МПа$ .

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{217,66 \cdot 10^3}{235,25^2}} = 96,29 \text{ мм.}$$

На основании ГОСТ 2144-87 полученное значение межосевого расстояния округлим до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров.

Принимаем  $a_w = 100$  мм [приложение, табл. 9]; [2, стр. 103].

2.6 Выбрать число витков червяка [приложение, табл. 10]

Так как  $u_1 = 10$ ; то  $z_1 = 4$ .

2.7 Определить число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u_1 = 4 \cdot 10 = 40.$$

При необходимости полученное значение  $z_2$  округлить в меньшую сторону до целого числа. Из условия отсутствия подрезания зубьев рекомендуется  $z_2 \geq 40 \dots 60$  [1, стр. 74].

2.8 Определить модуль зацепления

$$m = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{a_w}{z_2} = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{100}{40} = 3,75 \dots 4,25 \text{ мм.}$$

Полученное значение  $m$  округлим в большую сторону до стандартного.

Принимаем  $m = 4$  мм [приложение, табл. 11].

2.9 Коэффициент диаметра червяка

$$q = (0,212 \dots 0,25) \cdot z_2 = (0,212 \dots 0,25) \cdot 40 = 8,48 \dots 10.$$

Полученное значение  $q$  округлим до стандартного.

Принимаем  $q = 10$  [приложение, табл. 12].

2.10 Определить коэффициент смещения инструмента

$$x = \left( \frac{a_w}{m} \right) - 0,5 \cdot (q + z_2) = \left( \frac{100}{4} \right) - 0,5 \cdot (10 + 40) = 0.$$

По условию неподрезания и незаострения зубьев колеса значение  $x$  допускается до  $-1 \leq x \leq +1$ . Если при расчете  $x$  это условие не выполняется, то следует варьировать значениями  $q$  и  $z_2$ .

2.11 Определить фактическое передаточное число  $u_\phi$  и проверить его отклонение  $\Delta u$  от заданного  $u_1$

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{4} = 10;$$

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u_1|}{u_1} \cdot 100\% \leq 4\%;$$

$$\Delta u = \frac{|10 - 10|}{10} \cdot 100\% = 0\% < 4\%.$$

Условие выполняется.

2.12 Фактическое значение межосевого расстояния

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2 + 2x) = 0,5 \cdot 4 \cdot (10 + 40 + 2 \cdot 0) = 100 \text{ мм.}$$

2.13 Основные геометрические размеры передачи (рис. 31):

а) Для червяка

- делительный диаметр

$$d_1 = m \cdot q = 4 \cdot 10 = 40 \text{ мм};$$

- начальный диаметр

$$d_{w1} = m \cdot (q + 2x) = 4 \cdot (10 + 2 \cdot 0) = 40 \text{ мм};$$

- диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 40 + 2 \cdot 4 = 48 \text{ мм};$$

- диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 40 - 2,4 \cdot 4 = 30,4 \text{ мм};$$

- угол подъема линии витков по делительному цилиндру

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right) = \arctg\left(\frac{4}{10}\right) = 21,8^\circ;$$

- длина нарезной части

$$b_1 = (10 + 5,5 \cdot |x| + z_1) \cdot m + C,$$

где  $x$  – коэффициент смещения;

$z_1$  – число витков червяка;

$m$  – модуль зацепления, мм;

$C$  – коэффициент.

Так как  $x=0$ , то коэффициент  $C=0$  [1, стр. 76].

Тогда длина нарезной части составит

$$b_1 = (10 + 5,5 \cdot |0| + 4) \cdot 4 = 56 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_1=56$  мм [приложение, табл. 20].

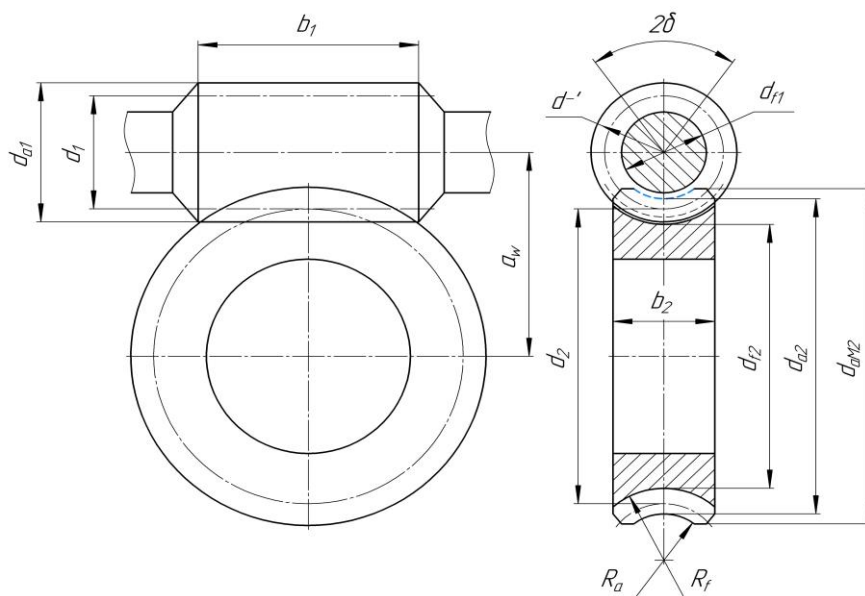


Рисунок 31 – Геометрические параметры червячной передачи

б) Для колеса

- делительный диаметр

$$d_2 = d_{w2} = m \cdot z_2 = 4 \cdot 40 = 160 \text{ мм};$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x) = 160 + 2 \cdot 4 \cdot (1 + 0) = 168 \text{ мм};$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x) = 160 - 2 \cdot 4 \cdot (1,2 - 0) = 150,4 \text{ мм};$$

- наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} = 168 + \frac{6 \cdot 4}{4 + 2} = 172 \text{ мм};$$

- ширина венца [1, стр. 76]

Так как  $z_1=4$ , то

$$b_2 = 0,315 \cdot a_w = 0,315 \cdot 100 = 31,5 \text{ мм}.$$

Принимаем  $b_2=32 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

- радиусы закруглений зубьев

$$R_a = 0,5 \cdot d_1 - m = 0,5 \cdot 40 - 4 = 16 \text{ мм};$$

$$R_f = 0,5 \cdot d_1 + 1,2 \cdot m = 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 4 = 24,8 \text{ мм};$$

- условный угол обхвата червяка венцом колеса  $2\delta$

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m} = \frac{32}{48 - 0,5 \cdot 4} = 0,70;$$

$$\delta = \arcsin(0,70) = 44,08^\circ;$$

$$2\delta = 88,16^\circ.$$

2.14 Определить коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)},$$

где  $\gamma$  – угол подъема линии витков по делительному цилиндру, град;

$\varphi$  – угол трения, град, зависящий от фактической скорости скольжения



$$v_s = \frac{u_\phi \cdot \omega_2 \cdot d_1}{2 \cdot \cos \gamma \cdot 10^3} = \frac{10 \cdot 10 \cdot 40}{2 \cdot \cos 21,8 \cdot 10^3} = 2,15 \text{ м/с},$$

где  $\omega_2$  – угловая скорость на валу червячного колеса,  $\text{с}^{-1}$ ;

$u_\phi$  – фактическое передаточное число червячной передачи;

$d_1$  – делительный диаметр червяка, мм.

При скорости скольжения  $v_s=2,15 \text{ м/с}$  угол трения равен  $\varphi=2,27^\circ$  [приложение, табл. 13].

$$\eta = \frac{\text{tg} 21,8}{\text{tg} (21,8 + 2,27)} = 0,9.$$

2.15 Проверить контактные напряжения зубьев колеса

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 \cdot d_2}} \cdot K \leq [\sigma]_H,$$

где  $F_{t2}$  – окружная сила на колесе, Н;

$d_1$  – делительный диаметр червяка, мм;

$d_2$  – делительный диаметр червячного колеса, мм;

$K$  – коэффициент нагрузки, принимается в зависимости от окружной скорости колеса

$$v_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{10 \cdot 160}{2 \cdot 10^3} = 0,8 \text{ м/с},$$

где  $\omega_2$  – угловая скорость на валу червячного колеса,  $\text{с}^{-1}$ .

Так как  $v_2 < 3 \text{ м/с}$ , то  $K=1$  [1, стр. 77].

Окружная сила на колесе равна

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 217,66 \cdot 10^3}{160} = 2720,75 \text{ Н};$$

где  $T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса, Нм.

Тогда контактные напряжения составят

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{2720,75}{40 \cdot 160}} \cdot 1 = 221,68 \text{ МПа}.$$

Величину допускаемых контактных напряжений  $[\sigma]_H$  уточним по фактической скорости скольжения, т.е. [приложение, табл. 8]

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot v_s = 300 - 25 \cdot 2,15 = 246,25 \text{ МПа}.$$

Определим фактическую недогрузку (перегрузку) передачи

$$\Delta \sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{221,68 - 246,25}{246,25} \cdot 100 = -9,98\%.$$

Знак «-» означает недогрузку передачи, знак «+» – перегрузку передачи.

Допускается недогрузка передачи ( $\sigma_H < [\sigma]_H$ ) не более 15% и перегрузка передачи ( $\sigma_H > [\sigma]_H$ ) до 5%. В случае когда недогрузка передачи превышает указанную величину, то необходимо изменить расположение червяка на верхнее и уменьшить  $[\sigma]_H$  на 15%.

2.16 Проверить напряжения изгиба зубьев колеса

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_{F2} \cdot \frac{F_{t2}}{b_2 \cdot m} \cdot K \leq [\sigma]_F,$$

где  $F_{t2}$  – окружная сила на колесе,  $H$ ;

$b_2$  – ширина венца колеса,  $мм$ ;

$m$  – модуль зацепления,  $мм$ ;

$K$  – коэффициент нагрузки;

$[\sigma]_F=71,52 \text{ МПа}$  – допускаемые напряжения изгиба зубьев колеса (см. п. 2.4, б);

$Y_{F2}$  – коэффициент формы зуба колеса, зависящий от эквивалентного числа зубьев колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma},$$

где  $z_2$  – число зубьев червячного колеса;

$\gamma$  – угол подъема линии витков по делительному цилиндру,  $град.$

$$z_{v2} = \frac{40}{\cos^3 21,8} = 50.$$

При эквивалентном числе зубьев колеса  $z_{v2}=50$  коэффициент формы зуба колеса равен  $Y_{F2}=1,45$  [приложение, табл. 14]; [1, стр. 78, табл. 4.10].

Следовательно, напряжения изгиба будут равны

$$\sigma_F = 0,7 \cdot 1,45 \cdot \frac{2720,75}{32 \cdot 4} \cdot 1 = 21,57 \text{ МПа},$$

$$21,57 \text{ МПа} < 71,52 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

При проверочном расчете  $\sigma_F$  получаются меньше  $[\sigma]_F$ , так как нагрузочная способность червячных передач ограничивается контактной прочностью зубьев червячного колеса.

### 3 РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

#### 3.1 Определить шаг цепи

$$p \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3 \cdot K_9}{v \cdot z_1 \cdot [p_q]}},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на ведущей звездочке (равный вращающему моменту на тихоходном валу редуктора),  $Нм$ ;

$v$  – число рядов цепи. Для однорядных цепей  $v=1$ ;

$K_9$  – коэффициент эксплуатации, представляющий собой произведение пяти поправочных коэффициентов, учитывающих различные условия работы передачи;

$$K_9 = K_d \cdot K_c \cdot K_\Theta \cdot K_{pe} \cdot K_p,$$

где  $K_d$  – коэффициент динамической нагрузки. Считаем, что передача работает равномерно, тогда  $K_d=1$ ;

$K_c$  – коэффициент, учитывающий способ смазки. Считаем, что смазывание цепи капельное, тогда  $K_c=1$ ;

$K_{\Theta}$  – коэффициент, учитывающий расположение передачи по отношению к горизонту. Считаем, что передача расположена под углом к горизонту  $\Theta \leq 60^\circ$ , тогда  $K_{\Theta}=1$ ;

$K_{рег}$  – коэффициент, учитывающий способ регулировки межосевого расстояния. Считаем, что регулировка межосевого расстояния осуществляется путем передвижения опор, тогда  $K_{рег}=1$ ;

$K_p$  – коэффициент, учитывающий режим работы передачи. Считаем, что привод работает в две смены, тогда  $K_p=1,25$  [приложение, табл. 16]; [1, стр. 93, табл. 5.7];

$$K_s = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 = 1,25;$$

$[p_u]$  – допускаемое давление в шарнирах цепи, МПа, зависящее от частоты вращения ведущей звездочки

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{955}{10} = 95,5 \text{ мин}^{-1},$$

где  $n_1$  – частота вращения на быстроходном валу редуктора,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$u_1$  – передаточное число червячной передачи.

Ориентируясь на шаг цепи  $p=19,05\dots 25,4$  мм и частоту вращения ведущей звездочки  $n_2=95,5 \text{ мин}^{-1}$  допускаемое давление в шарнирах цепи составит  $[p_u]=33,5$  МПа [приложение, табл. 15]; [1, стр. 94, табл. 5.8];

$z_1$  – число зубьев меньшей звездочки;

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u_2,$$

где  $u_2$  – передаточное число цепной передачи.

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u_2 = 29 - 2 \cdot 2 = 25.$$

При необходимости полученное значение  $z_1$  округлить до целого нечетного числа, что в сочетании с нечетным числом ведомой звездочки  $z_2$  обеспечит более равномерное изнашивание зубьев.

Принимаем  $z_1=25$ .

Тогда шаг цепи составит

$$p = 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{217,66 \cdot 10^3 \cdot 1,25}{1 \cdot 25 \cdot 33,5}} = 19,25 \text{ мм.}$$

Полученное значение шага цепи округлим до ближайшего большего стандартного значения. На основании ГОСТ 13568-81 принимаем цепь ПР-25,4-6000, для которой [приложение, табл. 19]; [1, стр. 441, табл. К32]; [5, стр. 207, лист 183]:

$p=25,4$  мм – шаг цепи;

$d_1=7,92$  мм – диаметр валика;

$q=2,6$  кг – масса одного метра цепи;

$F_p=6000 \text{ даН}=60000 \text{ Н}$  – разрушающая нагрузка цепи;

$A=180 \text{ мм}^2$  – площадь проекции опорной поверхности шарнира [2, стр. 135, табл. 8.1].

3.2 Определить число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 \cdot u_2 = 25 \cdot 2 = 50.$$

При необходимости полученное значение  $z_2$  округлить до целого нечетного числа. Для предотвращения соскакивания цепи максимальное число зубьев ведомой звездочки ограничено  $z_2 \leq 120$ .

Принимаем  $z_2=49$ .

3.3 Определить фактическое передаточное число  $u_\phi$  и проверить его отклонение  $\Delta u$  от заданного  $u_2$

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{49}{25} = 1,96;$$

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u_2|}{u_2} \cdot 100\% \leq 4\%;$$

$$\Delta u = \frac{|1,96 - 2|}{2} \cdot 100\% = 2\% < 4\%.$$

Условие выполняется.

3.4 Определить оптимальное межосевое расстояние

$$a = (30 \dots 50) \cdot p,$$

где  $p$  – стандартный шаг цепи, мм.

$$a = (30 \dots 50) \cdot 25,4 = 762 \dots 1270 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a=762$  мм.

Тогда межосевое расстояние в шагах составит

$$a_p = \frac{a}{p} = \frac{762}{25,4} = 30.$$

3.5 Определить число звеньев цепи

$$l_p = 2 \cdot a_p + \frac{z_2 + z_1}{2} + \frac{[(z_2 - z_1) / 2 \cdot \pi]^2}{a_p} =$$

$$= 2 \cdot 30 + \frac{49 + 25}{2} + \frac{[(49 - 25) / 2 \cdot 3,14]^2}{30} = 97,49.$$

Полученное значение округлить до целого четного числа. Принимаем  $l_p=98$ .

3.6 Уточнить межосевое расстояние в шагах

$$a_p = 0,25 \left\{ l_p - 0,5 \cdot (z_2 + z_1) + \sqrt{[l_p - 0,5 \cdot (z_2 + z_1)]^2 - 8 \cdot \left( \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} \right)^2} \right\} =$$

$$= 0,25 \left\{ 98 - 0,5 \cdot (49 + 25) + \sqrt{[98 - 0,5 \cdot (49 + 25)]^2 - 8 \cdot \left( \frac{49 - 25}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right\} = 30,26.$$

Полученное значение  $a_p$  не округлять до целого числа.

3.7 Определить фактическое межосевое расстояние

$$a = a_p \cdot p = 30,26 \cdot 25,4 = 768,6 \text{ мм.}$$

Значение  $a$  не округлять до целого числа, так как ведомая (свободная) ветвь цепи должна провисать примерно на  $0,01a$ .

3.8 Определить длину цепи

$$l = l_p \cdot p = 98 \cdot 25,4 = 2489,2 \text{ мм.}$$

Полученное значение не округлять до целого числа.

### 3.9 Определить диаметры звездочек

Диаметр делительной окружности:

- ведущей звездочки

$$d_{\partial 1} = p / \sin\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right) = 25,4 / \sin\left(\frac{180^\circ}{25}\right) = 202,66 \text{ мм};$$

- ведомой звездочки

$$d_{\partial 2} = p / \sin\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right) = 25,4 / \sin\left(\frac{180^\circ}{49}\right) = 396,44 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности выступов

$$D_e = p \left( K + K_z - \frac{0,31}{\lambda} \right),$$

где  $K=0,7$  – коэффициент высоты зуба;

$K_z$  – коэффициент числа зубьев;

$\lambda$  – геометрическая характеристика зацепления.

$$\lambda = \frac{p}{d_1} = \frac{25,4}{7,92} = 3,21;$$

где  $d_1$  – диаметр валика, мм.

- ведущей звездочки

$$K_{z1} = \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z_1}\right) = \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{25}\right) = 7,92;$$

$$D_{e1} = p \cdot \left( K + K_{z1} - \frac{0,31}{\lambda} \right) = 25,4 \cdot \left( 0,7 + 7,92 - \frac{0,31}{3,21} \right) = 216,5 \text{ мм};$$

- ведомой звездочки

$$K_{z2} = \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{z_2}\right) = \operatorname{ctg}\left(\frac{180^\circ}{49}\right) = 15,58;$$

$$D_{e2} = p \cdot \left( K + K_{z2} - \frac{0,31}{\lambda} \right) = 25,4 \cdot \left( 0,7 + 15,58 - \frac{0,31}{3,21} \right) = 411,06 \text{ мм}.$$

Диаметр окружности впадин

- ведущей звездочки

$$D_{i1} = d_{\partial 1} - (d_1 - 0,175\sqrt{d_{\partial 1}}) = 202,66 - (7,92 - 0,175\sqrt{202,66}) = 197,23 \text{ мм};$$

- ведомой звездочки

$$D_{i2} = d_{\partial 2} - (d_1 - 0,175\sqrt{d_{\partial 2}}) = 396,44 - (7,92 - 0,175\sqrt{396,44}) = 392 \text{ мм}.$$

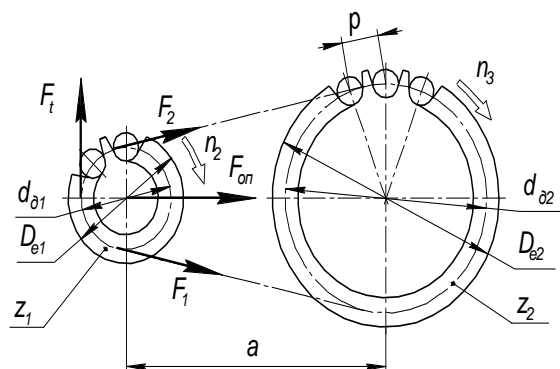


Рисунок 32 – Геометрические и силовые параметры цепной передачи

3.10 Проверить частоту вращения меньшей звездочки

$$n_2 \leq [n_2],$$

где  $[n_2]$  – допускаемая частота вращения,  $\text{мин}^{-1}$ .

$$[n_2] = \frac{15 \cdot 10^3}{p} = \frac{15 \cdot 10^3}{25,4} = 590,55 \text{ мин}^{-1};$$

$$95,5 \text{ мин}^{-1} < 590,55 \text{ мин}^{-1}.$$

Условие выполняется.

3.11 Проверить число ударов цепи о зубья звездочек

$$U \leq [U],$$

где  $U$  – расчетное число ударов цепи,  $\text{с}^{-1}$ ;

$[U]$  – допускаемое число ударов,  $\text{с}^{-1}$ .

$$U = \frac{4 \cdot z_1 \cdot n_2}{60 \cdot l_p} = \frac{4 \cdot 25 \cdot 95,5}{60 \cdot 98} = 1,62 \text{ с}^{-1};$$

$$[U] = \frac{508}{p} = \frac{508}{25,4} = 20 \text{ с}^{-1};$$

$$1,62 \text{ с}^{-1} < 20 \text{ с}^{-1}.$$

Условие выполняется.

3.12 Определить фактическую скорость цепи

$$v = \frac{z_1 \cdot p \cdot n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{25 \cdot 25,4 \cdot 95,5}{60 \cdot 10^3} = 1,01 \text{ м/с}.$$

3.13 Определить окружную силу, передаваемую цепью

$$F_t = \frac{P_2 \cdot 10^3}{v},$$

где  $P_2$  – мощность на ведущей звездочке (на тихоходном валу редуктора),  $\text{кВт}$ .

$$P_2 = T_2 \cdot \omega_2 = 217,66 \cdot 10 = 2176,6 \text{ Вт} = 2,18 \text{ кВт},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на ведущей звездочке (равный вращающему моменту на тихоходном валу редуктора),  $\text{Нм}$ ;

$\omega_2$  – угловая скорость ведущей звездочки,  $\text{с}^{-1}$ .

$$F_t = \frac{2,18 \cdot 10^3}{1,01} = 2158,42 \text{ Н}.$$

### 3.14 Проверить давление в шарнирах цепи

$$p_u = \frac{F_t \cdot K_9}{A} \leq [p_u],$$

где  $K_9$  – коэффициент эксплуатации;

$A$  – площадь проекции опорной поверхности шарнира,  $мм^2$ ;

$[p_u]$  – допускаемое давление в шарнирах цепи,  $МПа$ .

$$p_u = \frac{2158,42 \cdot 1,25}{180} = 14,99 \text{ МПа}.$$

Допускаемое давление в шарнирах цепи уточним в соответствии с фактической скоростью цепи. Так как  $v=1,01 \text{ м/с}$ , то  $[p_u]=24,96 \text{ МПа}$  [приложение, табл. 17]; [1, стр. 94].

$$14,99 \text{ МПа} < 24,96 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

Если при проверочном расчете это условие не выполняется, то необходимо принять цепь с ближайшим большим шагом и повторить расчет передачи заново.

### 3.15 Проверить прочность цепи

$$S \geq [S],$$

где  $S$  – расчетный коэффициент запаса прочности;

$[S]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности.

$$S = \frac{F_p}{F_t \cdot K_d + F_0 + F_v} \geq [S],$$

где  $F_p$  – разрушающая нагрузка цепи,  $H$ ;

$F_t$  – окружная сила, передаваемая цепью,  $H$ ;

$F_0$  – предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви,  $H$ ;

$K_d$  – коэффициент динамической нагрузки;

$F_v$  – натяжение цепи от центробежных сил,  $H$ .

Предварительное натяжение цепи от провисания ведомой ветви равно

$$F_0 = K_f \cdot q \cdot a \cdot g,$$

где  $K_f=6$  – коэффициент провисания для горизонтальных передач;

$q$  – масса одного метра цепи,  $кг$ ;

$a$  – межосевое расстояние,  $м$ ;

$g$  – ускорение свободного падения,  $g=9,81 \text{ м/с}^2$ .

$$F_0 = 6 \cdot 2,6 \cdot \frac{768,6}{10^3} \cdot 9,81 = 117,62 \text{ Н}.$$

Натяжение цепи от центробежных сил составит

$$F_v = q \cdot v^2 = 2,6 \cdot 1,01^2 = 2,65 \text{ Н}.$$

Тогда расчетный коэффициент запаса прочности равен

$$S = \frac{60000}{2158,42 \cdot 1 + 117,62 + 2,65} = 26,33.$$

При шаге цепи  $p=25,4 \text{ мм}$  и частоте вращения меньшей звездочки  $n_2=95,5 \text{ мин}^{-1}$  допускаемый коэффициент запаса прочности равен  $[S]=7,75$  [приложение, табл. 18]; [1, стр. 97, табл. 5.9].

$$26,33 > 7,75.$$

Условие прочности выполняется.

### 3.16 Сила давления цепи на вал

$$F_{on} = K_e \cdot F_t + 2 \cdot F_0,$$

где  $K_e$  – коэффициент, учитывающий наклон линии центров к горизонту. Так как передача расположена под углом  $\Theta=0\dots40^\circ$ , то  $K_e=1,15$  [приложение, табл. 16]; [1, стр. 93, табл. 5.7].

$$F_{on} = 1,15 \cdot 2158,42 + 2 \cdot 117,62 = 2717,42 \text{ Н.}$$

## 4 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ (ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ) РАСЧЕТ ВАЛОВ И ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Проектный расчет ставит своей целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала: ее диаметр  $d$  и длину  $l$  (рис. 33).

Предварительный расчет валов выполняется по напряжениям кручения, то есть при этом не учитывают напряжения изгиба, концентрации напряжений во времени. Поэтому для компенсации приближенности этого метода расчетами допускаемые напряжения на кручение принимают заниженными:  $[\tau]_к=10\dots20 \text{ МПа}$ . При этом меньшие значения  $[\tau]_к$  – для быстроходного вала, большие  $[\tau]_к$  – для тихоходных.

Уравнение прочности вала на кручение выглядит следующим образом

$$\tau_k = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]_к,$$

где  $T$  – вращающий момент,  $\text{Нм}$ ;

$W_p$  – полярный момент сопротивления сечения,  $\text{мм}^3$ ;

$[\tau]_к$  – допускаемые напряжения кручения,  $\text{МПа}$ .

Для сплошного круглого сечения вала полярный момент сопротивления равен

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0,2 \cdot d^3,$$

где  $d$  – диаметр вала,  $\text{мм}$ .

### 4.1 Расчет быстроходного вала редуктора (вал червяка)

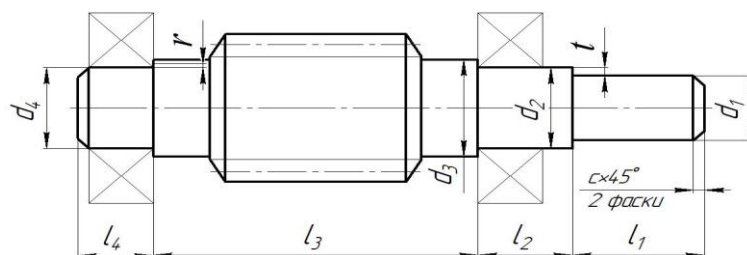


Рисунок 33 – Конструкция быстроходного вала редуктора

Диаметр ступени под полумуфту

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_к}},$$

где  $T_1$  – вращающий момент на валу червяка,  $\text{Нм}$ ;



$[\tau]_к$  – допускаемые напряжения кручения, МПа. Для быстроходных валов  $[\tau]_к=10$  МПа.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{26,66 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10}} = 23,71 \text{ мм.}$$

Независимо от расчета, диаметр выходного конца вала должен быть равен

$$d_1 = (0,8 \dots 1,2) \cdot d_{\text{дв}},$$

где  $d_{\text{дв}}$  – диаметр вала электродвигателя, мм.

Для выбранного электродвигателя 4АМ112МА6УЗ (см. п. 1.3) диаметр его вала составляет  $d_{\text{дв}}=32$  мм [приложение, табл. 32]; [1, стр. 407, табл. К10].

$$d_1 = (0,8 \dots 1,2) \cdot 32 = 25,6 \dots 38,4 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_1=30$  мм [приложение, табл. 20].

Длина ступени под полумуфту

$$l_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot d_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot 30 = 30 \dots 45 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_1=45$  мм [приложение, табл. 20].

Диаметр ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t,$$

где  $d_1$  – диаметр ступени под полумуфту, мм;

$t$  – высота буртика (рис. 33), мм.

При диаметре первой ступени вала  $d_1=30$  мм высота буртика равна  $t=2,2$  мм [приложение, табл. 27].

$$d_2 = 30 + 2 \cdot 2,2 = 34,4 \text{ мм.}$$

В целях подбора стандартного подшипника полученное значение диаметра второй ступени округлим до ближайшего размера кратностью 5 мм.

Принимаем  $d_2=35$  мм.

Принимаем конический роликовый подшипник легкой серии – № 7207 [1, стр. 115, табл. 7.2], у которого  $d_2=35$  мм;  $D_1=72$  мм;  $T_1=18,5$  мм;  $C_r=48,4$  кН;  $e=0,37$ ;  $Y=1,62$  [приложение, табл. 28].

Длина ступени

$$l_2 = 2 \cdot d_2 = 2 \cdot 35 = 70 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_2=71$  мм [приложение, табл. 20].

Под червяк

диаметр ступени

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r,$$

где  $d_2$  – диаметр ступени вала под подшипник, мм;

$r$  – координата фаски подшипника (рис. 33), мм.

При диаметре второй ступени вала  $d_2=35$  мм координата фаски подшипника составляет  $r=2,5$  мм [приложение, табл. 27].

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 35 + 3,2 \cdot 2,5 = 43 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_3=44$  мм [приложение, табл. 20].

Длина ступени

$$l_3 = d_{\text{ам2}} - 2 \cdot T_1,$$

где  $d_{\text{ам2}}$  – наибольший диаметр червячного колеса (см. п. 2.13), мм;

$T_1$  – ширина подшипника быстроходного вала, мм.

$$l_3 = 172 - 2 \cdot 18,5 = 135 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_3 = 135 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

Под подшипник  
диаметр ступени

$$d_4 = d_2 = 35 \text{ мм.}$$

длина ступени

$$l_4 = T_1 + c,$$

где  $T_1$  – ширина подшипника быстроходного вала, мм;

$c$  – размер фаски (рис. 33), мм.

При диаметре четвертой ступени вала  $d_4 = 35 \text{ мм}$  размер фаски составляет  $c = 1,6 \text{ мм}$  [приложение, табл. 27].

$$l_4 = 18,5 + 1,6 = 20,1 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_4 = 20 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

#### 4.2 Эскизная компоновка редуктора

Чертеж общего вида редуктора устанавливает положение колес редукторной пары, элемента открытой передачи относительно опор (подшипников); определяет расстояние  $l_B$  и  $l_T$  между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения силы давления полумуфты на расстоянии  $l_m$  от реакции смежного подшипника.

Расстояние между точками приложения реакций подшипников (рис. 34)

$$l_B = L_B - 2 \cdot a_B = d_{am2} - 2 \cdot a_B,$$

где  $d_{am2}$  – наибольший диаметр червячного колеса, мм. Величина данного параметра определена в пункте 2.13;

$a_B$  – величина смещения реакции подшипника, мм.

Величина смещения реакции для конического роликового подшипника равна

$$a_B = 0,5 \cdot \left( T_1 + \frac{d_2 + D_1}{3} \cdot e \right),$$

где  $T_1$  – ширина подшипника быстроходного вала, мм;

$d_2$  – диаметр ступени вала под быстроходный подшипник, мм;

$D_1$  – наружный диаметр быстроходного подшипника, мм;

$e$  – коэффициент влияния осевого нагружения.

$$a_B = 0,5 \cdot \left( 18,5 + \frac{35 + 72}{3} \cdot 0,37 \right) = 15,85 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a_B = 16 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

Тогда расстояние между точками приложения реакций опор будет равно

$$l_B = 172 - 2 \cdot 16 = 140 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_B = 140 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

Расстояние приложения реакции полумуфты до смежного подшипника

$$l_m = l_1 + [l_2 - (T_1 - a_B)],$$

где  $l_1$  – длина ступени под полумуфту, мм;

$l_2$  – длина ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник быстроходного вала, мм;



$T_1$  – ширина подшипника быстроходного вала, мм;  
 $a_B$  – величина смещения реакции подшипника, мм.

$$l_m = 45 + [71 - (18,5 - 16)] = 113,5 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_m = 115$  мм [приложение, табл. 20].

### 4.3 Силы в зацеплении червячной передачи

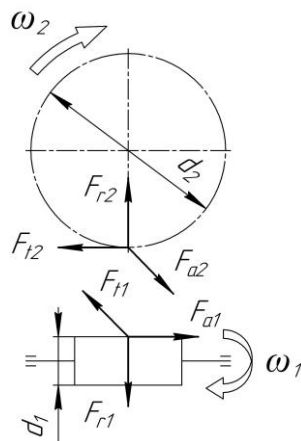


Рисунок 35 – Силы в зацеплении червячной передачи

Окружная сила  
на червяке

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1},$$

где  $T_1$  – вращающий момент на валу червяка, Нм;  
 $d_1$  – делительный диаметр червяка (см. п. 2.13, а), мм.

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 26,66 \cdot 10^3}{40} = 1333 \text{ Н};$$

на червячном колесе

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса, Нм;  
 $d_2$  – делительный диаметр червячного колеса (см. п. 2.13, б), мм.

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 217,66 \cdot 10^3}{160} = 2720,75 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на червяке и червячном колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где  $\alpha = 20^\circ$  – угол зацепления.

$$F_{r1} = F_{r2} = 2720,75 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 990,27 \text{ Н.}$$

Осевая сила на червяке и червячном колесе

$$F_{a1} = F_{t2} = 2720,75 \text{ Н};$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 1333 \text{ Н.}$$

Для выполнения статического расчета тихоходного вала редуктора дополнительно потребуется консольная сила от муфты, которая определяется следующим образом [1, стр. 101, табл. 6.2]

$$F_m = 50 \cdot \sqrt{T_1} \dots 125 \cdot \sqrt{T_1},$$

где  $T_1$  – вращающий момент на валу червяка,  $Hm$ .

$$F_m = 50 \cdot \sqrt{26,66} \dots 125 \cdot \sqrt{26,66} = 258,17 \dots 645,42 \text{ H.}$$

Принимаем  $F_m = 645,42 \text{ H}$ .

4.4 Статический расчет быстроходного вала редуктора (приближенный расчет на изгиб и кручение)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  $F_{a1} = 2720,75 \text{ H}$ ;  $F_{r1} = 990,27 \text{ H}$ ;  $F_{t1} = 1333 \text{ H}$ ;  $F_m = 645,42 \text{ H}$ ;  $l_B = 140 \text{ мм}$ ;  $l_M = 115 \text{ мм}$ ;  $d_1 = 40 \text{ мм}$ .

Вертикальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_A = 0; \quad -R_{By} \cdot l_B + F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{l_B} = \frac{990,27 \cdot \frac{140}{2} + 2720,75 \cdot \frac{40}{2}}{140} = 883,81 \text{ H.}$$

$$\sum M_B = 0; \quad R_{Ay} \cdot l_B - F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{l_B} = \frac{990,27 \cdot \frac{140}{2} - 2720,75 \cdot \frac{40}{2}}{140} = 106,46 \text{ H.}$$

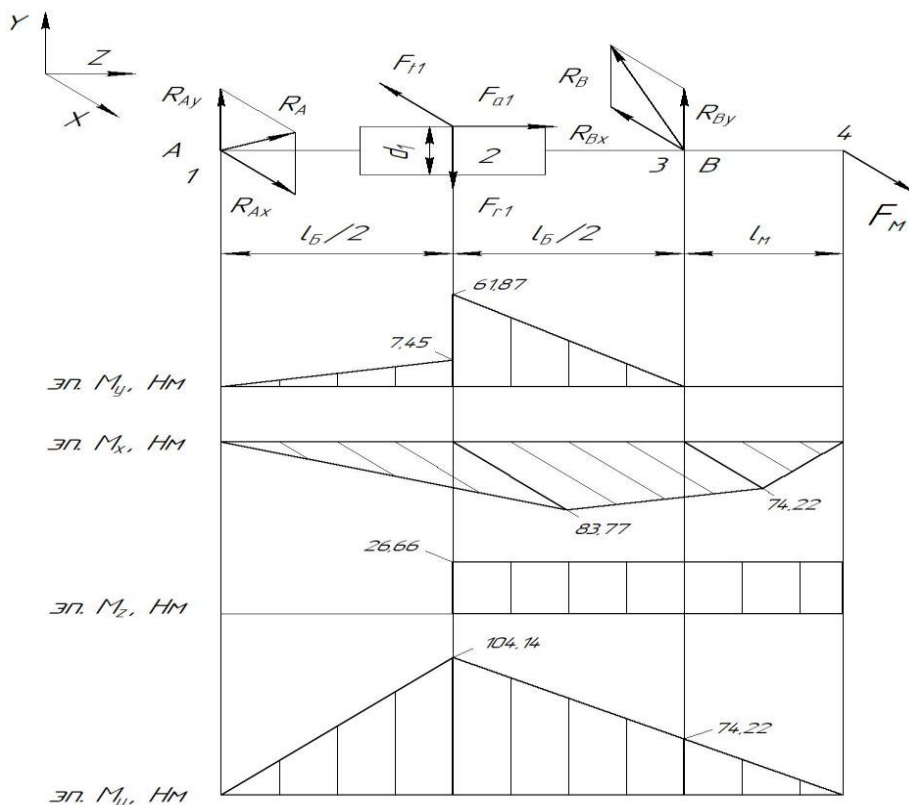


Рисунок 36 – Схема нагружения быстроходного вала и построение эпюр изгибающих моментов

Проверка:  $\sum F_y = 0; \quad R_{Ay} - F_{r1} + R_{By} = 0;$   
 $106,46 - 990,27 + 883,81 = 0; \quad 0 = 0.$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси  $OY$

$$M_{y1} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{y2} = R_{Ay} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = 106,46 \cdot \frac{140}{2 \cdot 10^3} = 7,45 \text{ Нм.}$$

$$M_{y2} = R_{By} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = 883,81 \cdot \frac{140}{2 \cdot 10^3} = 61,87 \text{ Нм.}$$

$$M_{y3} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{y4} = 0 \text{ Нм.}$$

Горизонтальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_A = 0; \quad F_M \cdot (l_M + l_B) - R_{Bx} \cdot l_B - F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_M \cdot (l_M + l_B) - F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2}}{l_B} = \frac{645,42 \cdot (115 + 140) - 1333 \cdot \frac{140}{2}}{140} =$$

$$= 509,09 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{Ax} \cdot l_B + F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_M \cdot l_M = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_M \cdot l_M}{l_B} = \frac{1333 \cdot \frac{140}{2} + 645,42 \cdot 115}{140} = 1196,67 \text{ Н.}$$

Проверка:  $\sum F_x = 0; \quad R_{Ax} - F_{t1} - R_{Bx} + F_M = 0;$   
 $1196,67 - 1333 - 509,09 + 645,42 = 0; \quad 0 = 0.$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси  $OX$

$$M_{x1} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{x2} = -R_{Ax} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = -1196,67 \cdot \frac{140}{2 \cdot 10^3} = -83,77 \text{ Нм.}$$

$$M_{x3} = -F_M \cdot \frac{l_M}{10^3} = -645,42 \cdot \frac{115}{10^3} = -74,22 \text{ Нм.}$$

$$M_{x4} = 0 \text{ Нм.}$$

Эпюра крутящего момента

$$M_\kappa = M_z = \frac{F_{t1} \cdot d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{1333 \cdot 40}{2 \cdot 10^3} = 26,66 \text{ Нм.}$$

Суммарные реакции опор

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{1196,67^2 + 106,46^2} = 1201,4 \text{ Н.}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{509,09^2 + 883,81^2} = 1019,95 \text{ Н.}$$

Суммарный изгибающий момент в нагруженных сечениях

$$M_{u1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{u2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{(-83,77)^2 + 61,87^2} = 104,14 \text{ Нм.}$$

$$M_{u3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{(-74,22)^2 + 0^2} = 74,22 \text{ Нм.}$$

$$M_{u4} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

Эквивалентный момент

$$M_{\text{эке}} = \sqrt{M_{u2}^2 + M_{\kappa}^2} = \sqrt{104,14^2 + 26,66^2} = 107,5 \text{ Нм,}$$

где  $M_{\kappa}$  – крутящий (вращающий) момент на валу червяка ( $M_{\kappa}=T_1$ ), Нм.

Диаметр вала в опасном сечении (по впадинам витков червяка)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{эке}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}},$$

где  $[\sigma]_{-1}$  – допускаемые напряжения, МПа. Для стали 40Х с закалкой ТВЧ  $[\sigma]_{-1}=50 \text{ МПа}$  [3, стр. 266, табл. 16.1].

$$d = \sqrt[3]{\frac{107,5 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 27,81 \text{ мм} < d_{f1} = 30,4 \text{ мм,}$$

где  $d_{f1}$  – диаметр впадин витков червяка (см. п. 2.13), мм.

Условие выполняется.

4.5 Проверочный расчет подшипников быстроходного вала редуктора

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности  $C_{rp}$ , Н, с базовой  $C_r$ , Н, или базовой долговечности  $L_{10h}$ , ч, с требуемой  $L_h$ , ч, по условиям:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{10h} \geq L_h.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_{rp} = R_E \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_1 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \leq C_r.$$

Базовая долговечность

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left( \frac{C_r}{R_E} \right)^m \geq L_h,$$

где  $C_r$  – базовая динамическая грузоподъемность, Н;

$R_E$  – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

$m=3,33$  – показатель степени для роликовых подшипников;

$a_1=1$  – коэффициент надежности при безотказной работе;  $a_{23}$  – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипников и качества его эксплуатации. При обычных условиях работы подшипника  $a_{23}=0,6 \dots 0,7$  – для роликовых подшипников. Поскольку в расчетах используется конический роликовый подшипник (см. п. 3.1), то принимаем  $a_{23}=0,7$ ;

$L_h$  – срок службы привода, ч;

$n_1$  – частота вращения внутреннего кольца подшипника быстроходного вала редуктора (см. п. 1.6),  $\text{мин}^{-1}$ .

$$n_1 = n_{\text{ном}} = 955 \text{ мин}^{-1}.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_E = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} \leq e;$$

$$R_E = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} > e;$$

где  $X$  – коэффициент радиальной нагрузки. Для конического подшипника коэффициент радиальной нагрузки  $X=0,4$  [1, стр. 141, табл. 9.1];

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки,  $Y=1,62$  (см. п. 3.1);

$V$  – коэффициент вращения, при вращающемся внутреннем кольце  $V=1$ ;

$R_r$  – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника ( $R_A, R_B$ ),  $H$ ;

$R_a$  – осевая нагрузка подшипника,  $H$ ;

$K_B$  – коэффициент безопасности. При требуемой долговечности подшипника  $L_h=5000$  ч коэффициент безопасности равен  $K_B=1,1$  [1, стр. 145, табл. 9.4];

$K_T$  – температурный коэффициент. При рабочей температуре подшипника до  $100^\circ C$  температурный коэффициент равен  $K_T=1$  [1, стр. 147, табл. 9.5].

Осевые оставляющие радиальных нагрузок [1, стр. 141, табл. 9.1] (рис. 37)

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1};$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2},$$

где  $e$  – коэффициент влияния осевого нагружения,  $e=0,37$  (см. п. 3.5);

$R_{r1}, R_{r2}$  – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника ( $R_A, R_B$ ),  $H$ .

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 1201,4 = 368,95 \text{ H};$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 1019,95 = 313,23 \text{ H}.$$

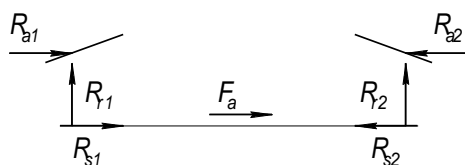


Рисунок 37 – Схема нагружения подшипников

Осевые нагрузки подшипников [1, стр. 148, табл. 9.6]. Так как  $R_{s1} > R_{s2}$ , то  $R_{a1} = R_{s1} = 368,95 \text{ H}$ ;

$$R_{a2} = R_{a1} + F_{a1},$$

где  $F_{a1}$  – осевая сила на червяке,  $H$ .

$$R_{a2} = 368,95 + 2720,75 = 3089,7 \text{ H}.$$

Определяем отношение

$$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{r1}} = \frac{368,95}{1 \cdot 1201,4} = 0,31 < e;$$

$$\frac{R_{a2}}{V \cdot R_{r2}} = \frac{3089,7}{1 \cdot 1019,95} = 3,03 > e.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_{E1} = V \cdot R_{r1} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 1201,4 \cdot 1,1 \cdot 1 = 1321,54 \text{ H};$$

$$\begin{aligned} R_{E2} &= (X \cdot V \cdot R_{r2} + Y \cdot R_{a2}) \cdot K_B \cdot K_T = \\ &= (0,4 \cdot 1 \cdot 1019,95 + 1,62 \cdot 3089,7) \cdot 1,1 \cdot 1 = 5954,62 \text{ H}. \end{aligned}$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке равна



$$C_{rp} = R_{E2} \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_1 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} = 5954,62 \cdot \sqrt[3,33]{60 \cdot 955 \cdot \frac{5000}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}} =$$

$$= 36244,86 \text{ Н} < 48400 \text{ Н}.$$

Долговечность подшипника

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left( \frac{C_r}{R_{E2}} \right)^m = 1 \cdot 0,7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 955} \cdot \left( \frac{48400}{5954,62} \right)^{3,33} =$$

$$= 13098,29 \text{ ч} > 5000 \text{ ч}.$$

Поскольку базовая долговечность больше чем требуемая, то предварительно выбранный подшипник № 7207 пригоден. В случае невыполнения данного условия, следует перейти на среднюю широкую серию подшипника. Если и эта мера не даст желаемого результата, то необходимо изменить тип подшипника и повторить расчет заново.

#### 4.6 Проверочный расчет быстроходного вала

Проверочный расчет валов на прочность выполняют на совместное действие изгиба и кручения. При этом расчет отражает разновидности цикла напряжений изгиба и кручения, усталостные характеристики материалов, размеры, форму и состояние поверхности валов. Цель расчета – определить коэффициенты запаса прочности в опасных сечениях вала и сравнить их с допускаемыми:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где  $S_\sigma$ ,  $S_\tau$  – соответственно коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям;

$[S]=1,6 \dots 2,1$  – допускаемый коэффициент запаса прочности.

Поскольку концентратором напряжений для быстроходного вала червячной передачи является диаметр впадин витков червяка  $d_{f1}$  (рис. 3б), то проверочный расчет выполним применительно только для этого элемента.

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям равны

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a};$$

$$S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a};$$

где  $(\sigma_{-1})_D$  и  $(\tau_{-1})_D$  – пределы выносливости в расчетном сечении вала, МПа;  $\sigma_a$  и  $\tau_a$  – амплитуда нормальных и касательных напряжений, МПа.

Пределы выносливости в расчетном сечении вала равны

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D},$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}=0,58 \cdot \sigma_{-1}$  – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, МПа.

Поскольку червяк изготавливается из стали 40Х (см. п. 2.1), твердостью  $\geq 45$  HRC, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ, то предел выносливости при симметричном цикле изгиба составляет  $\sigma_{-1}=410$  МПа [приложение, табл. 5];

$(K_{\sigma})_D$  и  $(K_{\tau})_D$  – соответственно коэффициент нормальных и касательных напряжений.

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_{\sigma})_D = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

$$(K_{\tau})_D = \left( \frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

где  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

$K_d$  – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

$K_F$  – коэффициент влияния шероховатости;

$K_y$  – коэффициент влияния поверхности упрочнения.

При  $\sigma_e=900$  МПа коэффициенты концентрации напряжений равны  $K_{\sigma}=1,65$ ;  $K_{\tau}=1,45$  [1, стр. 271, табл. 11.2].

При диаметре впадин витков червяка  $d_{f1}=30,4$  мм (см. п. 2.13) коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения для стали 40Х равен  $K_d=0,77$  [1, стр. 272, табл. 11.3].

При  $\sigma_e=900$  МПа коэффициент влияния шероховатости составляет  $K_F=1,5$  [1, стр. 272, табл. 11.4].

При  $\sigma_e=900$  МПа и закалке червяка ТВЧ коэффициент влияния поверхности упрочнения равен  $K_y=1,5$  [1, стр. 272, табл. 11.5].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений равен

$$(K_{\sigma})_D = \left( \frac{1,65}{0,77} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,76;$$

$$(K_{\tau})_D = \left( \frac{1,45}{0,77} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,59.$$

Пределы выносливости в расчетном сечении вала равны

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{410}{1,76} = 232,95 \text{ МПа};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{0,58 \cdot 410}{1,59} = 149,56 \text{ МПа}.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_a = \frac{M \cdot 10^3}{W_{нетто}},$$

где  $M$  – суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении, Нм;

$W_{нетто}$  – осевой момент сопротивления сечения вала, мм<sup>3</sup>.

$$W_{нетто} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 30,4^3}{32} = 2758,17 \text{ мм}^3,$$

где  $d_{f1}$  – диаметр впадин витков червяка (см. п. 2.13), мм.

Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\sigma_a = \frac{104,14 \cdot 10^3}{2758,17} = 37,76 \text{ МПа.}$$

Амплитуда касательных напряжений

$$\tau_a = \frac{M_k \cdot 10^3}{2 \cdot W_{\text{нетто}}},$$

где  $M_k$  – крутящий (вращающий) момент на валу червяка,  $\text{Нм}$ ;  
 $W_{\text{нетто}}$  – полярный момент сопротивления сечения вала,  $\text{мм}^3$ .

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 30,4^3}{16} = 5516,34 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\tau_a = \frac{26,66 \cdot 10^3}{2 \cdot 5516,34} = 2,42 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{232,95}{37,76} = 6,17;$$

$$S_\tau = \frac{149,56}{2,42} = 61,8.$$

Общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении

$$S = \frac{6,17 \cdot 61,8}{\sqrt{6,17^2 + 61,8^2}} = 6,14 > 1,6.$$

Поскольку условие выполняется, то прочность вала обеспечена. Практика показывает, что проектирование валов одноступенчатых редукторов на чистое кручение (см. п. 4.1), проверочные расчеты на прочность повсеместно дают удовлетворительные результаты.

#### 4.7 Расчет тихоходного вала редуктора (вал колеса)

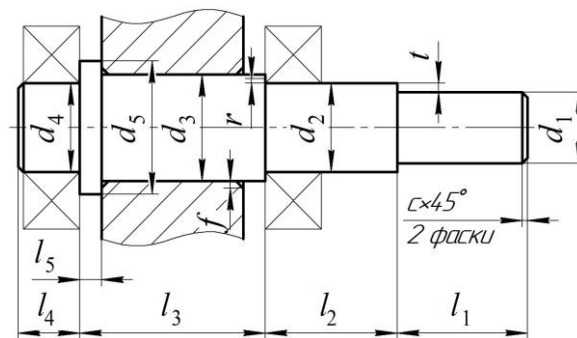


Рисунок 38 – Конструкция тихоходного вала редуктора

Диаметр выходного конца вала под звездочку цепной передачи

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_k}},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса,  $\text{Нм}$ ;

$[\tau]_k$  – допускаемые напряжения кручения,  $\text{МПа}$ . Для тихоходных валов  $[\tau]_k = 20 \text{ МПа}$ .

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{217,66 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 37,89 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_1=40$  мм [приложение, табл. 20].

Длина ступени под звездочку

$$l_1 = (0,8...1,5) \cdot d_1 = (0,8...1,5) \cdot 40 = 32...60 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_1=60$  мм [приложение, табл. 20].

Диаметр ступени вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t,$$

где  $t$  – высота буртика (рис. 38), мм.

При диаметре первой ступени вала  $d_1=40$  мм высота буртика равна  $t=2,5$  мм [приложение, табл. 27].

$$d_2 = 40 + 2 \cdot 2,5 = 45 \text{ мм.}$$

В целях подбора стандартного подшипника полученное значение диаметра второй ступени округлим до ближайшего размера кратностью 5 мм.

Принимаем  $d_2=45$  мм.

Принимаем конический роликовый подшипник легкой серии – 7209 [1, стр. 115, табл. 7.2], у которого  $d_2=45$  мм;  $D_2=85$  мм;  $T_2=21$  мм;  $C_r=62,7$  кН;  $e=0,41$ ;  $Y=1,45$  [приложение, табл. 28].

Длина ступени

$$l_2 = 1,25 \cdot d_2 = 1,25 \cdot 45 = 56,25 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_2=56$  мм [приложение, табл. 20].

Диаметр вала под червячное колесо

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r,$$

где  $r$  – координата фаски подшипника (рис. 38), мм.

При диаметре второй ступени вала  $d_2=45$  мм координата фаски подшипника составляет  $r=3$  мм [приложение, табл. 27].

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 45 + 3,2 \cdot 3 = 54,6 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_3=55$  мм [приложение, табл. 20].

Длина ступени вала под червячное колесо

$$l_3 = D_1 + 2 \cdot x,$$

где  $D_1$  – наружный диаметр подшипника быстроходного вала (см. п. 4.1), мм;

$x$  – зазор между стенкой редуктора и вращающимися поверхностями колеса, мм. Принимаем  $x=10$  мм.

$$l_3 = 72 + 2 \cdot 10 = 92 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_3=92$  мм [приложение, табл. 20].

Диаметр ступени под подшипник

$$d_4 = d_2 = 45 \text{ мм.}$$

Длина ступени под подшипник

$$l_4 = T_2 + c,$$

где  $T_2$  – ширина подшипника тихоходного вала, мм;

$c$  – размер фаски (рис. 38), мм.

При диаметре четвертой ступени вала  $d_4=45$  мм размер фаски составляет  $c=1,6$  мм [приложение, табл. 27].

$$l_4 = 21 + 1,6 = 22,6 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_4=23$  мм [приложение, табл. 20].

Диаметр упорного буртика

$$d_5 = d_3 + 3 \cdot f,$$

где  $f$  – размер фаски ступицы (рис. 38), мм.

При диаметре третьей ступени вала  $d_3=55$  мм размер фаски ступицы составляет  $f=2$  мм [приложение, табл. 27].

$$d_5 = 55 + 3 \cdot 2 = 61 \text{ мм,}$$

Принимаем  $d_5=62$  мм [приложение, табл. 20].

Согласно рекомендациям [1, стр. 112, табл. 7.1] длина упорного буртика должна быть не менее 10 мм.

Принимаем  $l_5=10$  мм [приложение, табл. 20].

#### 4.8 Эскизная компоновка редуктора

Чертеж общего вида редуктора устанавливает положение колес редукторной пары, элемента открытой передачи относительно опор (подшипников); определяет расстояние  $l_B$  и  $l_T$  между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения силы давления цепи на вал на расстоянии  $l_{on}$  от реакции смежного подшипника.

Расстояние между точками приложения реакций подшипников (рис. 34)

$$l_T = L_T - 2 \cdot a_T,$$

где  $L_T$  – расстояние между наружными стенками подшипника, мм;

$a_T$  – величина смещения реакции подшипника, мм.

Расстояние между наружными стенками подшипника

$$L_T = l_3 + 2 \cdot T_2,$$

где  $l_3$  – длина ступени вала под червячное колесо, мм;

$T_2$  – ширина подшипника тихоходного вала, мм.

Расстояние между наружными стенками подшипника

$$L_T = 92 + 2 \cdot 21 = 134 \text{ мм.}$$

Принимаем  $L_T=135$  мм [приложение, табл. 20].

Величина смещения реакции подшипника равна

$$a_T = 0,5 \cdot \left( T_2 + \frac{d_2 + D_2}{3} \cdot e \right),$$

где  $T_2$  – ширина подшипника тихоходного вала, мм;

$d_2$  – диаметр ступени вала под тихоходный подшипник, мм;

$D_2$  – наружный диаметр тихоходного подшипника, мм;

$e$  – коэффициент влияния осевого нагружения.

$$a_T = 0,5 \cdot \left( 21 + \frac{45 + 85}{3} \cdot 0,41 \right) = 19,38 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a_B=19$  мм [приложение, табл. 20].

Тогда расстояние между точками приложения реакций подшипников составит

$$l_T = L_T - 2 \cdot a_T = 135 - 2 \cdot 19 = 97 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_T = 100 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

Расстояние приложения реакции цепной передачи до смежного подшипника

$$l_{on} = \frac{l_1}{2} + [l_2 - (T_2 - a_T)],$$

где  $l_1$  – длина ступени под звездочку цепной передачи, мм;

$l_2$  – длина ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник, мм;

$T_2$  – ширина подшипника тихоходного вала, мм;

$a_T$  – величина смещения реакции подшипника, мм.

$$l_{on} = \frac{60}{2} + [56 - (21 - 19)] = 84 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_{on} = 85 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

Для выполнения статического расчета тихоходного вала редуктора дополнительно потребуется сила давления цепи на вал, которая определяется следующим образом (см. п. 3.16)

$$F_{on} = K_g \cdot F_t + 2 \cdot F_0 = 1,15 \cdot 2158,42 + 2 \cdot 117,62 = 2717,42 \text{ Н.}$$

Считаем, что цепная передача расположена под углом к горизонту  $\alpha = 30^\circ$ . Тогда горизонтальная и вертикальная составляющие консольной силы будут равны

$$F_x = F_{on} \cdot \cos \alpha = 2717,42 \cdot \cos 30^\circ = 2353,35 \text{ Н;}$$

$$F_y = F_{on} \cdot \sin \alpha = 2717,42 \cdot \sin 30^\circ = 1358,71 \text{ Н.}$$

4.9 Статический расчет тихоходного вала редуктора (приближенный расчет на изгиб и кручение)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  $F_{a2} = 1333 \text{ Н}$ ;  $F_{r2} = 990,27 \text{ Н}$ ;  $F_{t2} = 2720,75 \text{ Н}$ ;  $F_x = 2353,35 \text{ Н}$ ;  $F_y = 1358,71 \text{ Н}$ ;  $l_T = 100 \text{ мм}$ ;  $l_{on} = 85 \text{ мм}$ ;  $d_2 = 160 \text{ мм}$ .

Вертикальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_C = 0; \quad -R_{Dy} \cdot l_T + F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_y \cdot l_{on} = 0;$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} + F_y \cdot l_{on}}{l_T} =$$

$$= \frac{990,27 \cdot 100/2 + 1333 \cdot 160/2 + 1358,71 \cdot 85}{100} = 2716,44 \text{ Н.}$$

$$\sum M_D = 0; \quad F_y \cdot (l_{on} + l_T) - R_{Cy} \cdot l_T - F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{Cy} = \frac{F_y \cdot (l_{on} + l_T) - F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}}{l_T} =$$

$$= \frac{1358,71 \cdot (85 + 100) - 990,27 \cdot 100/2 + 1333 \cdot 160/2}{100} = 3084,88 \text{ Н.}$$

Проверка:  $\sum F_y = 0$ ;  $F_y - R_{Cy} - F_{r2} + R_{Dy} = 0$ ;

$$1358,71 - 3084,88 - 990,27 + 2716,44 = 0; 0 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси  $OY$

$$M_{y1} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{y2} = F_y \cdot \frac{l_{on}}{10^3} = 1358,71 \cdot \frac{85}{10^3} = 115,49 \text{ Нм.}$$

$$M_{y3} = R_{Dy} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} = 2716,44 \cdot \frac{100}{2 \cdot 10^3} = 135,82 \text{ Нм.}$$

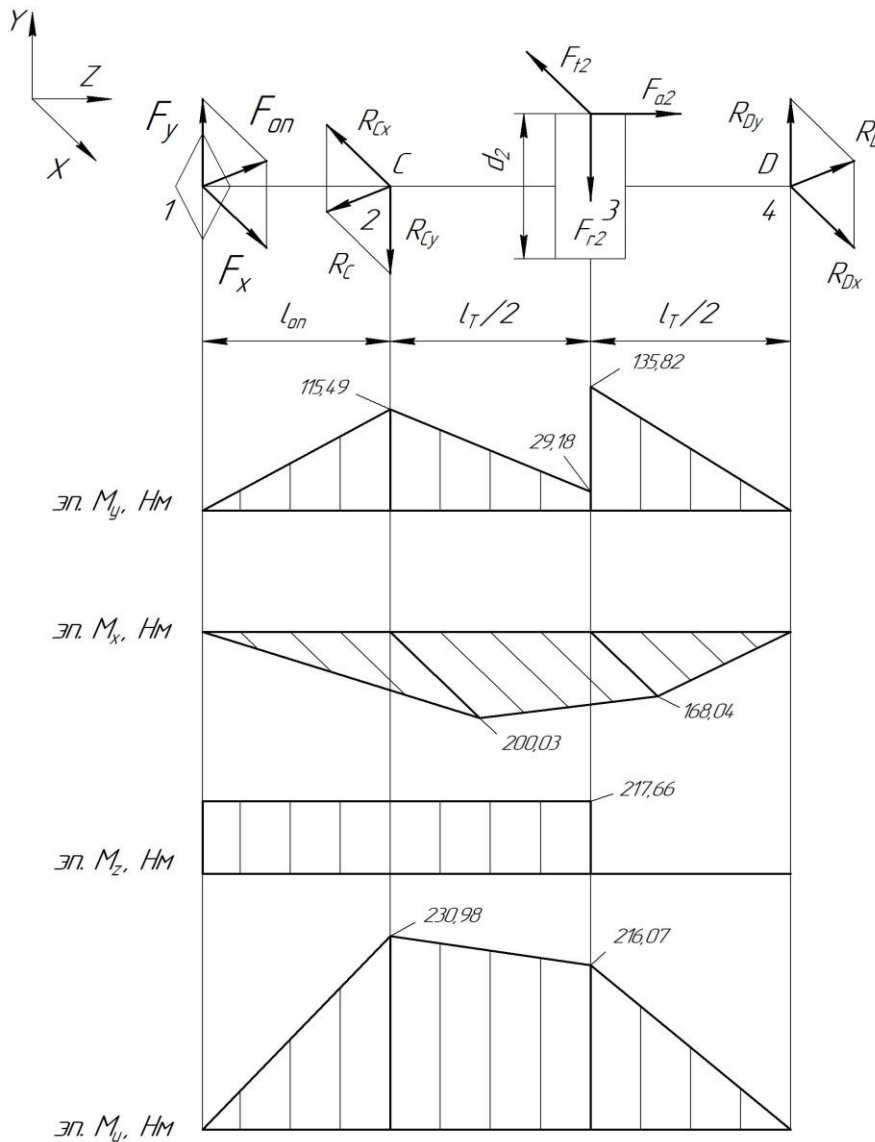


Рисунок 39 – Схема нагружения тихоходного вала и построения эпюр изгибающих моментов

$$M_{y3} = F_y \cdot \left( \frac{l_{on}}{10^3} + \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} \right) - R_{Cy} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} =$$

$$= 1358,71 \cdot \left( \frac{85}{10^3} + \frac{100}{2 \cdot 10^3} \right) - 3084,88 \cdot \frac{100}{2 \cdot 10^3} = 29,18 \text{ Нм.}$$

$$M_{y4} = 0 \text{ Нм.}$$

Горизонтальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_C = 0; \quad R_{Dx} \cdot l_T - F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} - F_x \cdot l_{on} = 0;$$

$$R_{Dx} = \frac{F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_x \cdot l_{on}}{l_T} = \frac{2720,75 \cdot 100/2 + 2353,35 \cdot 85}{100} = 3360,72 \text{ Н.}$$

$$\sum M_D = 0; \quad -F_x \cdot (l_{on} + l_T) + R_{Cx} \cdot l_T + F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} = 0;$$

$$R_{Cx} = \frac{F_x \cdot (l_{on} + l_T) - F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2}}{l_T} = \frac{2353,35 \cdot (85 + 100) - 2720,75 \cdot 100/2}{100} =$$

$$= 2993,32 \text{ Н.}$$

Проверка:  $\sum F_x = 0; \quad F_x - R_{Cx} - F_{t2} + R_{Dx} = 0;$

$$2353,35 - 2993,32 - 2720,75 + 3360,72 = 0; \quad 0 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси  $OX$

$$M_{x1} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{x2} = -F_x \cdot \frac{l_{on}}{10^3} = -2353,35 \cdot \frac{85}{10^3} = -200,03 \text{ Нм.}$$

$$M_{x3} = -R_{Dx} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} = -3360,72 \cdot \frac{100}{2 \cdot 10^3} = -168,04 \text{ Нм.}$$

$$M_{x4} = 0 \text{ Нм.}$$

Эпюра крутящего момента

$$M_k = M_z = \frac{F_{t2} \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{2720,75 \cdot 160}{2 \cdot 10^3} = 217,66 \text{ Нм.}$$

Суммарные реакции опор

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{2993,32^2 + 3084,88^2} = 4298,42 \text{ Н.}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{3360,72^2 + 2716,44^2} = 4321,28 \text{ Н.}$$

Суммарный изгибающий момент в нагруженных сечениях

$$M_{u1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{u2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{(-200,03)^2 + 115,49^2} = 230,98 \text{ Нм.}$$

$$M_{u3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{(-168,04)^2 + 135,82^2} = 216,07 \text{ Нм.}$$

$$M_{u4} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

Эквивалентный момент

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{u2}^2 + M_k^2} = \sqrt{230,98^2 + 217,66^2} = 317,38 \text{ Нм,}$$

где  $M_k$  – крутящий (вращающий) момент на валу червячного колеса ( $M_k = T_2$ ), Нм.

Диаметр вала в опасном сечении (под подшипник)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}},$$

где  $[\sigma]_{-1} = 70 \text{ МПа}$  – допускаемые напряжения, [3, стр. 266, табл. 16.1].



$$d = \sqrt[3]{\frac{317,38 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 70}} = 35,66 \text{ мм} < d_2 = 45 \text{ мм},$$

где  $d_2$  – диаметр тихоходного вала под подшипник (см. п. 4.9), мм.

Условие выполняется.

#### 4.10 Проверочный расчет подшипников тихоходного вала редуктора

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности  $C_{rp}$ ,  $H$ , с базовой  $C_r$ ,  $H$ , или базовой долговечности  $L_{10h}$ ,  $ч$ , с требуемой  $L_h$ ,  $ч$ , по условиям:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{10h} \geq L_h.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_{rp} = R_E \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_2 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \leq C_r.$$

Базовая долговечность

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left( \frac{C_r}{R_E} \right)^m \geq L_h,$$

где  $C_r$  – базовая динамическая грузоподъемность,  $H$ ;

$R_E$  – эквивалентная динамическая нагрузка,  $H$ ;

$m=3,33$  – показатель степени для роликовых подшипников;

$a_1=1$  – коэффициент надежности при безотказной работе;  $a_{23}$  – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипников и качества его эксплуатации. При обычных условиях работы подшипника  $a_{23}=0,6 \dots 0,7$  – для роликовых подшипников. Поскольку в расчетах используется конический роликовый подшипник, то принимаем  $a_{23}=0,7$ ;

$L_h$  – срок службы привода,  $ч$ ;

$n_2$  – частота вращения внутреннего кольца подшипника тихоходного вала редуктора (вала колеса) (см. п. 1.6),  $мин^{-1}$ .

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{955}{10} = 95,5 \text{ мин}^{-1},$$

где  $n_1$  – частота вращения вала червяка,  $мин^{-1}$ ;

$u_1$  – передаточное число червячной передачи.

Осевые оставляющие радиальных нагрузок [1, стр. 141, табл. 9.1]

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1};$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2},$$

где  $e$  – коэффициент влияния осевого нагружения,  $e=0,41$  (см. п. 4.7);

$R_{r1}$ ,  $R_{r2}$  – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника ( $R_C$ ,  $R_D$ ),  $H$ .

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 4298,42 = 1462,75 \text{ H};$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2} = 0,83 \cdot 0,41 \cdot 4321,28 = 1470,53 \text{ H}.$$

Осевые нагрузки подшипников [1, стр. 148, табл. 9.6]. Так как  $R_{s2} > R_{s1}$ , то  $R_{a1} = R_{s1} = 1462,75 \text{ H}$ ;

$$R_{a2} = R_{a1} + F_{a2} = 1462,75 + 1333 = 2795,75 \text{ H}.$$

Определяем отношение

$$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{r1}} = \frac{1462,75}{1 \cdot 4298,42} = 0,34 < e;$$

$$\frac{R_{a2}}{V \cdot R_{r2}} = \frac{2795,75}{1 \cdot 4321,28} = 0,65 > e.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_E = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} \leq e;$$

$$R_E = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} > e;$$

где  $X$  – коэффициент радиальной нагрузки. Для конического подшипника коэффициент радиальной нагрузки  $X=0,4$  [1, стр. 141, табл. 9.1];

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки,  $Y=1,45$  (см. п. 4.7);

$V=1$  – коэффициент вращения, при вращающемся внутреннем кольце;

$R_r$  – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника ( $R_C, R_D$ ),  $H$ ;

$R_a$  – осевая нагрузка подшипника,  $H$ ;

$K_B$  – коэффициент безопасности. При требуемой долговечности подшипника  $L_h=5000$  ч коэффициент безопасности равен  $K_B=1,1$  [1, стр. 145, табл. 9.4];

$K_T$  – температурный коэффициент. При рабочей температуре подшипника до  $100^\circ C$  температурный коэффициент равен  $K_T=1$  [1, стр. 147, табл. 9.5].

Тогда эквивалентная динамическая нагрузка составит

$$R_{E1} = V \cdot R_{r1} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 4298,42 \cdot 1,1 \cdot 1 = 4728,26 H;$$

$$R_{E2} = (X \cdot V \cdot R_{r2} + Y \cdot R_{a2}) \cdot K_B \cdot K_T =$$

$$= (0,4 \cdot 1 \cdot 4321,28 + 1,45 \cdot 2795,75) \cdot 1,1 \cdot 1 = 6360,58 H.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_{rp} = R_{E2} \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_2 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} = 6360,58 \cdot \sqrt[3,33]{60 \cdot 95,5 \cdot \frac{5000}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}} =$$

$$= 19390,49 H < 62700 H.$$

Долговечность подшипника

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left( \frac{C_r}{R_{E2}} \right)^m = 1 \cdot 0,7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 95,5} \cdot \left( \frac{62700}{6360,58} \right)^{3,33} =$$

$$= 249000,52 \text{ ч} > 5000 \text{ ч}.$$

Поскольку базовая долговечность больше чем требуемая, то предварительно выбранный подшипник № 7209 пригоден. В случае невыполнения данного условия, следует перейти на среднюю серию подшипника. Если и эта мера не даст желаемого результата, то необходимо изменить тип подшипника и повторить расчет заново.

#### 4.11 Проверочный расчет тихоходного вала

Поскольку концентратором напряжений для тихоходного вала червячной передачи является диаметр посадки вала под подшипник  $d_2$  (рис. 39), то проверочный расчет выполним применительно только для этого элемента. При этом

считаем, что вал изготавливается из стали 40X, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ [приложение, табл. 5]; [1, стр. 53, табл. 3.2].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_{\sigma})_D = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

$$(K_{\tau})_D = \left( \frac{K_{\tau}}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

где  $K_{\sigma}$  и  $K_{\tau}$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;  
 $K_d$  – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;  
 $K_F$  – коэффициент влияния шероховатости;  
 $K_y$  – коэффициент влияния поверхности упрочнения.

При  $\sigma_s=900$  МПа коэффициенты концентрации напряжений равны  $K_{\sigma}=1,8$ ;  $K_{\tau}=1,55$  [1, стр. 271, табл. 11.2].

При диаметре вала под подшипник  $d_2=45$  мм коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения для стали 40X равен  $K_d=0,73$  [1, стр. 272, табл. 11.3].

При  $\sigma_s=900$  МПа коэффициент влияния шероховатости составляет  $K_F=1,5$  [1, стр. 272, табл. 11.4].

При закалке вала с  $\sigma_s=900$  МПа и коэффициент влияния поверхности упрочнения равен  $K_y=1,5$  [1, стр. 272, табл. 11.5].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_{\sigma})_D = \left( \frac{1,8}{0,73} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,98;$$

$$(K_{\tau})_D = \left( \frac{1,55}{0,73} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,75.$$

Пределы выносливости в расчетном сечении вала

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_{\sigma})_D},$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_{\tau})_D},$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}=0,58 \cdot \sigma_{-1}$  – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, МПа.

Для стали 40X предел выносливости при симметричном цикле изгиба составляет  $\sigma_{-1}=410$  МПа [приложение, табл. 5].

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{410}{1,98} = 207,07 \text{ МПа};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{0,58 \cdot 410}{1,75} = 135,89 \text{ МПа}.$$

Тогда коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a};$$

$$S_{\tau} = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a};$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, *МПа*;

$\sigma_a$  и  $\tau_a$  – амплитуда нормальных и касательных напряжений, *МПа*.

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M \cdot 10^3}{W_{\text{нетто}}},$$

где  $M$  – суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении, *Нм*;  
 $W_{\text{нетто}}$  – осевой момент сопротивления сечения вала, *мм<sup>3</sup>*.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32},$$

где  $d_2$  – диаметр тихоходного вала под подшипник (см. п. 3.6), *мм*.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 45^3}{32} = 8946,18 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\sigma_a = \frac{230,98 \cdot 10^3}{8946,18} = 25,82 \text{ МПа}.$$

Амплитуда касательных напряжений

$$\tau_a = \frac{M_{\kappa} \cdot 10^3}{2 \cdot W_{\text{рнетто}}},$$

где  $M_{\kappa}$  – крутящий (вращающий) момент на валу червячного колеса, *Нм*;  
 $W_{\text{рнетто}}$  – полярный момент сопротивления сечения вала, *мм<sup>3</sup>*.

$$W_{\text{рнетто}} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 45^3}{16} = 17892,35 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда касательных напряжений составит

$$\tau_a = \frac{217,66 \cdot 10^3}{2 \cdot 17892,35} = 6,08 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{207,07}{25,82} = 8,02;$$

$$S_{\tau} = \frac{135,89}{6,08} = 22,35.$$

Общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении

$$S = \frac{S_{\sigma} \cdot S_{\tau}}{\sqrt{S_{\sigma}^2 + S_{\tau}^2}} \geq [S],$$

где  $[S]=1,6 \dots 2,1$  – допускаемый коэффициент запаса прочности.

$$S = \frac{8,02 \cdot 22,35}{\sqrt{8,02^2 + 22,35^2}} = 7,55 > 1,6.$$

Поскольку условие выполняется, то прочность вала обеспечена. Практика показывает, что проектирование валов одноступенчатых редукторов на чистое

кручение (см. п. 4.7), проверочные расчеты на прочность повсеместно дают удовлетворительные результаты.

## 5 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Выделение значительного количества теплоты при работе червячной передачи приводит к нагреву масла. При температуре масла, превышающей предельное значение, происходит резкое снижение его вязкости, вследствие чего в передаче возможно возникновение заедания. Для нормальной работы передачи средняя рабочая температура масла  $t_m$  не должна превышать допускаемое значение  $[t]_m$ .

Целью теплового расчета – проверка температуры масла в редукторе  $t_m$ , которая не должна превышать допускаемой  $[t]_m$

$$t_m \leq [t]_m = 80 \dots 95^\circ C.$$

Температура масла в редукторе равна

$$t_m = t_\epsilon + \frac{P_1 \cdot (1 - \eta)}{K_t \cdot A},$$

где  $t_\epsilon = 20^\circ C$  – температура воздуха вне корпуса редуктора, град;

$P_1$  – мощность на быстроходном валу редуктора, Вт;

$\eta$  – коэффициент полезного действия червячного редуктора (см. п. 2.14);

$K_t = 9 \dots 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$  – коэффициент теплопередачи. Принимаем  $K_t = 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$ ;

$A$  – площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора,  $\text{м}^2$ . При межосевом расстоянии  $a_w = 100 \text{ мм}$  площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора равна  $A = 0,24 \text{ м}^2$  [приложение, табл. 29]; [1, стр. 274, табл. 11.6].

Мощность на быстроходном валу редуктора

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_1 = 26,66 \cdot 100,01 = 2666,27 \text{ Вт},$$

где  $T_1$  – вращающий момент на быстроходном валу редуктора, Нм;

$\omega_1$  – угловая скорость на быстроходном валу редуктора,  $\text{с}^{-1}$ .

Температура масла в редукторе равна

$$t_m = 20^\circ + \frac{2666,27 \cdot (1 - 0,90)}{17 \cdot 0,24} = 85,35^\circ C < 95^\circ C.$$

Условие выполняется.

В противном случае необходимо предусмотреть отвод избыточного количества теплоты следующими способами: оребрение корпуса; искусственная вентиляция; применение системы жидкостного охлаждения; использование циркуляционной смазочной системы с охлаждением.

## 6 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОК

Проверке подлежит шпонка тихоходного вала – под колесом. Необходимым и достаточным является расчет шпоночного соединения на смятие. Условие прочности имеет следующий вид

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}],$$

где  $F_t$  – окружная сила на колесе (см. п. 4.2),  $H$ ;

$A_{см}$  – площадь смятия,  $мм^2$ ;

$[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение на смятие,  $МПа$ . При спокойной нагрузке  $[\sigma_{см}] = 110 \dots 190 МПа$ .

Площадь смятия

$$A_{см} = (0,94 \cdot h - t_1) \cdot l_p,$$

где  $l_p$  – рабочая длина шпонки,  $мм$ ;

$$l_p = l - b,$$

где  $l$  – полная длина шпонки,  $мм$ ;

$b, h, t_1$  – соответственно ширина, высота и глубина шпонки в пазу вала,  $мм$ .

При диаметре вала под колесо равным  $d_3 = 55 мм$  ширина, высота и глубина шпонки в пазу вала соответственно равны  $b = 16 мм$ ;  $h = 10 мм$ ;  $t_1 = 6 мм$  [приложение, табл. 30].

Считаем, что шпонка на валу червячного колеса установлена со скругленными торцами (рис. 43). Ее полная длина составляет  $50 мм$  [приложение, табл. 30].

Тогда рабочая длина шпонки будет равна

$$l_p = 50 - 16 = 34 мм.$$

Площадь смятия

$$A_{см} = (0,94 \cdot 10 - 6) \cdot 34 = 115,60 мм^2.$$

Действующие напряжения равны

$$\sigma_{см} = \frac{2720,75}{115,60} = 23,54 МПа < [\sigma_{см}] = 110 МПа.$$

Условие выполняется.

В случае невыполнения условия необходимо увеличить длину шпонки (если это возможно) или установить вторую шпонку (диаметрально противоположно первой).

## 7 ВЫБОР СПОСОБА СМАЗКИ

Смазывание червячных передач и подшипников применяют в целях защиты от коррозии, снижения коэффициента трения, уменьшения износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, снижения шума и вибраций.

Выбор сорта масла зависит от значения контактных напряжений в зубьях и фактической окружной скорости колеса.

При  $\sigma_H = 221,68 МПа$  (см. п. 2,15) и  $v_s = 2,15 м/с$  (см. п. 2,14) принимаем масло И-Т-Д-220 [приложение, табл. 31], где:

И – индустриальное;

Т – для тяжело нагруженных узлов;

Д – масло с антиокислительными, антикоррозийными, притивоизносными и противозадирными присадками;

220 – класс кинематической вязкости.

Для одноступенчатых редукторов при смазывании окунанием объем масляной ванны определяется из расчета

$$V = (0,2...0,4) \cdot P_{дв} = (0,2...0,4) \cdot 3 = 0,6...1,2 \text{ л},$$

где  $P_{дв}$  – мощность двигателя (см. п. 1.3), кВт.

Уровень масла в червячном редукторе при нижнем расположении червяка должен находиться в пределах

$$m \leq h_m \leq 0,25 \cdot d_2,$$

где  $m$  – модуль зацепления, мм;

$d_2$  – делительный диаметр червячного колеса (см. п. 2.13), мм.

$$h_m = (0,1...0,5) \cdot d_1 = (0,1...0,5) \cdot 40 = 4...20 \text{ мм},$$

где  $d_1$  – делительный диаметр червяка (см. п. 2.13), мм.

При этом минимальный уровень масла

$$h_{мин} = 2,2 \cdot m = 2,2 \cdot 4 = 8,8 \text{ мм}.$$

## 8. ВЫБОР МУФТ

Муфты предназначены для соединения валов и передачи вращающего момента.

Для соединения выходных концов электродвигателя и быстроходного вала редуктора, установленных на одной раме, применяются упругие втулочно-пальцевые муфты и муфты со звездочкой. Эти муфты обладают достаточными упругими свойствами и малым моментом инерции для уменьшения пусковых нагрузок на соединяемые валы.

Для соединения выходных концов тихоходного вала редуктора и приводного вала рабочей машины применяют цепные муфты и муфты с торообразной оболочкой. Эти муфты обладают достаточной податливостью, позволяющей компенсировать значительную несоосность валов. Кроме того, к ним не предъявляются требования малого момента инерции.

Муфты выбирают по большему диаметру концов соединяемых валов, частоте вращения, условиям эксплуатации и расчетному моменту  $T_p$ , который должен быть в пределах номинального

$$T_p = K_p \cdot T_1,$$

где  $K_p$  – коэффициент режима нагрузки. Для ленточного транспортера  $K_p = 1,5$  [1, стр. 250, табл. 10.26];

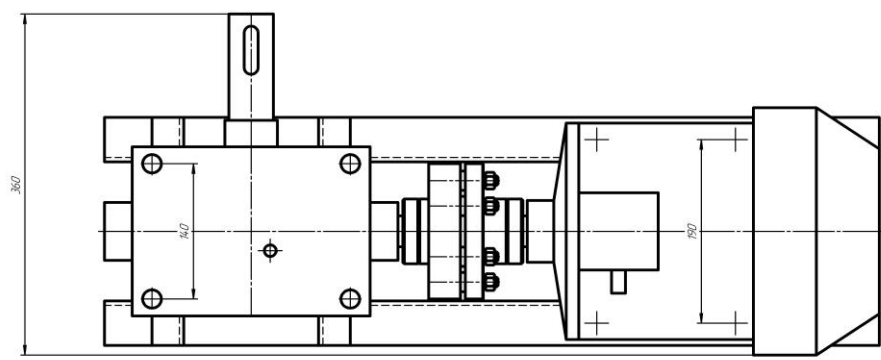
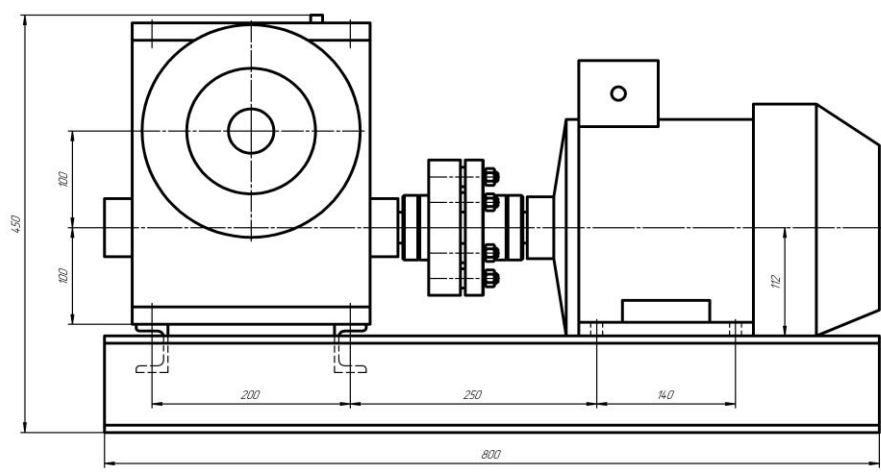
$T_1$  – вращающий момент быстроходного вала редуктора, Нм.

$$T_p = 1,5 \cdot 26,66 \approx 40 \text{ Нм}.$$

Принимаем муфту МУВП 250-32-1.30-1.1-У3 ГОСТ 2124-93 [приложение, табл. 33].

Графическая интерпретация расчетов представлена на рисунках 40-44.

КЛДМ 490.000.000.00



Техническая характеристика

1. Электродвигатель 4АМ112МА6У3 ТУ 16-510.810-81,  $P_{\text{об}}=3$  кВт,  $n_{\text{об}}=955$  мин<sup>-1</sup>.
2. Редуктор червячный U-10,  $a_w=100$  мм,  $T_{\text{вх}}=217$  Нм.
3. Муфта МЧВП 250-32-130-11-У3 ГОСТ 21424-93.

КЛДМ 490.000.000.00		Привод к скрепке транспорту	
Исполн.	Провер.	Дата	Лист 12
Контр.	Соглас.	Масштаб	1:1
БГАУ И-2231		Корректир.	

Рисунок 40 – Чертеж общего вида привода





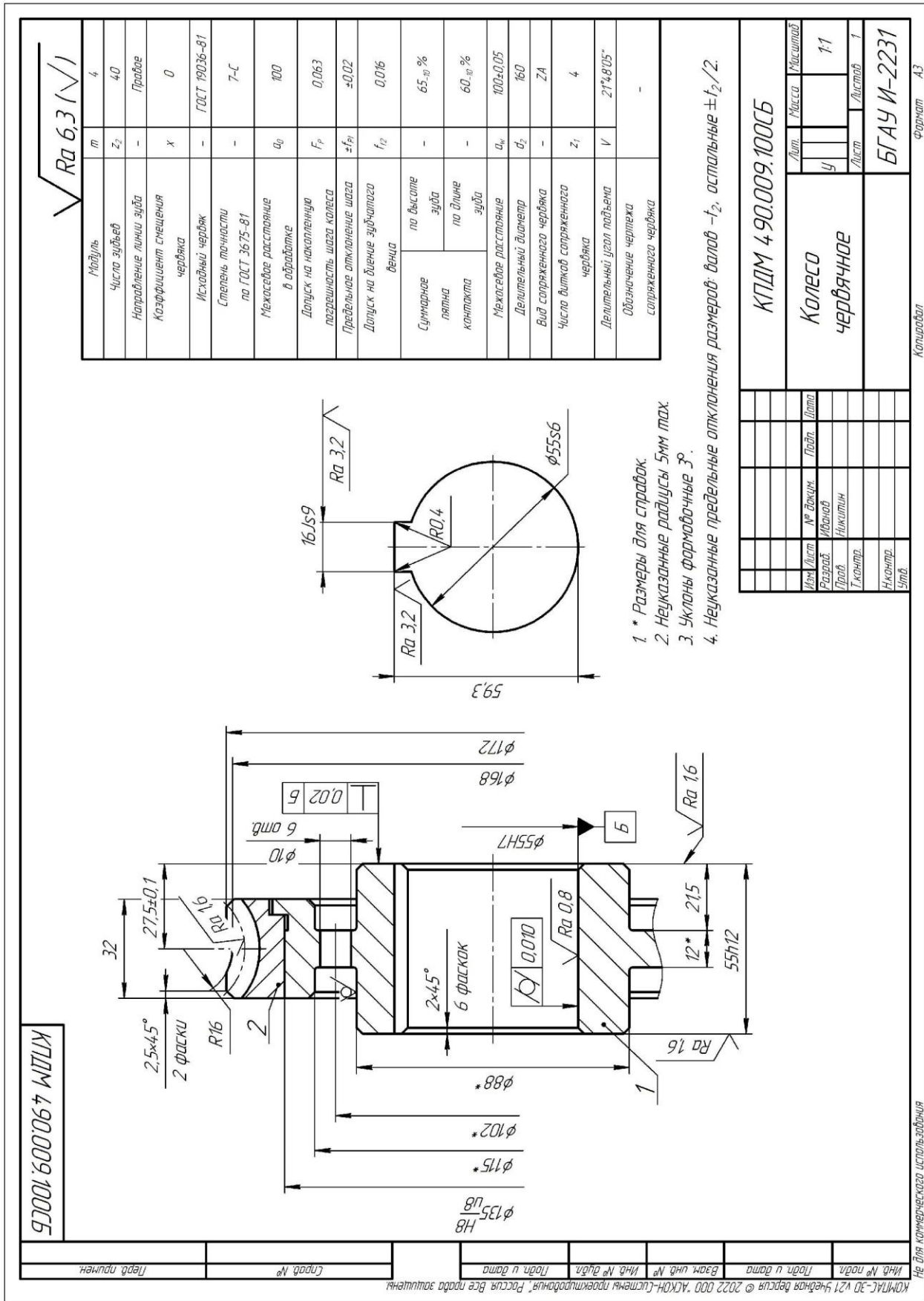


Рисунок 42 – Рабочий чертёж червячного колеса



Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
<i>Документация</i>						
A1			КПДМ 490.009.000СБ	Сборочный чертеж		
<i>Сборочные единицы</i>						
A3	1		КПДМ 490.009.100	Колесо червячное	1	
	2		КПДМ 490.009.200	Маслоуказатель	1	
<i>Детали</i>						
	3		КПДМ 490.009.001	Ручка-отдушина	1	
	4		КПДМ 490.009.002	Кольцо мазеудерживающее	2	
	5		КПДМ 490.009.003	Кольцо	1	
	6		КПДМ 490.009.004	Кольцо мазеудерживающее	2	
	7		КПДМ 490.009.005	Крышка редуктора	1	
	8		КПДМ 490.009.006	Крышка редуктора	1	
	9		КПДМ 490.009.007	Пробка	1	
A3	10		КПДМ 490.009.008	Вал тихоходный	1	
	11		КПДМ 490.009.009	Червяк	1	
	12		КПДМ 490.009.010	Корпус редуктора	1	
	13		КПДМ 490.009.011	Прокладка	2	
	14		КПДМ 490.009.012	Прокладка	2	
	15		КПДМ 490.009.013	Прокладка	2	
<b>КПДМ 490.009.000</b>						
Изм. / лист		№ докум.		Подп.		Дата
Разраб. Иванов						
Пров. Никитин						
Н.контр.						
Утв.						
<b>Редуктор червячный</b>				Лит.		Лист
				1		2
<b>БГАУ И-2231</b>						
Копировал				Формат А4		

Рисунок 44 – Спецификация к червячному редуктору



**Задача № 4.** Спроектировать привод к ленточному транспортеру для ремзавода.

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

$P_{вых}(P_3)=2 \text{ кВт}$  – мощность на выходном валу привода;

$\omega_{вых}(\omega_3)=5 \text{ с}^{-1}$  – угловая скорость на выходном валу привода;

$L_h=5000 \text{ ч}$  – срок службы привода.

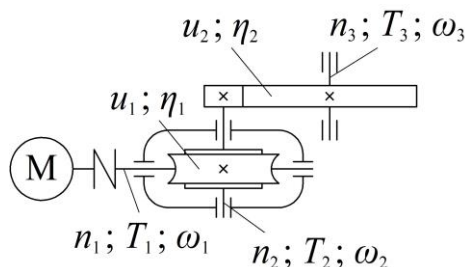


Рисунок 45 – Схема привода транспортера

## 1 КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

### 1.1 Вращающий момент на выходном валу привода

$$T_{вых} = \frac{P_{вых}}{\omega_{вых}} = \frac{2 \cdot 10^3}{5} = 400 \text{ Нм.}$$

### 1.2 Мощность на быстроходном валу привода

$$P_1 = \frac{P_{вых}}{\eta_{общ}},$$

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

Общий КПД привода определим следующим образом [приложение, табл. 1]

$$\eta_{общ} = \eta_m \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n^3,$$

где  $\eta_m$  – КПД муфты, равный 0,98...0,99;

$\eta_1$  – КПД червячной передачи, равный 0,80...0,85;

$\eta_2$  – КПД открытой цилиндрической передачи, равный 0,93...0,95;

$\eta_n$  – КПД пары подшипников, равный 0,95...0,995 [приложение, табл. 2];

[1, стр. 42, табл. 2.2].

Принимаем  $\eta_m=0,98$ ;  $\eta_1=0,85$ ;  $\eta_2=0,93$ ;  $\eta_n=0,99$ .

Подставив все составляющие в формулу, получим

$$\eta_{общ} = 0,98 \cdot 0,85 \cdot 0,93 \cdot 0,99^3 = 0,75.$$

Тогда мощность на быстроходном валу привода составит

$$P_1 = \frac{2 \cdot 10^3}{0,75} = 2666,67 \text{ Вт} = 2,67 \text{ кВт.}$$

### 1.3 Выбор электродвигателя

Принимаем электродвигатель 4АМ112МА6УЗ ближайшей большей мощностью  $P_{ном}=P_1=3 \text{ кВт}$ , синхронной частотой вращения  $n_c=1500 \text{ мин}^{-1}$ , номи-

нальной частотой вращения  $n_{ном}=n_1=1435 \text{ мин}^{-1}$  [приложение, табл. 4]; [1, стр. 406, табл. К9]; [2, стр. 385, приложение 1].

1.4 Общее передаточное число привода

$$u_{общ} = \frac{n_{ном}}{n_{вых}},$$

где  $n_{ном}$  – номинальная частота вращения вала электродвигателя,  $\text{мин}^{-1}$ ;  
 $n_{вых}$  – частота вращения на выходном валу привода,  $\text{мин}^{-1}$ .

$$n_{вых} = \frac{\omega_{вых} \cdot 30}{\pi};$$

где  $\omega_{вых}$  – угловая скорость на выходном валу привода,  $\text{с}^{-1}$ ;

$$n_{вых} = \frac{5 \cdot 30}{3,14} = 47,75 \text{ мин}^{-1}.$$

Тогда общее передаточное число привода составит

$$u_{общ} = \frac{1435}{47,75} = 30,05.$$

1.5 Разбивка общего передаточного числа привода по ступеням

$$u_{общ} = u_1 \cdot u_2,$$

где  $u_1$  – передаточное число червячной передачи;

$u_2$  – передаточное число открытой цилиндрической передачи.

Принимаем  $u_1=10$  [приложение, табл. 3]; [1, стр. 45, табл. 2.3]; [2, стр. 48, табл. 4.2].

Тогда передаточное число открытой цилиндрической передачи составит

$$u_2 = \frac{u_{общ}}{u_1} = \frac{30,05}{10} = 3,01.$$

1.6 Частоты вращения, угловые скорости и вращающие моменты на валах привода

Частоты вращения

$$n_1 = n_{ном} = 1435 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{1435}{10} = 143,5 \text{ мин}^{-1};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_2} = \frac{143,5}{3,01} = 47,67 \text{ мин}^{-1}.$$

Угловые скорости

$$\omega_1 = \frac{\pi \cdot n_1}{30} = \frac{3,14 \cdot 1435}{30} = 150,27 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{u_1} = \frac{150,27}{10} = 15,03 \text{ с}^{-1};$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{u_2} = \frac{15,03}{3,01} = 5 \text{ с}^{-1}.$$

Вращающие моменты

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1} = \frac{2666,67}{150,27} = 17,75 \text{ Нм};$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_1 \cdot \eta_m \cdot \eta_1 \cdot \eta_n^2 = 17,75 \cdot 10 \cdot 0,98 \cdot 0,85 \cdot 0,99^2 = 144,92 \text{ Нм};$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_2 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n = 144,92 \cdot 3,01 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 401,62 \text{ Нм}.$$

Определим погрешность вращающего момента на выходном валу привода

$$\Delta T = \frac{|T_{\text{вых}} - T_3|}{T_{\text{вых}}} \cdot 100\% \leq 5\%;$$

$$\Delta T = \frac{|400 - 401,62|}{400} \cdot 100\% = 0,41 < 5\%.$$

Определим погрешность угловой скорости на выходном валу привода

$$\Delta \omega = \frac{|\omega_{\text{вых}} - \omega_3|}{\omega_{\text{вых}}} \cdot 100\% \leq 5\%;$$

$$\Delta \omega = \frac{|5 - 5|}{5} \cdot 100\% = 0\% < 5\%.$$

Расчет величин  $T_3$  и  $\omega_3$  одновременно выполняет роль проверки. Некоторая разница этих параметров в сравнении с заданием возможна в результате округления величин в процессе расчетов.

Оба условия выполняются.

Кинематические параметры привода определены. Приступим к расчетам червячной передачи.

## 2 РАСЧЕТ ЗАКРЫТОЙ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

### 2.1 Выбор материала червяка

Считаем, что червяк изготавливается из стали 40Х твердостью  $\geq 45$  HRC, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ [приложение, табл. 6]; [1, стр. 52, табл. 3.1].

### 2.2 Скорость скольжения

$$v_s = \frac{4,3 \cdot \omega_2 \cdot u_1}{10^3} \cdot \sqrt[3]{T_2},$$

где  $\omega_2$  – угловая скорость на валу червячного колеса,  $c^{-1}$ ;

$u_1$  – передаточное число червячной передачи;

$T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса, Нм.

$$v_s = \frac{4,3 \cdot 15,03 \cdot 10}{10^3} \cdot \sqrt[3]{144,92} = 3,39 \text{ м/с}.$$

2.3 В соответствии со скоростью скольжения из II группы принимаем бронзу БрА9Ж3Л, полученную способом центробежного литья, у которой предел прочности на растяжение  $\sigma_B = 530$  МПа; предел текучести  $\sigma_T = 245$  МПа [приложение, табл. 7]; [1, стр. 57, табл. 3.5].

2.4 Для материала венца червячного колеса определим допускаемые контактные  $[\sigma]_H$  и изгибные  $[\sigma]_F$  напряжения [приложение, табл. 8]; [1, стр. 58, табл. 3.6].

а) При твердости витков червяка  $\geq 45$  HRC

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot v_s = 300 - 25 \cdot 3,39 = 215,25 \text{ МПа}.$$



б) Для нереверсивной передачи

$$[\sigma]_F = (0,08 \cdot \sigma_B + 0,25 \cdot \sigma_T) \cdot K_{FL},$$

где  $K_{FL}$  – коэффициент долговечности при расчете на изгиб;

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{N}},$$

где  $N$  – число циклов нагружения зубьев червячного колеса.

$$N = 573 \cdot \omega_2 \cdot L_h,$$

где  $\omega_2$  – угловая скорость на валу червячного колеса,  $c^{-1}$ ;

$L_h$  – срок службы привода, ч.

$$N = 573 \cdot 15,03 \cdot 5000 = 43,06 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

Если  $N < 10^6$ , то его принимают равным  $10^6$ . Если  $N > 25 \cdot 10^7$ , то  $N$  принимают равным  $25 \cdot 10^7$  [1, стр. 58].

Коэффициент долговечности равен

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{43,06 \cdot 10^6}} = 0,66.$$

Тогда допускаемые напряжения изгиба составят

$$[\sigma]_F = (0,08 \cdot 530 + 0,25 \cdot 245) \cdot 0,66 = 68,41 \text{ МПа.}$$

2.5 Определить межосевое расстояние передачи

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{[\sigma]_H^2}},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса,  $Нм$ ;

$[\sigma]_H$  – допускаемое контактное напряжение материала червячного колеса,  $МПа$ .

$$a_w = 61 \cdot \sqrt[3]{\frac{144,92 \cdot 10^3}{215,25^2}} = 89,21 \text{ мм.}$$

На основании ГОСТ 2144-87 полученное значение межосевого расстояния округлим до ближайшего значения из ряда нормальных линейных размеров.

Принимаем  $a_w = 100$  мм [приложение, табл. 9]; [2, стр. 103].

2.6 Выбрать число витков червяка [приложение, табл. 10]

Так как  $u_1 = 10$ ; то  $z_1 = 4$ .

2.7 Определить число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 \cdot u_1 = 4 \cdot 10 = 40.$$

При необходимости полученное значение  $z_2$  округлить в меньшую сторону до целого числа. Из условия отсутствия подрезания зубьев рекомендуется  $z_2 \geq 40 \dots 60$  [1, стр. 74].

2.8 Определить модуль зацепления

$$m = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{a_w}{z_2} = (1,5 \dots 1,7) \cdot \frac{100}{40} = 3,75 \dots 4,25 \text{ мм.}$$

Полученное значение  $m$  округлим в большую сторону до стандартного.

Принимаем  $m = 4$  мм [приложение, табл. 11].

## 2.9 Коэффициент диаметра червяка

$$q = (0,212...0,25) \cdot z_2 = (0,212...0,25) \cdot 40 = 8,48...10.$$

Полученное значение  $q$  округлим до стандартного.

Принимаем  $q=10$  [приложение, табл. 12].

## 2.10 Определить коэффициент смещения инструмента

$$x = \left(\frac{a_w}{m}\right) - 0,5 \cdot (q + z_2) = \left(\frac{100}{4}\right) - 0,5 \cdot (10 + 40) = 0.$$

По условию неподрезания и незаострения зубьев колеса значение  $x$  допускается до  $-1 \leq x \leq +1$ . Если при расчете  $x$  это условие не выполняется, то следует варьировать значениями  $q$  и  $z_2$ .

2.11 Определить фактическое передаточное число  $u_\phi$  и проверить его отклонение  $\Delta u$  от заданного  $u_1$

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{4} = 10;$$

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u_1|}{u_1} \cdot 100\% \leq 4\%;$$

$$\Delta u = \frac{|10 - 10|}{10} \cdot 100\% = 0\% < 4\%.$$

Условие выполняется.

## 2.12 Фактическое значение межосевого расстояния

$$a_w = 0,5 \cdot m \cdot (q + z_2 + 2x) = 0,5 \cdot 4 \cdot (10 + 40 + 2 \cdot 0) = 100 \text{ мм}.$$

## 2.13 Основные геометрические размеры передачи (рис. 46):

а) Для червяка

- делительный диаметр

$$d_1 = m \cdot q = 4 \cdot 10 = 40 \text{ мм};$$

- начальный диаметр

$$d_{w1} = m \cdot (q + 2x) = 4 \cdot (10 + 2 \cdot 0) = 40 \text{ мм};$$

- диаметр вершин витков

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 40 + 2 \cdot 4 = 48 \text{ мм};$$

- диаметр впадин витков

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 40 - 2,4 \cdot 4 = 30,4 \text{ мм};$$

- угол подъема линии витков по делительному цилиндру

$$\gamma = \text{arctg}\left(\frac{z_1}{q}\right) = \text{arctg}\left(\frac{4}{10}\right) = 21,8^\circ;$$

- длина нарезной части

$$b_1 = (10 + 5,5 \cdot |x| + z_1) \cdot m + C,$$

где  $x$  – коэффициент смещения;

$z_1$  – число витков червяка;

$m$  – модуль зацепления, мм;

$C$  – коэффициент.

Так как  $x=0$ , то коэффициент  $C=0$  [1, стр. 76].

Тогда длина нарезной части составит

$$b_1 = (10 + 5,5 \cdot |0| + 4) \cdot 4 = 56 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_1 = 56 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

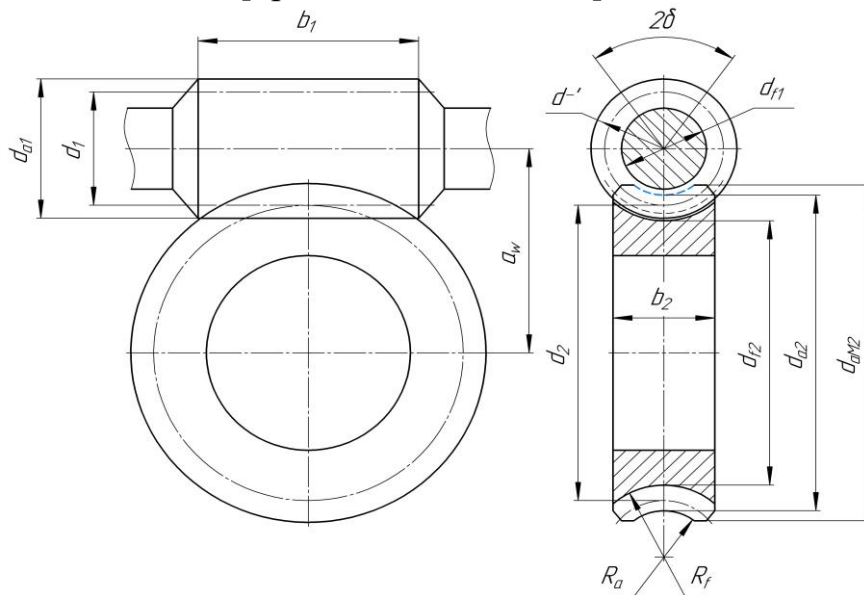


Рисунок 46 – Геометрические параметры червячной передачи

б) Для колеса

- делительный диаметр

$$d_2 = d_{w2} = m \cdot z_2 = 4 \cdot 40 = 160 \text{ мм;}$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m \cdot (1 + x) = 160 + 2 \cdot 4 \cdot (1 + 0) = 168 \text{ мм;}$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot m \cdot (1,2 - x) = 160 - 2 \cdot 4 \cdot (1,2 - 0) = 150,4 \text{ мм;}$$

- наибольший диаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{z_1 + 2} = 168 + \frac{6 \cdot 4}{4 + 2} = 172 \text{ мм;}$$

- ширина венца [1, стр. 76]

Так как  $z_1 = 4$ , то

$$b_2 = 0,315 \cdot a_w = 0,315 \cdot 100 = 31,5 \text{ мм.}$$

Принимаем  $b_2 = 32 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

- радиусы закруглений зубьев

$$R_a = 0,5 \cdot d_1 - m = 0,5 \cdot 40 - 4 = 16 \text{ мм;}$$

$$R_f = 0,5 \cdot d_1 + 1,2 \cdot m = 0,5 \cdot 40 + 1,2 \cdot 4 = 24,8 \text{ мм;}$$

- условный угол обхвата червяка венцом колеса  $2\delta$

$$\sin \delta = \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m} = \frac{32}{48 - 0,5 \cdot 4} = 0,70;$$

$$\delta = \arcsin(0,70) = 44,08^\circ;$$

$$2\delta = 88,16^\circ.$$

2.14 Определить коэффициент полезного действия червячной передачи

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi)},$$

где  $\gamma$  – угол подъема линии витков по делительному цилиндру, град;  
 $\varphi$  – угол трения, град, зависящий от фактической скорости скольжения

$$v_s = \frac{u_\phi \cdot \omega_2 \cdot d_1}{2 \cdot \cos \gamma \cdot 10^3} = \frac{10 \cdot 15,03 \cdot 40}{2 \cdot \cos 21,8 \cdot 10^3} = 3,24 \text{ м/с},$$

где  $\omega_2$  – угловая скорость на валу червячного колеса,  $\text{с}^{-1}$ ;  
 $u_\phi$  – фактическое передаточное число червячной передачи;  
 $d_1$  – делительный диаметр червяка, мм.

При скорости скольжения  $v_s = 3,24 \text{ м/с}$  угол трения равен  $\varphi = 1,86^\circ$  [приложение, табл. 13].

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} 21,8}{\operatorname{tg}(21,8 + 1,86)} = 0,91.$$

2.15 Проверить контактные напряжения зубьев колеса

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{F_{t2}}{d_1 \cdot d_2}} \cdot K \leq [\sigma]_H,$$

где  $F_{t2}$  – окружная сила на колесе, Н;

$d_1$  – делительный диаметр червяка, мм;

$d_2$  – делительный диаметр червячного колеса, мм;

$K$  – коэффициент нагрузки, принимается в зависимости от окружной скорости колеса

$$v_2 = \frac{\omega_2 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{15,03 \cdot 160}{2 \cdot 10^3} = 1,2 \text{ м/с},$$

где  $\omega_2$  – угловая скорость на валу червячного колеса,  $\text{с}^{-1}$ .

Так как  $v_2 < 3 \text{ м/с}$ , то  $K = 1$  [1, стр. 77].

Окружная сила на колесе равна

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 144,92 \cdot 10^3}{160} = 1811,5 \text{ Н};$$

где  $T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса, Нм.

Тогда контактные напряжения составят

$$\sigma_H = 340 \cdot \sqrt{\frac{1811,5}{40 \cdot 160}} \cdot 1 = 180,89 \text{ МПа}.$$

Величину допускаемых контактных напряжений  $[\sigma]_H$  уточним по фактической скорости скольжения, т.е. [приложение, табл. 8]

$$[\sigma]_H = 300 - 25 \cdot v_s = 300 - 25 \cdot 3,24 = 219 \text{ МПа}.$$

Определим фактическую недогрузку (перегрузку) передачи

$$\Delta \sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{180,89 - 219}{219} \cdot 100 = -17,4\%.$$

Знак «-» означает недогрузку передачи, знак «+» – перегрузку передачи. Допускается недогрузка передачи ( $\sigma_H < [\sigma]_H$ ) не более 15% и перегрузка передачи ( $\sigma_H > [\sigma]_H$ ) до 5%. В случае когда недогрузка передачи превышает указанную

величину, то необходимо изменить расположение червяка на верхнее и уменьшить  $[\sigma]_H$  на 15%.

2.16 Проверить напряжения изгиба зубьев колеса

$$\sigma_F = 0,7 \cdot Y_{F2} \cdot \frac{F_{t2}}{b_2 \cdot m} \cdot K \leq [\sigma]_F,$$

где  $F_{t2}$  – окружная сила на колесе,  $H$ ;

$b_2$  – ширина венца колеса,  $мм$ ;

$m$  – модуль зацепления,  $мм$ ;

$K$  – коэффициент нагрузки;

$[\sigma]_F = 68,41 \text{ МПа}$  – допускаемые напряжения изгиба зубьев колеса (см. п. 2.4, б);

$Y_{F2}$  – коэффициент формы зуба колеса, зависящий от эквивалентного числа зубьев колеса

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma},$$

где  $z_2$  – число зубьев червячного колеса;

$\gamma$  – угол подъема линии витков по делительному цилиндру,  $град$ .

$$z_{v2} = \frac{40}{\cos^3 21,8} = 50.$$

При эквивалентном числе зубьев колеса  $z_{v2} = 50$  коэффициент формы зуба колеса равен  $Y_{F2} = 1,45$  [приложение, табл. 14]; [1, стр. 78, табл. 4.10].

Следовательно, напряжения изгиба будут равны

$$\sigma_F = 0,7 \cdot 1,45 \cdot \frac{1811,5}{32 \cdot 4} \cdot 1 = 14,36 \text{ МПа},$$
$$14,36 \text{ МПа} < 68,41 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

При проверочном расчете  $\sigma_F$  получаются меньше  $[\sigma]_F$ , так как нагрузочная способность червячных передач ограничивается контактной прочностью зубьев червячного колеса.

### 3 РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ

#### 3.1 Выбрать материал зубчатой передачи

С целью повышения нагрузочной способности передачи и снижения ее габаритных размеров считаем, что шестерня и колесо изготавливаются из одного материала – сталь 40Х улучшенная, твердостью  $\leq 350 \text{ HB}$ , разность средних твердостей  $HB_{1cp} - HB_{2cp} = 20 \dots 50$  [приложение, табл. 6].

Определим механические характеристики для стали 40Х [приложение, табл. 5]:

а) для шестерни – твердость 269...302  $HB_1$ , предел выносливости  $\sigma_B = 900 \text{ МПа}$ , предел текучести  $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$ ;

б) для колеса – твердость 235...262  $HB_2$ , предел выносливости  $\sigma_B = 790 \text{ МПа}$ , предел текучести  $\sigma_T = 640 \text{ МПа}$ .

3.2 Средняя твердость зубьев шестерни и колеса равна

$$HB_{1cp} = \frac{269+302}{2} = 285,5;$$

$$HB_{2cp} = \frac{235+262}{2} = 248,5.$$

3.3 Определить допускаемые контактные напряжения для зубьев шестерни  $[\sigma]_{H1}$  и колеса  $[\sigma]_{H2}$ . Для этого рассчитаем коэффициент долговечности

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N}},$$

где  $N_{HO}$  – число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости;

$N$  – число циклов перемены напряжений за весь срок службы.

а) Для шестерни

$$N_1 = 573 \cdot \omega_2 \cdot L_h,$$

где  $\omega_2$  – угловая скорость на валу шестерни (на валу червячного колеса),  $c^{-1}$ ;

$L_h$  – срок службы привода, ч.

$$N_1 = 573 \cdot 15,03 \cdot 5000 = 43,06 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

б) Для колеса

$$N_2 = 573 \cdot \omega_3 \cdot L_h,$$

где  $\omega_3$  – угловая скорость на валу колеса (на выходном валу привода),  $c^{-1}$ ;

$$N_2 = 573 \cdot 5 \cdot 5000 = 14,33 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

При средней твердости зубьев шестерни  $HB_{1cp}=285,5$  число циклов перемены напряжений равно  $N_{HO1}=22,54 \cdot 10^6$  циклов; при средней твердости зубьев колеса  $HB_{2cp}=248,5$  число циклов перемены напряжений равно  $N_{HO2}=16,31 \cdot 10^6$  циклов [приложение, табл. 34].

Так как  $N_1 > N_{HO1}$ , то  $K_{HL1}=1$ .

Коэффициент долговечности на валу колеса равен

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_2}} = \sqrt[6]{\frac{16,31 \cdot 10^6}{14,33 \cdot 10^6}} = 1,02.$$

Допускаемые напряжения при числе циклов перемены напряжений определим следующим образом:

а) для шестерни

$$[\sigma]_{HO1} = 1,8 \cdot HB_{1cp} + 67 = 1,8 \cdot 285,5 + 67 = 580,9 \text{ МПа};$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{HO2} = 1,8 \cdot HB_{2cp} + 67 = 1,8 \cdot 248,5 + 67 = 514,3 \text{ МПа.}$$

Тогда допускаемые контактные напряжения будут равны

а) для шестерни

$$[\sigma]_{H3} = K_{HL3} \cdot [\sigma]_{HO3} = 1 \cdot 580,9 = 580,9 \text{ МПа};$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{H4} = K_{HL4} \cdot [\sigma]_{HO4} = 1,01 \cdot 514,3 = 524,59 \text{ МПа.}$$

3.4 Определить допускаемые напряжения изгиба для зубьев шестерни  $[\sigma]_{F1}$  и колеса  $[\sigma]_{F2}$ . Для этого рассчитаем коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N}},$$

где  $N_{FO}$  – число циклов перемены напряжений, соответствующее пределу выносливости. Для всех сталей  $N_{FO}=4 \cdot 10^6$  циклов;

$N$  – число циклов перемены напряжений за весь срок службы (см. п. 3.3).

Так как  $N_1 > N_{FO1}$  и  $N_2 > N_{FO2}$ , то  $K_{FL1}=1$  и  $K_{FL2}=1$ .

Допускаемые напряжения при числе циклов перемены напряжений определим следующим образом:

а) для шестерни

$$[\sigma]_{FO1} = 1,03 \cdot HB_{1cp} = 1,03 \cdot 285,5 = 294,07 \text{ МПа};$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{FO2} = 1,03 \cdot HB_{2cp} = 1,03 \cdot 248,5 = 255,96 \text{ МПа}.$$

Тогда допускаемые напряжения изгиба будут равны

а) для шестерни

$$[\sigma]_{F1} = K_{FL1} \cdot [\sigma]_{FO1} = 1 \cdot 294,07 = 294,07 \text{ МПа};$$

б) для колеса

$$[\sigma]_{F2} = K_{FL2} \cdot [\sigma]_{FO2} = 1 \cdot 255,96 = 255,96 \text{ МПа}.$$

3.5 Определить межосевое расстояние передачи

$$a_w \geq K_a \cdot (u_2 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{\psi_a \cdot u_2^2 \cdot [\sigma]_H^2} \cdot K_{H\beta}},$$

где  $K_a$  – вспомогательный коэффициент. Для прямозубых передач  $K_a=49,5$ ;

$u_2$  – передаточное число открытой цилиндрической передачи;

$T_3$  – вращающий момент на тихоходном валу открытой цилиндрической передачи (на выходном валу привода),  $Нм$ ;

$\psi_a$  – коэффициент ширины венца колеса, равный  $0,2 \dots 0,25$  для шестерни, консольно расположенной относительно опор. Принимаем  $\psi_a=0,2$ ;

$[\sigma]_H$  – допускаемое контактное напряжение колеса с менее прочным зубом,  $МПа$ . Поскольку  $[\sigma]_{H1} > [\sigma]_{H2}$ , то менее прочным является колесо. Следовательно  $[\sigma]_H=524,59 \text{ МПа}$ ;

$K_{H\beta}$  – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев  $K_{H\beta}=1$ .

$$a_w = 49,5 \cdot (3,01 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{401,62 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 3,01^2 \cdot 524,59^2} \cdot 1} = 184,68 \text{ мм}.$$

На основании ГОСТ 6636-69 полученное значение межосевого расстояния округлим до ближайшего значения.

Принимаем  $a_w=180 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

3.6 Определить модуль зацепления

$$m \geq \frac{2 \cdot K_m \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_2 \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F},$$

где  $K_m$  – вспомогательный коэффициент. Для прямозубых передач  $K_m=6,8$ ;

$d_2$  – делительный диаметр колеса, мм;

$b_2$  – ширина венца колеса, мм;

$[\sigma]_F$  – допускаемое напряжение изгиба материала колеса с менее прочным зубом, МПа. Поскольку  $[\sigma]_{F1} > [\sigma]_{F2}$ , то менее прочным является колесо. Следовательно  $[\sigma]_F = 255,96$  МПа.

Делительный диаметр колеса

$$d_2 = \frac{2 \cdot a_w \cdot u_2}{u_2 + 1} = \frac{2 \cdot 180 \cdot 3,01}{3,01 + 1} = 270,22 \text{ мм};$$

где  $a_w$  – межосевое расстояние открытой цилиндрической передачи, мм;

$u_2$  – передаточное число открытой цилиндрической передачи.

Ширина венца колеса

$$b_2 = \psi_a \cdot a_w = 0,2 \cdot 180 = 36 \text{ мм}.$$

Тогда модуль зацепления будет равен

$$m = \frac{2 \cdot 6,8 \cdot 401,62 \cdot 10^3}{270,22 \cdot 36 \cdot 255,96} = 2,19 \text{ мм}.$$

Так как передача открытая, то расчетное значение модуля следует увеличить на 30% из-за интенсивного изнашивания зубьев, т.е.

$$m = 2,19 \cdot 1,3 = 2,85 \text{ мм}.$$

Полученное значение модуля  $m$  округлим в большую сторону до стандартного.

Принимаем  $m=3$  мм [приложение, табл. 35].

3.7 Определить суммарное число зубьев шестерни и колеса

$$z_\Sigma = \frac{2 \cdot a_w}{m} = \frac{2 \cdot 180}{3} = 120.$$

При необходимости полученное значение округлить в меньшую сторону до целого числа.

3.8 Число зубьев шестерни

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{1 + u_2} = \frac{120}{1 + 3,01} = 29,93.$$

Полученное значение следует округлить до ближайшего целого числа.

Принимаем  $z_1=30$ . Из условия уменьшения шума и отсутствия подрезания зубьев рекомендуется  $z_1 \geq 18$ .

3.9 Число зубьев колеса

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 120 - 30 = 90.$$

3.10 Определить фактическое передаточное число  $u_\phi$  и проверить его отклонение  $\Delta u$  от заданного  $u_2$

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{90}{30} = 3;$$

$$\Delta u = \frac{|u_\phi - u_2|}{u_2} \cdot 100\% \leq 4\% ;$$



$$\Delta u = \frac{|3 - 3,01|}{3,01} \cdot 100\% = 0,33\% < 4\%.$$

Условие выполняется.

3.11 Определить фактическое межосевое расстояние

$$a_w = \frac{(z_1 + z_2) \cdot m}{2} = \frac{(30 + 90) \cdot 3}{2} = 180 \text{ мм}.$$

3.12 Основные геометрические параметры передачи (рис. 47):

а) Для шестерни

- делительный диаметр

$$d_1 = m \cdot z_1 = 3 \cdot 30 = 90 \text{ мм};$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 90 + 2 \cdot 3 = 96 \text{ мм};$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_{f1} = d_1 - 2,4 \cdot m = 90 - 2,4 \cdot 3 = 82,8 \text{ мм};$$

- ширина венца

$$b_1 = b_2 + (2 \dots 4) \text{ мм} = 36 + (2 \dots 4) \text{ мм} = 38 \dots 40 \text{ мм}.$$

Принимаем  $b_1 = 40 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

б) Для колеса

- делительный диаметр

$$d_2 = m \cdot z_2 = 3 \cdot 90 = 270 \text{ мм};$$

- диаметр вершин зубьев

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 270 + 2 \cdot 3 = 276 \text{ мм};$$

- диаметр впадин зубьев

$$d_{f2} = d_2 - 2,4 \cdot m = 270 - 2,4 \cdot 3 = 262,8 \text{ мм};$$

- ширина венца

$$b_4 = \psi_a \cdot a_w = 0,2 \cdot 180 = 36 \text{ мм}.$$

Принимаем  $b_2 = 36 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

Точность вычисления делительных диаметров колес до 0,1 мм. Значение ширины зубчатых венцов округляют до целого числа по нормальным линейным размерам [приложение, табл. 20].

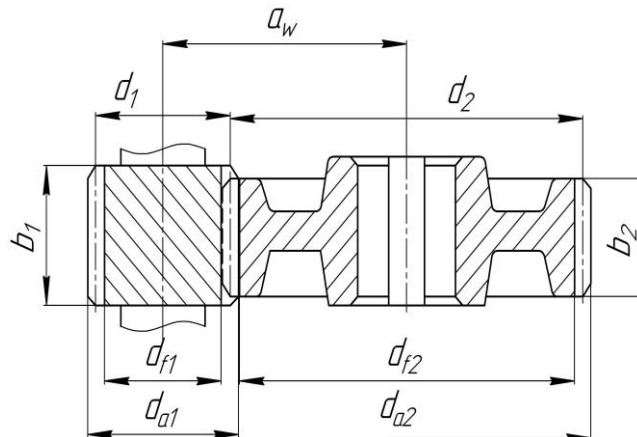


Рисунок 47 – Геометрические параметры открытой цилиндрической передачи

### 3.13 Проверить межосевое расстояние

$$a_w = \frac{(d_1 + d_2)}{2} = \frac{(88 + 432)}{2} = 260 \text{ мм.}$$

### 3.14 Проверить контактные напряжения

$$\sigma_H = K \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot (u_\phi + 1)}{d_2 \cdot b_2} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{Hv}} \leq [\sigma]_H,$$

где  $K$  – вспомогательный коэффициент. Для прямозубых передач  $K=436$ ;

$F_t$  – окружная сила в зацеплении,  $H$ ;

$u_\phi$  – фактическое передаточное число открытой цилиндрической передачи;

$d_2$  – делительный диаметр колеса,  $мм$ ;

$b_2$  – ширина венца колеса,  $мм$ ;

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

$K_{H\beta}$  – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев  $K_{H\beta}=1$ ;

$K_{Hv}$  – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи.

Окружная сила в зацеплении

$$F_t = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_2} = \frac{2 \cdot 401,62 \cdot 10^3}{270} = 2974,96 \text{ Н,}$$

где  $T_3$  – вращающий момент на тихоходном валу открытой цилиндрической передачи (на выходном валу привода),  $Нм$ .

Окружная скорость на колесе

$$v_2 = \frac{\omega_3 \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{5 \cdot 270}{2 \cdot 10^3} = 0,68 \text{ м/с.}$$

Для скорости колеса равной  $v_2=0,68 \text{ м/с}$  соответствует 9 степень точности передачи [приложение, табл. 36]. Тогда коэффициент динамической нагрузки составит  $K_{Hv}=1,04$  [приложение, табл. 37].

Следовательно, контактные напряжения будут равны

$$\sigma_H = 436 \cdot \sqrt{\frac{2974,96 \cdot (3+1)}{270 \cdot 36} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,04} = 491,97 \text{ МПа.}$$

Определим фактическую недогрузку (перегрузку) передачи

$$\Delta\sigma_H = \frac{\sigma_H - [\sigma]_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{491,97 - 524,59}{524,59} \cdot 100\% = -6,22\%.$$

Знак «-» означает недогрузку передачи, знак «+» – перегрузку передачи. Допускаемая недогрузка передачи ( $\sigma_H < [\sigma]_H$ ) не более 10% и перегрузка ( $\sigma_H > [\sigma]_H$ ) до 5%. Если условие прочности не выполняется, то следует изменить ширину венца колеса  $b_2$ . Если эта мера не даст должного результата, то необходимо изменить межосевое расстояние  $a_w$  и повторить весь расчет передачи.

### 3.15 Проверить напряжения изгиба зубьев шестерни и колеса

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot Y_\beta \cdot \frac{F_t}{b_2 \cdot m} \cdot K_{F\alpha} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fv} \leq [\sigma]_{F2}; \quad \sigma_{F1} = \sigma_{F2} \cdot \frac{Y_{F1}}{Y_{F2}} \leq [\sigma]_{F1},$$

где  $K_{F\alpha}$  – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. Для прямозубых колес  $K_{F\alpha}=1$ ;

$K_{F\beta}$  – коэффициент неравномерности нагрузки по длине зуба. Для прирабатывающихся зубьев колес  $K_{F\beta}=1$ ;

$K_{Fv}$  – коэффициент динамической нагрузки, зависящий от окружной скорости колес и степени точности передачи;

$Y_{F1}$  и  $Y_{F2}$  – соответственно, коэффициенты формы зуба шестерни и колеса, определяются в зависимости от числа зубьев шестерни и колеса;

$Y_{\beta}$  – коэффициент, учитывающий наклон зуба. Для прямозубых колес  $Y_{\beta}=1$ .

При числе зубьев шестерни  $z_1=30$  и колеса  $z_2=90$  коэффициенты формы зуба соответственно равны  $Y_{F1}=3,8$  и  $Y_{F2}=3,6$  [приложение, табл. 38].

При скорости колеса  $v_2=0,68$  м/с и 9 степени точности передачи коэффициент динамической нагрузки равен  $K_{Fv}=1,1$  [приложение, табл. 37].

Тогда напряжения изгиба составят

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot 1 \cdot \frac{2974,96}{36 \cdot 1} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,1 = 109,08 \text{ МПа} < 255,96 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{F1} = 109,08 \cdot \frac{3,8}{3,6} = 115,14 \text{ МПа} < 294,07 \text{ МПа}.$$

Условие выполняется.

При проверочном расчете  $\sigma_F$  значительно меньше  $[\sigma]_F$  и это допустимо. Если  $\sigma_F > [\sigma]_F$  свыше 5%, то надо увеличить модуль  $m$ , соответственно пересчитать число зубьев шестерни  $z_1$  и колеса  $z_2$  и повторить проверочный расчет на изгиб.

#### 4 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ (ОРИЕНТИРОВОЧНЫЙ) РАСЧЕТ ВАЛОВ И ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Проектный расчет ставит своей целью определить ориентировочно геометрические размеры каждой ступени вала: ее диаметр  $d$  и длину  $l$  (рис. 48).

Предварительный расчет валов выполняется по напряжениям кручения, то есть при этом не учитывают напряжения изгиба, концентрации напряжений во времени. Поэтому для компенсации приближенности этого метода расчетами допускаемые напряжения на кручение принимают заниженными:  $[\tau]_к=10...20$  МПа. При этом меньшие значения  $[\tau]_к$  – для быстроходного вала, большие  $[\tau]_к$  – для тихоходных.

Уравнение прочности вала на кручение выглядит следующим образом

$$\tau_k = \frac{T}{W_p} \leq [\tau]_к,$$

где  $T$  – вращающий момент, Нм;

$W_p$  – полярный момент сопротивления сечения, мм<sup>3</sup>;

$[\tau]_к$  – допускаемые напряжения кручения, МПа.

Для сплошного круглого сечения вала полярный момент сопротивления равен

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0,2 \cdot d^3,$$

где  $d$  – диаметр вала, мм.

#### 4.1 Расчет быстроходного вала редуктора (вал червяка)

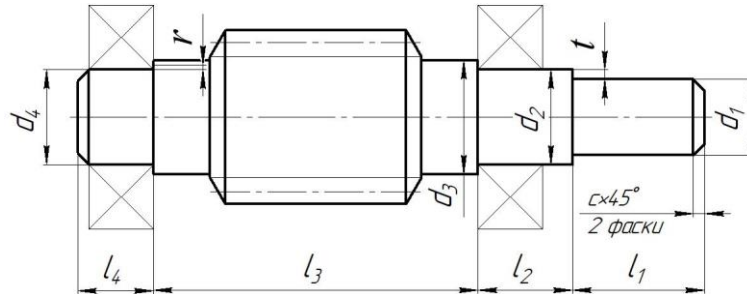


Рисунок 48 – Конструкция быстроходного вала редуктора

Диаметр ступени под полумуфту

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_к}},$$

где  $T_1$  – вращающий момент на валу червяка, Нм;

$[\tau]_к$  – допускаемые напряжения кручения, МПа. Для быстроходных валов  $[\tau]_к=10$  МПа.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{17,75 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 10}} = 20,7 \text{ мм.}$$

Независимо от расчета, диаметр выходного конца вала должен быть равен

$$d_1 = (0,8 \dots 1,2) \cdot d_{дв},$$

где  $d_{дв}$  – диаметр вала электродвигателя, мм.

Для выбранного электродвигателя 4АМ100S4УЗ (см. п. 1.3) диаметр его вала составляет  $d_{дв}=28$  мм [приложение, табл. 32]; [1, стр. 407, табл. К10].

$$d_1 = (0,8 \dots 1,2) \cdot 28 = 22,4 \dots 33,6 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_1=30$  мм [приложение, табл. 20].

Длина ступени под полумуфту

$$l_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot d_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot 30 = 30 \dots 45 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_1=45$  мм [приложение, табл. 20].

Диаметр ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t,$$

где  $d_1$  – диаметр ступени под полумуфту, мм;

$t$  – высота буртика (рис. 48), мм.

При диаметре первой ступени вала  $d_1=30$  мм высота буртика равна  $t=2,2$  мм [приложение, табл. 27].

$$d_2 = 30 + 2 \cdot 2,2 = 34,4 \text{ мм.}$$

В целях подбора стандартного подшипника полученное значение диаметра второй ступени округлим до ближайшего размера кратностью 5 мм.

Принимаем  $d_2=35$  мм.

Принимаем конический роликовый подшипник легкой серии – № 7207 [1, стр. 115, табл. 7.2], у которого  $d_2=35$  мм;  $D_1=72$  мм;  $T_1=18,5$  мм;  $C_r=48,4$  кН;  $e=0,37$ ;  $Y=1,62$  [приложение, табл. 28].

длина ступени

$$l_2 = 2 \cdot d_2 = 2 \cdot 35 = 70 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_2=71$  мм [приложение, табл. 20].

Под червяк

диаметр ступени

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r,$$

где  $d_2$  – диаметр ступени вала под подшипник, мм;

$r$  – координата фаски подшипника (рис. 48), мм.

При диаметре второй ступени вала  $d_2=35$  мм координата фаски подшипника составляет  $r=2,5$  мм [приложение, табл. 27].

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 35 + 3,2 \cdot 2,5 = 43 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_3=44$  мм [приложение, табл. 20].

длина ступени

$$l_3 = d_{ам2} - 2 \cdot T_1,$$

где  $d_{ам2}$  – наибольший диаметр червячного колеса (см. п. 2.13), мм;

$T_1$  – ширина подшипника быстроходного вала, мм.

$$l_3 = 172 - 2 \cdot 18,5 = 135 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_3=135$  мм [приложение, табл. 20].

Под подшипник

диаметр ступени

$$d_4 = d_2 = 35 \text{ мм.}$$

длина ступени

$$l_4 = T_1 + c,$$

где  $T_1$  – ширина подшипника быстроходного вала, мм;

$c$  – размер фаски (рис. 48), мм.

При диаметре четвертой ступени вала  $d_4=35$  мм размер фаски составляет  $c=1,6$  мм [приложение, табл. 27].

$$l_4 = 18,5 + 1,6 = 20,1 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_4=20$  мм [приложение, табл. 20].

#### 4.2 Эскизная компоновка редуктора

Чертеж общего вида редуктора устанавливает положение колес редукторной пары, элемента открытой передачи относительно опор (подшипников); определяет расстояние  $l_B$  и  $l_T$  между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения силы давления полумуфты на расстоянии  $l_m$  от реакции смежного подшипника.

Расстояние между точками приложения реакций подшипников (рис. 49)

$$l_B = L_B - 2 \cdot a_B = d_{ам2} - 2 \cdot a_B,$$

где  $d_{ам2}$  – наибольший диаметр червячного колеса, мм. Величина данного параметра определена в пункте 2.13;

$a_B$  – величина смещения реакции подшипника, мм.

Величина смещения реакции для конического роликового подшипника равна

$$a_B = 0,5 \cdot \left( T_1 + \frac{d_2 + D_1}{3} \cdot e \right),$$

где  $T_1$  – ширина подшипника быстроходного вала, мм;

$d_2$  – диаметр ступени вала под быстроходный подшипник, мм;

$D_1$  – наружный диаметр быстроходного подшипника, мм;

$e$  – коэффициент влияния осевого нагружения.

$$a_B = 0,5 \cdot \left( 18,5 + \frac{35 + 72}{3} \cdot 0,37 \right) = 15,85 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a_B = 16$  мм [приложение, табл. 20].

Тогда расстояние между точками приложения реакций опор будет равно

$$l_B = 172 - 2 \cdot 16 = 140 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_B = 140$  мм [приложение, табл. 20].

Расстояние приложения реакции полумуфты до смежного подшипника

$$l_M = l_1 + [l_2 - (T_1 - a_B)],$$

где  $l_1$  – длина ступени под полумуфту, мм;

$l_2$  – длина ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник быстроходного вала, мм;

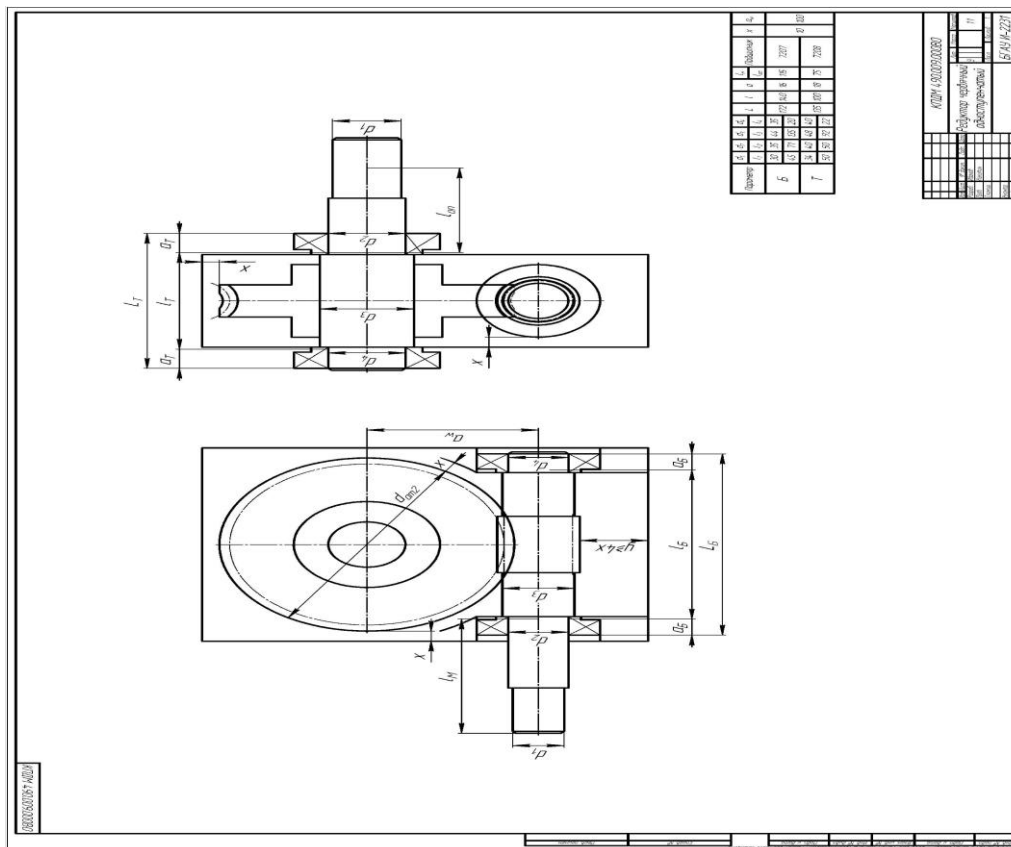


Рисунок 49 – Эскизная компоновка червячного редуктора

$T_1$  – ширина подшипника быстроходного вала, мм;  
 $a_B$  – величина смещения реакции подшипника, мм.

$$l_m = 45 + [71 - (18,5 - 16)] = 113,5 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_m = 115$  мм [приложение, табл. 20].

### 4.3 Силы в зацеплении червячной передачи

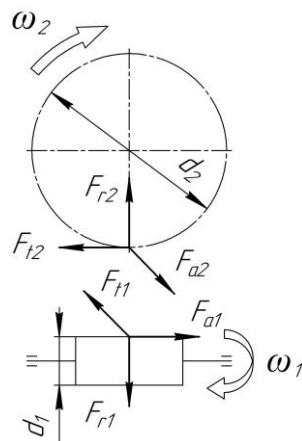


Рисунок 50 – Силы в зацеплении червячной передачи

Окружная сила  
на червяке

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1},$$

где  $T_1$  – вращающий момент на валу червяка, Нм;  
 $d_1$  – делительный диаметр червяка (см. п. 2.13, а), мм.

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot 17,75 \cdot 10^3}{40} = 887,5 \text{ Н};$$

на червячном колесе

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса, Нм;  
 $d_2$  – делительный диаметр червячного колеса (см. п. 2.13, б), мм.

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot 144,92 \cdot 10^3}{160} = 1811,5 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на червяке и червячном колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

где  $\alpha = 20^\circ$  – угол зацепления.

$$F_{r1} = F_{r2} = 1811,5 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 659,33 \text{ Н.}$$

Осевая сила на червяке и червячном колесе

$$F_{a1} = F_{t2} = 1811,5 \text{ Н.}$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 887,5 \text{ Н.}$$

Для выполнения статического расчета тихоходного вала редуктора дополнительно потребуется консольная сила от муфты, которая определяется следующим образом [1, стр. 101, табл. 6.2]

$$F_M = 50 \cdot \sqrt{T_1} \dots 125 \cdot \sqrt{T_1},$$

где  $T_1$  – вращающий момент на валу червяка,  $Hm$ .

$$F_M = 50 \cdot \sqrt{17,75} \dots 125 \cdot \sqrt{17,75} = 210,65 \dots 526,63 H.$$

Принимаем  $F_M = 526,63 H$ .

4.4 Статический расчет быстроходного вала редуктора (приближенный расчет на изгиб и кручение)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:  $F_{a1} = 1811,5 H$ ;  $F_{r1} = 659,33 H$ ;  $F_{t1} = 887,5 H$ ;  $F_M = 526,63 H$ ;  $l_B = 140 мм$ ;  $l_M = 115 мм$ ;  $d_1 = 40 мм$ .

Вертикальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_A = 0; \quad -R_{By} \cdot l_B + F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{l_B} = \frac{659,33 \cdot \frac{140}{2} + 1811,5 \cdot \frac{40}{2}}{140} = 588,45 H.$$

$$\sum M_B = 0; \quad R_{Ay} \cdot l_B - F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} = 0;$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{r1} \cdot \frac{l_B}{2} - F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2}}{l_B} = \frac{659,33 \cdot \frac{140}{2} - 1811,5 \cdot \frac{40}{2}}{140} = 70,88 H.$$



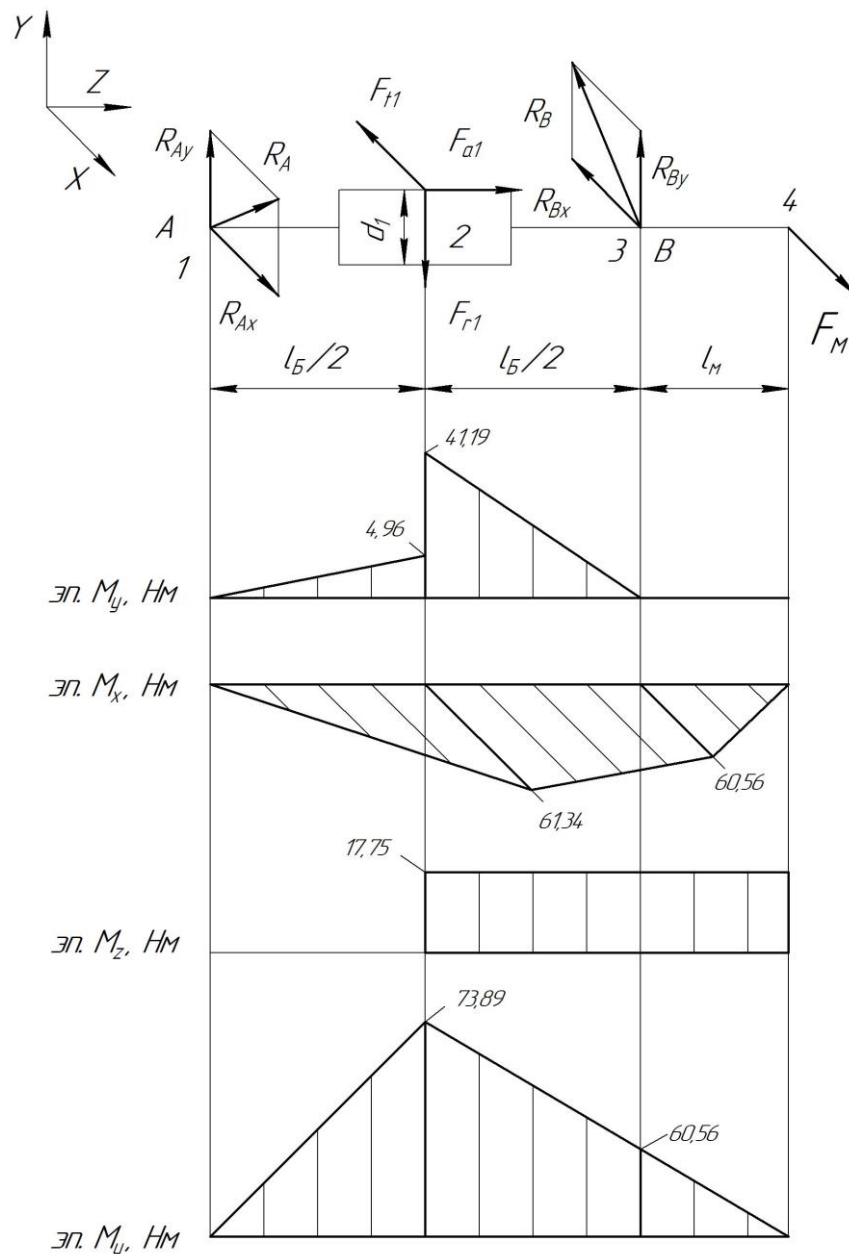


Рисунок 51 – Схема нагружения быстроходного вала и построение эпюр изгибающих моментов

Проверка:  $\sum F_y = 0$ ;  $R_{Ay} - F_{r1} + R_{By} = 0$ ;  
 $70,88 - 659,33 + 588,45 = 0$ ;  $0 = 0$ .

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси  $OY$

$$M_{y1} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{y2} = R_{Ay} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = 70,88 \cdot \frac{140}{2 \cdot 10^3} = 4,96 \text{ Нм.}$$

$$M_{y2} = R_{By} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = 588,45 \cdot \frac{140}{2 \cdot 10^3} = 41,19 \text{ Нм.}$$

$$M_{y3} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{y4} = 0 \text{ Нм.}$$

Горизонтальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_A = 0; \quad F_M \cdot (l_M + l_B) - R_{Bx} \cdot l_B - F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} = 0;$$

$$R_{Bx} = \frac{F_M \cdot (l_M + l_B) - F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2}}{l_B} = \frac{526,63 \cdot (115 + 140) - 887,5 \cdot \frac{140}{2}}{140} =$$
$$= 515,47 \text{ Н.}$$

$$\sum M_B = 0; \quad -R_{Ax} \cdot l_B + F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_M \cdot l_M = 0;$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t1} \cdot \frac{l_B}{2} + F_M \cdot l_M}{l_B} = \frac{887,5 \cdot \frac{140}{2} + 526,63 \cdot 115}{140} = 876,34 \text{ Н.}$$

Проверка:  $\sum F_x = 0; \quad R_{Ax} - F_{t1} - R_{Bx} + F_M = 0;$

$$876,34 - 887,5 - 515,47 + 526,63 = 0; \quad 0 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси  $OX$

$$M_{x1} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{x2} = -R_{Ax} \cdot \frac{l_B}{2 \cdot 10^3} = -876,34 \cdot \frac{140}{2 \cdot 10^3} = -61,34 \text{ Нм.}$$

$$M_{x3} = -F_M \cdot \frac{l_M}{10^3} = -526,63 \cdot \frac{115}{10^3} = -60,56 \text{ Нм.}$$

$$M_{x4} = 0 \text{ Нм.}$$

Эпюра крутящего момента

$$M_\kappa = M_z = \frac{F_{t1} \cdot d_1}{2 \cdot 10^3} = \frac{887,5 \cdot 40}{2 \cdot 10^3} = 17,75 \text{ Нм.}$$

Суммарные реакции опор

$$R_A = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{876,34^2 + 70,88^2} = 879,2 \text{ Н.}$$

$$R_B = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{515,47^2 + 588,45^2} = 782,29 \text{ Н.}$$

Суммарный изгибающий момент в нагруженных сечениях

$$M_{u1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{u2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{(-61,34)^2 + 41,19^2} = 73,89 \text{ Нм.}$$

$$M_{u3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{(-60,56)^2 + 0^2} = 60,56 \text{ Нм.}$$

$$M_{u4} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

Эквивалентный момент

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{u2}^2 + M_\kappa^2} = \sqrt{73,89^2 + 17,75^2} = 75,99 \text{ Нм,}$$

где  $M_\kappa$  – крутящий (вращающий) момент на валу червяка ( $M_\kappa = T_1$ ), Нм.

Диаметр вала в опасном сечении (по впадинам витков червяка)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}},$$

где  $[\sigma]_{-1}$  – допускаемые напряжения, МПа. Для стали 40Х с закалкой ТВЧ  $[\sigma]_{-1} = 50 \text{ МПа}$  [3, стр. 266, табл. 16.1].

$$d = \sqrt[3]{\frac{75,99 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 24,77 \text{ мм} < d_{f1} = 30,4 \text{ мм},$$

где  $d_{f1}$  – диаметр впадин витков червяка (см. п. 2.13), мм.

Условие выполняется.

#### 4.5 Проверочный расчет подшипников быстроходного вала редуктора

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности  $C_{rp}$ ,  $H$ , с базовой  $C_r$ ,  $H$ , или базовой долговечности  $L_{10h}$ ,  $ч$ , с требуемой  $L_h$ ,  $ч$ , по условиям:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{10h} \geq L_h.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_{rp} = R_E \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_1 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \leq C_r.$$

Базовая долговечность

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left( \frac{C_r}{R_E} \right)^m \geq L_h,$$

где  $C_r$  – базовая динамическая грузоподъемность,  $H$ ;

$R_E$  – эквивалентная динамическая нагрузка,  $H$ ;

$m=3,33$  – показатель степени для роликовых подшипников;

$a_1=1$  – коэффициент надежности при безотказной работе;  $a_{23}$  – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипников и качества его эксплуатации. При обычных условиях работы подшипника  $a_{23}=0,6 \dots 0,7$  – для роликовых подшипников. Поскольку в расчетах используется конический роликовый подшипник (см. п. 3.1), то принимаем  $a_{23}=0,7$ ;

$L_h$  – срок службы привода,  $ч$ ;

$n_1$  – частота вращения внутреннего кольца подшипника быстроходного вала редуктора (см. п. 1.6),  $мин^{-1}$ .

$$n_1 = n_{ном} = 955 \text{ мин}^{-1}.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_E = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} \leq e;$$

$$R_E = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} > e;$$

где  $X$  – коэффициент радиальной нагрузки. Для конического подшипника коэффициент радиальной нагрузки  $X=0,4$  [1, стр. 141, табл. 9.1];

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки,  $Y=1,62$  (см. п. 3.1);

$V$  – коэффициент вращения, при вращающемся внутреннем кольце  $V=1$ ;

$R_r$  – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника ( $R_A, R_B$ ),  $H$ ;

$R_a$  – осевая нагрузка подшипника,  $H$ ;

$K_B$  – коэффициент безопасности. При требуемой долговечности подшипника  $L_h=5000$   $ч$  коэффициент безопасности равен  $K_B=1,1$  [1, стр. 145, табл. 9.4];

$K_T$  – температурный коэффициент. При рабочей температуре подшипника до  $100^\circ\text{C}$  температурный коэффициент равен  $K_T=1$  [1, стр. 147, табл. 9.5].

Осевые оставляющие радиальных нагрузок [1, стр. 141, табл. 9.1] (рис. 52)

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1};$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2},$$

где  $e$  – коэффициент влияния осевого нагружения,  $e=0,37$  (см. п. 3.5);

$R_{r1}$ ,  $R_{r2}$  – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника ( $R_A$ ,  $R_B$ ),  $H$ .

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 879,2 = 270 \text{ H};$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 782,29 = 240,24 \text{ H}.$$

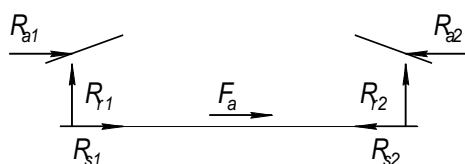


Рисунок 52 – Схема нагружения подшипников

Осевые нагрузки подшипников [1, стр. 148, табл. 9.6]. Так как  $R_{s1} > R_{s2}$ , то  $R_{a1} = R_{s1} = 270 \text{ H}$ ;

$$R_{a2} = R_{a1} + F_{a1},$$

где  $F_{a1}$  – осевая сила на червяке,  $H$ .

$$R_{a2} = 270 + 1811,5 = 2081,5 \text{ H}.$$

Определяем отношение

$$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{r1}} = \frac{270}{879,2} = 0,31 < e;$$

$$\frac{R_{a2}}{V \cdot R_{r2}} = \frac{2081,5}{1 \cdot 782,29} = 2,66 > e.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_{E1} = V \cdot R_{r1} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 879,2 \cdot 1,1 \cdot 1 = 967,12 \text{ H};$$

$$R_{E2} = (X \cdot V \cdot R_{r2} + Y \cdot R_{a2}) \cdot K_B \cdot K_T =$$

$$= (0,4 \cdot 1 \cdot 782,29 + 1,62 \cdot 2081,5) \cdot 1,1 \cdot 1 = 4053,44 \text{ H}.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке равна

$$C_{rp} = R_{E2} \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_1 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} = 4053,44 \cdot \sqrt[3,33]{60 \cdot 1435 \cdot \frac{5000}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}} =$$

$$= 27881,99 \text{ H} < 48400 \text{ H}.$$

Долговечность подшипника

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_1} \cdot \left( \frac{C_r}{R_{E2}} \right)^m = 1 \cdot 0,7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 1435} \cdot \left( \frac{48400}{4053,44} \right)^{3,33} =$$

$$= 31374,5 \text{ ч} > 5000 \text{ ч}.$$

Поскольку базовая долговечность больше чем требуемая, то предварительно выбранный подшипник № 7207 пригоден. В случае невыполнения дан-

ного условия, следует перейти на среднюю широкую серию подшипника. Если и эта мера не даст желаемого результата, то необходимо изменить тип подшипника и повторить расчет заново.

#### 4.6 Проверочный расчет быстроходного вала

Проверочный расчет валов на прочность выполняют на совместное действие изгиба и кручения. При этом расчет отражает разновидности цикла напряжений изгиба и кручения, усталостные характеристики материалов, размеры, форму и состояние поверхности валов. Цель расчета – определить коэффициенты запаса прочности в опасных сечениях вала и сравнить их с допускаемыми:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где  $S_\sigma$ ,  $S_\tau$  – соответственно коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям;

$[S]=1,6\dots2,1$  – допускаемый коэффициент запаса прочности.

Поскольку концентратором напряжений для быстроходного вала червячной передачи является диаметр впадин витков червяка  $d_{f1}$  (рис. 51), то проверочный расчет выполним применительно только для этого элемента.

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям равны

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a};$$

$$S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a};$$

где  $(\sigma_{-1})_D$  и  $(\tau_{-1})_D$  – пределы выносливости в расчетном сечении вала, *МПа*;  $\sigma_a$  и  $\tau_a$  – амплитуда нормальных и касательных напряжений, *МПа*.

Пределы выносливости в расчетном сечении вала равны

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D},$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}=0,58 \cdot \sigma_{-1}$  – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, *МПа*.

Поскольку червяк изготавливается из стали 40Х (см. п. 2.1), твердостью  $\geq 45$  НРС, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ, то предел выносливости при симметричном цикле изгиба составляет  $\sigma_{-1}=410$  *МПа* [приложение, табл. 5];

$(K_\sigma)_D$  и  $(K_\tau)_D$  – соответственно коэффициент нормальных и касательных напряжений.

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_\sigma)_D = \left( \frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

$$(K_\tau)_D = \left( \frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

где  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;

$K_d$  – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;

$K_F$  – коэффициент влияния шероховатости;

$K_y$  – коэффициент влияния поверхности упрочнения.

При  $\sigma_s=900$  МПа коэффициенты концентрации напряжений равны  $K_\sigma=1,65$ ;  $K_\tau=1,45$  [1, стр. 271, табл. 11.2].

При диаметре впадин витков червяка  $d_{f1}=30,4$  мм (см. п. 2.13) коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения для стали 40Х равен  $K_d=0,77$  [1, стр. 272, табл. 11.3].

При  $\sigma_s=900$  МПа коэффициент влияния шероховатости составляет  $K_F=1,5$  [1, стр. 272, табл. 11.4].

При  $\sigma_s=900$  МПа и закалке червяка ТВЧ коэффициент влияния поверхности упрочнения равен  $K_y=1,5$  [1, стр. 272, табл. 11.5].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений равен

$$(K_\sigma)_D = \left( \frac{1,65}{0,77} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,76;$$

$$(K_\tau)_D = \left( \frac{1,45}{0,77} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,59.$$

Пределы выносливости в расчетном сечении вала равны

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{410}{1,76} = 232,95 \text{ МПа};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{0,58 \cdot 410}{1,59} = 149,56 \text{ МПа}.$$

Амплитуда нормальных напряжений

$$\sigma_a = \frac{M \cdot 10^3}{W_{\text{нетто}}},$$

где  $M$  – суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении, Нм;  
 $W_{\text{нетто}}$  – осевой момент сопротивления сечения вала, мм<sup>3</sup>.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{32} = \frac{3,14 \cdot 30,4^3}{32} = 2758,17 \text{ мм}^3,$$

где  $d_{f1}$  – диаметр впадин витков червяка (см. п. 2.13), мм.

Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\sigma_a = \frac{73,89 \cdot 10^3}{2758,17} = 26,79 \text{ МПа}.$$

Амплитуда касательных напряжений

$$\tau_a = \frac{M_k \cdot 10^3}{2 \cdot W_{\text{нетто}}},$$

где  $M_k$  – крутящий (вращающий) момент на валу червяка, Нм;  
 $W_{\text{нетто}}$  – полярный момент сопротивления сечения вала, мм<sup>3</sup>.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_{f1}^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 30,4^3}{16} = 5516,34 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\tau_a = \frac{17,75 \cdot 10^3}{2 \cdot 5516,34} = 1,61 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{232,95}{26,79} = 8,7;$$

$$S_\tau = \frac{149,56}{1,61} = 92,89.$$

Общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении

$$S = \frac{8,7 \cdot 92,89}{\sqrt{8,7^2 + 92,89^2}} = 8,66 > 1,6.$$

Поскольку условие выполняется, то прочность вала обеспечена. Практика показывает, что проектирование валов одноступенчатых редукторов на чистое кручение (см. п. 4.1), проверочные расчеты на прочность повсеместно дают удовлетворительные результаты.

#### 4.7 Расчет тихоходного вала редуктора (вал колеса)

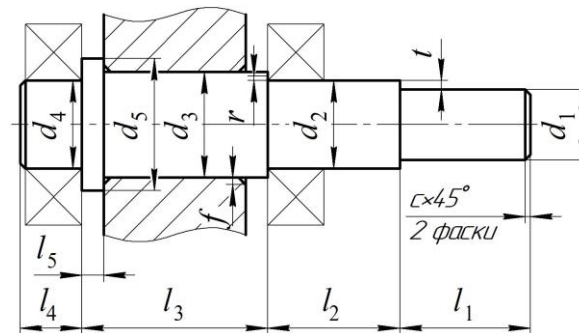


Рисунок 53 – Конструкция тихоходного вала редуктора

Диаметр выходного конца вала под шестерню открытой цилиндрической передачи

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]_к}},$$

где  $T_2$  – вращающий момент на валу червячного колеса, *Нм*;

$[\tau]_к$  – допускаемые напряжения кручения, *МПа*. Для тихоходных валов  $[\tau]_к = 20 \text{ МПа}$ .

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{144,92 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 33,09 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_1 = 34 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

Длина ступени под шестерню открытой цилиндрической передачи

$$l_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot d_1 = (1,0 \dots 1,5) \cdot 34 = 34 \dots 51 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_1 = 50 \text{ мм}$  [приложение, табл. 20].

Диаметр ступени вала под уплотнение крышки с отверстием и подшипник

$$d_2 = d_1 + 2 \cdot t,$$

где  $t$  – высота буртика (рис. 53), *мм*.

При диаметре первой ступени вала  $d_1=34$  мм высота буртика равна  $t=2,5$  мм [приложение, табл. 27].

$$d_2 = 34 + 2 \cdot 2,5 = 39 \text{ мм.}$$

В целях подбора стандартного подшипника полученное значение диаметра второй ступени округлим до ближайшего размера кратностью 5 мм.

Принимаем  $d_2=40$  мм.

Принимаем конический роликовый подшипник легкой серии – 7208 [1, стр. 115, табл. 7.2], у которого  $d_2=40$  мм;  $D_2=80$  мм;  $T_2=20$  мм;  $C_r=58,3$  кН;  $e=0,38$ ;  $Y=1,56$  [приложение, табл. 28].

длина ступени

$$l_2 = 1,25 \cdot d_2 = 1,25 \cdot 40 = 50 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_2=50$  мм [приложение, табл. 20].

Диаметр вала под червячное колесо

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r,$$

где  $r$  – координата фаски подшипника (рис. 53), мм.

При диаметре второй ступени вала  $d_2=40$  мм координата фаски подшипника составляет  $r=2,5$  мм [приложение, табл. 27].

$$d_3 = d_2 + 3,2 \cdot r = 40 + 3,2 \cdot 2,5 = 48 \text{ мм.}$$

Принимаем  $d_3=48$  мм [приложение, табл. 20].

Длина ступени вала под червячное колесо

$$l_3 = D_1 + 2 \cdot x,$$

где  $D_1$  – наружный диаметр подшипника быстроходного вала (см. п. 4.1), мм;

$x$  – зазор между стенкой редуктора и вращающимися поверхностями колеса, мм. Принимаем  $x=10$  мм.

$$l_3 = 72 + 2 \cdot 10 = 92 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_3=92$  мм [приложение, табл. 20].

Диаметр ступени под подшипник

$$d_4 = d_2 = 45 \text{ мм.}$$

Длина ступени под подшипник

$$l_4 = T_2 + c,$$

где  $T_2$  – ширина подшипника тихоходного вала, мм;

$c$  – размер фаски (рис. 38), мм.

При диаметре четвертой ступени вала  $d_4=40$  мм размер фаски составляет  $c=1,6$  мм [приложение, табл. 27].

$$l_4 = 20 + 1,6 = 21,6 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_4=22$  мм [приложение, табл. 20].

Диаметр упорного буртика

$$d_5 = d_3 + 3 \cdot f,$$

где  $f$  – размер фаски ступицы (рис. 53), мм.

При диаметре третьей ступени вала  $d_3=48$  мм размер фаски ступицы составляет  $f=1,6$  мм [приложение, табл. 27].

$$d_5 = 48 + 3 \cdot 1,6 = 52,8 \text{ мм.}$$



Принимаем  $d_5=56$  мм [приложение, табл. 20].

Согласно рекомендациям [1, стр. 112, табл. 7.1] длина упорного буртика должна быть не менее 10 мм.

Принимаем  $l_5=10$  мм [приложение, табл. 20].

#### 4.8 Эскизная компоновка редуктора

Чертеж общего вида редуктора устанавливает положение колес редукторной пары, элемента открытой передачи относительно опор (подшипников); определяет расстояние  $l_B$  и  $l_T$  между точками приложения реакций подшипников быстроходного и тихоходного валов, а также точки приложения силы давления цепи на вал на расстоянии  $l_{on}$  от реакции смежного подшипника.

Расстояние между точками приложения реакций подшипников (рис. 49)

$$l_T = L_T - 2 \cdot a_T,$$

где  $L_T$  – расстояние между наружными стенками подшипника, мм;

$a_T$  – величина смещения реакции подшипника, мм.

Расстояние между наружными стенками подшипника

$$L_T = l_3 + 2 \cdot T_2,$$

где  $l_3$  – длина ступени вала под червячное колесо, мм;

$T_2$  – ширина подшипника тихоходного вала, мм.

Расстояние между наружными стенками подшипника

$$L_T = 92 + 2 \cdot 20 = 132 \text{ мм.}$$

Принимаем  $L_T=135$  мм [приложение, табл. 20].

Величина смещения реакции подшипника равна

$$a_T = 0,5 \cdot \left( T_2 + \frac{d_2 + D_2}{3} \cdot e \right),$$

где  $T_2$  – ширина подшипника тихоходного вала, мм;

$d_2$  – диаметр ступени вала под тихоходный подшипник, мм;

$D_2$  – наружный диаметр тихоходного подшипника, мм;

$e$  – коэффициент влияния осевого нагружения.

$$a_T = 0,5 \cdot \left( 20 + \frac{40 + 80}{3} \cdot 0,38 \right) = 17,6 \text{ мм.}$$

Принимаем  $a_B=18$  мм [приложение, табл. 20].

Тогда расстояние между точками приложения реакций подшипников составит

$$l_T = 135 - 2 \cdot 18 = 99 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_T=100$  мм [приложение, табл. 20].

Расстояние приложения реакции открытой цилиндрической передачи до смежного подшипника

$$l_{on} = \frac{l_1}{2} + [l_2 - (T_2 - a_T)],$$

где  $l_1$  – длина ступени под шестерню открытой цилиндрической передачи, мм;

$l_2$  – длина ступени под уплотнение крышки с отверстием и подшипник, мм;

$T_2$  – ширина подшипника тихоходного вала, мм;

$a_T$  – величина смещения реакции подшипника, мм.

$$l_{on} = \frac{50}{2} + [50 - (20 - 18)] = 73 \text{ мм.}$$

Принимаем  $l_{on} = 75$  мм [приложение, табл. 20].

#### 4.9 Силы в зацеплении открытой цилиндрической передачи

Для учета всех внешних сил действующих как на тихоходный вал редуктора, так и на его подшипники определим консольную нагрузку от открытой цилиндрической передачи (рисунок 54). При этом считаем, что передача прямозубая и расположена в горизонтальной плоскости.

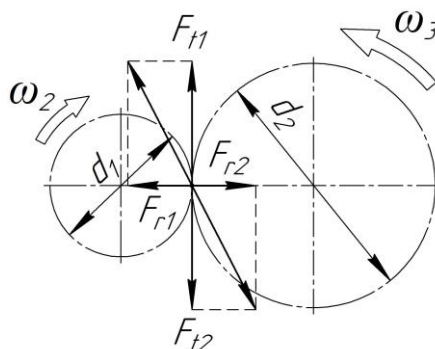


Рисунок 54 – Силы в зацеплении открытой цилиндрической передачи

Окружная сила на шестерне и колесе

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_2},$$

где  $T_3$  – вращающий момент на тихоходном валу открытой цилиндрической передачи (на выходном валу привода), Нм;

$d_2$  – делительный диаметр колеса (рисунок 54), мм. Величина данного параметра определена в пункте 3.12.

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot 401,62 \cdot 10^3}{270} = 2974,96 \text{ Н.}$$

Радиальная сила на шестерне и колесе

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha,$$

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

$$F_{r1} = F_{r2} = 2974,96 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 1082,8 \text{ Н.}$$

Поскольку открытая цилиндрическая передача выполнена прямозубой (угол наклона зуба  $\beta = 0$ ), то осевые силы отсутствуют. То есть

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \beta = 0.$$

4.10 Статический расчет тихоходного вала редуктора (приближенный расчет на изгиб и кручение)

ИСХОДНЫЕ ДАННЫЕ:

Силы в зацеплении червячной передачи  $F_{a2} = 887,5$  Н;  $F_{r2} = 659,33$  Н;  $F_{t2} = 1811,5$  Н;  $l_T = 100$  мм;  $l_{on} = 75$  мм;  $d_2 = 160$  мм.

Силы в зацеплении открытой цилиндрической передачи  $F_{r1} = 1082,8$  Н;  $F_{t1} = 2974,96$  Н.

Вертикальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_C = 0; \quad -F_{t1} \cdot (l_{on} + l_T) + R_{Dy} \cdot l_T - F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} = 0;$$

$$R_{Dy} = \frac{F_{t1} \cdot (l_{on} + l_T) + F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}}{l_T} =$$
$$= \frac{2974,96 \cdot (75 + 100) + 659,33 \cdot \frac{100}{2} - 887,5 \cdot \frac{160}{2}}{100} = 4825,85 \text{ H.}$$

$$\sum M_D = 0; \quad R_{Cy} \cdot l_T + F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2} - F_{t1} \cdot l_{on} = 0;$$

$$R_{Cy} = \frac{F_{t1} \cdot l_{on} - F_{r2} \cdot \frac{l_T}{2} - F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2}}{l_T} =$$
$$= \frac{2974,96 \cdot 75 - 659,33 \cdot \frac{100}{2} - 887,5 \cdot \frac{160}{2}}{100} = 1191,56 \text{ H.}$$

Проверка:  $\sum F_y = 0; \quad R_{Cy} + F_{r2} - R_{Dy} + F_{t1} = 0;$

$$1191,56 + 659,33 - 4825,85 + 2974,96 = 0; \quad 0 = 0.$$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси  $OY$

$$M_{y1} = 0 \text{ Hм.}$$

$$M_{y2} = R_{Cy} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} = 1191,56 \cdot \frac{100}{2 \cdot 10^3} = 59,58 \text{ Hм.}$$

$$M_{y2} = R_{Cy} \cdot \frac{l_T}{2 \cdot 10^3} + F_{a2} \cdot \frac{d_2}{2 \cdot 10^3} =$$
$$= 1191,56 \cdot \frac{100}{2 \cdot 10^3} + 887,5 \cdot \frac{160}{2 \cdot 10^3} = 130,58 \text{ Hм.}$$

$$M_{y3} = F_{t1} \cdot \frac{l_{on}}{10^3} = 2974,96 \cdot \frac{75}{10^3} = 223,12 \text{ Hм.}$$

$$M_{y4} = 0 \text{ Hм.}$$

Горизонтальная плоскость

Опорные реакции

$$\sum M_C = 0; \quad -F_{r1} \cdot (l_{on} + l_T) + R_{Dx} \cdot l_T - F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} = 0;$$

$$R_{Dx} = \frac{F_{r1} \cdot (l_{on} + l_T) + F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2}}{l_T} = \frac{10828 \cdot (75 + 100) + 1811,5 \cdot \frac{100}{2}}{100} =$$
$$= 2800,65 \text{ H.}$$

$$\sum M_D = 0; \quad -R_{Cx} \cdot l_T + F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} - F_{r1} \cdot l_{on} = 0;$$

$$R_{Cx} = \frac{F_{t2} \cdot \frac{l_T}{2} - F_{r1} \cdot l_{on}}{l_T} = \frac{1811,5 \cdot \frac{100}{2} - 10828 \cdot 75}{100} = 93,65 \text{ H.}$$

Проверка:  $\sum F_x = 0; R_{Cx} - F_{t2} + R_{Dx} - F_{r1} = 0;$   
 $93,65 - 1811,5 + 2800,65 - 1082,8 = 0; 0 = 0.$

Строим эпюру изгибающих моментов относительно оси  $OX$

$$M_{x1} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{x2} = R_{Cx} \cdot \frac{l_T}{2} = 93,65 \cdot \frac{100}{2 \cdot 10^3} = 4,68 \text{ Нм.}$$

$$M_{x3} = F_{r1} \cdot \frac{l_{on}}{10^3} = 1082,8 \cdot \frac{75}{10^3} = 81,21 \text{ Нм.}$$

$$M_{x4} = 0 \text{ Нм.}$$

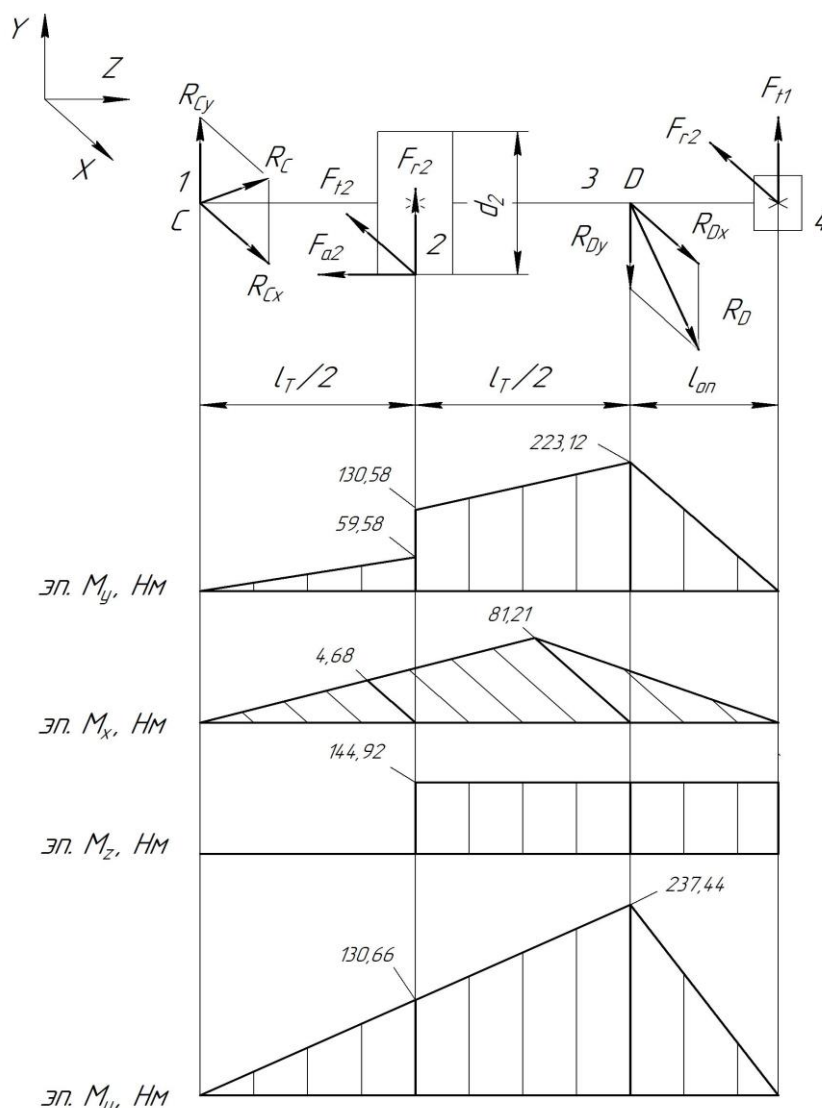


Рисунок 55 – Схема нагружения тихоходного вала и построения эпюр изгибающих моментов

Эпюра крутящего момента

$$M_{\kappa} = M_z = \frac{F_{t2} \cdot d_2}{2 \cdot 10^3} = \frac{1811,5 \cdot 160}{2 \cdot 10^3} = 144,92 \text{ Нм.}$$

Суммарные реакции опор

$$R_C = \sqrt{R_{Cx}^2 + R_{Cy}^2} = \sqrt{93,65^2 + 1191,56^2} = 1195,23 \text{ Н.}$$

$$R_D = \sqrt{R_{Dx}^2 + R_{Dy}^2} = \sqrt{2800,65^2 + 4825,85^2} = 5579,65 \text{ Н.}$$

Суммарный изгибающий момент в нагруженных сечениях

$$M_{u1} = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{y1}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

$$M_{u2} = \sqrt{M_{x2}^2 + M_{y2}^2} = \sqrt{4,68^2 + 130,58^2} = 130,66 \text{ Нм.}$$

$$M_{u3} = \sqrt{M_{x3}^2 + M_{y3}^2} = \sqrt{81,21^2 + 223,12^2} = 237,44 \text{ Нм.}$$

$$M_{u4} = \sqrt{M_{x4}^2 + M_{y4}^2} = \sqrt{0^2 + 0^2} = 0 \text{ Нм.}$$

Эквивалентный момент

$$M_{\text{экв}} = \sqrt{M_{u3}^2 + M_{\kappa}^2} = \sqrt{237,44^2 + 144,92^2} = 278,17 \text{ Нм,}$$

где  $M_{\kappa}$  – крутящий (вращающий) момент на валу червячного колеса ( $M_{\kappa}=T_2$ ), Нм.

Диаметр вала в опасном сечении (под подшипник)

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{экв}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma]_{-1}}},$$

где  $[\sigma]_{-1}=70 \text{ МПа}$  – допускаемые напряжения, [3, стр. 266, табл. 16.1].

$$d = \sqrt[3]{\frac{278,17 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 70}} = 34,12 \text{ мм} < d_2 = 40 \text{ мм,}$$

где  $d_2$  – диаметр тихоходного вала под подшипник (см. п. 4.9), мм.

Условие выполняется.

#### 4.11 Проверочный расчет подшипников тихоходного вала редуктора

Пригодность подшипников определяется сопоставлением расчетной динамической грузоподъемности  $C_{rp}$ , Н, с базовой  $C_r$ , Н, или базовой долговечности  $L_{10h}$ , ч, с требуемой  $L_h$ , ч, по условиям:

$$C_{rp} \leq C_r \text{ или } L_{10h} \geq L_h.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_{rp} = R_E \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_2 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} \leq C_r.$$

Базовая долговечность

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left(\frac{C_r}{R_E}\right)^m \geq L_h,$$

где  $C_r$  – базовая динамическая грузоподъемность, Н;

$R_E$  – эквивалентная динамическая нагрузка, Н;

$m=3,33$  – показатель степени для роликовых подшипников;

$a_1=1$  – коэффициент надежности при безотказной работе;  $a_{23}$  – коэффициент, учитывающий влияние качества подшипников и качества его эксплуатации. При обычных условиях работы подшипника  $a_{23}=0,6 \dots 0,7$  – для роликовых подшипников. Поскольку в расчетах используется конический роликовый подшипник, то принимаем  $a_{23}=0,7$ ;

$L_h$  – срок службы привода, ч;

$n_2$  – частота вращения внутреннего кольца подшипника тихоходного вала редуктора (вала колеса) (см. п. 1.6),  $\text{мин}^{-1}$ .

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \frac{1435}{10} = 143,5 \text{ мин}^{-1}.$$

где  $n_1$  – частота вращения вала червяка,  $\text{мин}^{-1}$ ;

$u_1$  – передаточное число червячной передачи.

Осевые оставляющие радиальных нагрузок [1, стр. 141, табл. 9.1]

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1};$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2},$$

где  $e$  – коэффициент влияния осевого нагружения,  $e=0,38$  (см. п. 4.7);

$R_{r1}$ ,  $R_{r2}$  – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника ( $R_C$ ,  $R_D$ ),  $H$ .

$$R_{s1} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r1} = 0,83 \cdot 0,38 \cdot 1195,23 = 376,98 H;$$

$$R_{s2} = 0,83 \cdot e \cdot R_{r2} = 0,83 \cdot 0,38 \cdot 5579,65 = 1759,82 H.$$

Осевые нагрузки подшипников [1, стр. 148, табл. 9.6]. Так как  $R_{s2} > R_{s1}$ , то  $R_{a1} = R_{s1} = 376,98 H$ ;

$$R_{a2} = R_{a1} + F_{a2} = 376,98 + 887,5 = 1264,48 H.$$

Определяем отношение

$$\frac{R_{a1}}{V \cdot R_{r1}} = \frac{376,98}{1 \cdot 1195,23} = 0,32 < e;$$

$$\frac{R_{a2}}{V \cdot R_{r2}} = \frac{1264,48}{1 \cdot 5579,65} = 0,23 < e.$$

Эквивалентная динамическая нагрузка равна

$$R_E = V \cdot R_r \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} \leq e;$$

$$R_E = (X \cdot V \cdot R_r + Y \cdot R_a) \cdot K_B \cdot K_T \text{ при } \frac{R_a}{V \cdot R_r} > e;$$

где  $X$  – коэффициент радиальной нагрузки. Для конического подшипника коэффициент радиальной нагрузки  $X=0,4$  [1, стр. 141, табл. 9.1];

$Y$  – коэффициент осевой нагрузки,  $Y=1,56$  (см. п. 4.7);

$V=1$  – коэффициент вращения, при вращающемся внутреннем кольце;

$R_r$  – радиальная нагрузка подшипника, равная суммарной реакции подшипника ( $R_C$ ,  $R_D$ ),  $H$ ;

$R_a$  – осевая нагрузка подшипника,  $H$ ;

$K_B$  – коэффициент безопасности. При требуемой долговечности подшипника  $L_h=5000$  ч коэффициент безопасности равен  $K_B=1,1$  [1, стр. 145, табл. 9.4];

$K_T$  – температурный коэффициент. При рабочей температуре подшипника до  $100^\circ C$  температурный коэффициент равен  $K_T=1$  [1, стр. 147, табл. 9.5].

Тогда эквивалентная динамическая нагрузка составит

$$R_{E1} = V \cdot R_{r1} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 1195,23 \cdot 1,1 \cdot 1 = 1314,75 H.$$

$$R_{E2} = V \cdot R_{r2} \cdot K_B \cdot K_T = 1 \cdot 5579,65 \cdot 1,1 \cdot 1 = 6137,62 H.$$

Динамическая грузоподъемность по большей эквивалентной нагрузке

$$C_{np} = R_E \cdot \sqrt[m]{60 \cdot n_2 \cdot \frac{L_h}{a_1 \cdot a_{23} \cdot 10^6}} = 6137,62 \cdot \sqrt[m]{60 \cdot 143,5 \cdot \frac{5000}{1 \cdot 0,7 \cdot 10^6}} =$$

$$= 21144,61 \text{ Н} < 58300 \text{ Н}.$$

Долговечность подшипника

$$L_{10h} = a_1 \cdot a_{23} \cdot \frac{10^6}{60 \cdot n_2} \cdot \left( \frac{C_r}{R_E} \right)^m = 1 \cdot 0,7 \cdot \frac{10^6}{60 \cdot 143,5} \cdot \left( \frac{58300}{6137,62} \right)^{3,33} =$$

$$= 146464,1 \text{ ч} > 5000 \text{ ч}.$$

Поскольку базовая долговечность больше чем требуемая, то предварительно выбранный подшипник № 7208 пригоден. В случае невыполнения данного условия, следует перейти на среднюю серию подшипника. Если и эта мера не даст желаемого результата, то необходимо изменить тип подшипника и повторить расчет заново.

#### 4.12 Проверочный расчет тихоходного вала

Поскольку концентратором напряжений для тихоходного вала червячной передачи является диаметр посадки вала под подшипник  $d_2$  (рис. 55), то проверочный расчет выполним применительно только для этого элемента. При этом считаем, что вал изготавливается из стали 40Х, термообработка – улучшение и закалка ТВЧ [приложение, табл. 5]; [1, стр. 53, табл. 3.2].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_\sigma)_D = \left( \frac{K_\sigma}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

$$(K_\tau)_D = \left( \frac{K_\tau}{K_d} + K_F - 1 \right) \cdot \frac{1}{K_y};$$

где  $K_\sigma$  и  $K_\tau$  – эффективные коэффициенты концентрации напряжений;  
 $K_d$  – коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения;  
 $K_F$  – коэффициент влияния шероховатости;  
 $K_y$  – коэффициент влияния поверхности упрочнения.

При  $\sigma_s=900 \text{ МПа}$  коэффициенты концентрации напряжений равны  $K_\sigma=1,8$ ;  $K_\tau=1,55$  [1, стр. 271, табл. 11.2].

При диаметре вала под подшипник  $d_2=40 \text{ мм}$  коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения для стали 40Х равен  $K_d=0,73$  [1, стр. 272, табл. 11.3].

При  $\sigma_s=900 \text{ МПа}$  коэффициент влияния шероховатости составляет  $K_F=1,5$  [1, стр. 272, табл. 11.4].

При закалке вала с  $\sigma_s=900 \text{ МПа}$  и коэффициент влияния поверхности упрочнения равен  $K_y=1,5$  [1, стр. 272, табл. 11.5].

Коэффициент нормальных и касательных напряжений

$$(K_\sigma)_D = \left( \frac{1,8}{0,73} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,98;$$

$$(K_\tau)_D = \left( \frac{1,55}{0,73} + 1,5 - 1 \right) \cdot \frac{1}{1,5} = 1,75.$$

## Пределы выносливости в расчетном сечении вала

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{\sigma_{-1}}{(K_\sigma)_D},$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{\tau_{-1}}{(K_\tau)_D},$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}=0,58 \cdot \sigma_{-1}$  – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, *МПа*.

Для стали 40Х предел выносливости при симметричном цикле изгиба составляет  $\sigma_{-1}=410$  *МПа* [приложение, табл. 5].

$$(\sigma_{-1})_D = \frac{410}{1,98} = 207,07 \text{ МПа};$$

$$(\tau_{-1})_D = \frac{0,58 \cdot 410}{1,75} = 135,89 \text{ МПа}.$$

Тогда коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{(\sigma_{-1})_D}{\sigma_a};$$

$$S_\tau = \frac{(\tau_{-1})_D}{\tau_a};$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости гладких образцов при симметричном цикле изгиба и кручения, *МПа*;

$\sigma_a$  и  $\tau_a$  – амплитуда нормальных и касательных напряжений, *МПа*.

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M \cdot 10^3}{W_{\text{нетто}}},$$

где  $M$  – суммарный изгибающий момент в рассматриваемом сечении, *Нм*;  
 $W_{\text{нетто}}$  – осевой момент сопротивления сечения вала, *мм<sup>3</sup>*.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{32},$$

где  $d_2$  – диаметр тихоходного вала под подшипник (см. п. 3.6), *мм*.

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{32} = 6283,19 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда нормальных напряжений составит

$$\sigma_a = \frac{237,44 \cdot 10^3}{6283,19} = 37,79 \text{ МПа}.$$

Амплитуда касательных напряжений

$$\tau_a = \frac{M_\kappa \cdot 10^3}{2 \cdot W_{\text{рнетто}}},$$

где  $M_\kappa$  – крутящий (вращающий) момент на валу червячного колеса, *Нм*;  
 $W_{\text{рнетто}}$  – полярный момент сопротивления сечения вала, *мм<sup>3</sup>*.

$$W_{\text{рнетто}} = \frac{\pi \cdot d_2^3}{16} = \frac{3,14 \cdot 40^3}{16} = 12566,37 \text{ мм}^3.$$

Тогда амплитуда касательных напряжений составит



$$\tau_a = \frac{144,92 \cdot 10^3}{2 \cdot 12566,37} = 5,77 \text{ МПа.}$$

Коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{207,07}{37,79} = 5,48;$$

$$S_\tau = \frac{135,89}{5,77} = 23,55.$$

Общий коэффициент запаса прочности в опасном сечении

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S],$$

где  $[S]=1,6 \dots 2,1$  – допускаемый коэффициент запаса прочности.

$$S = \frac{5,48 \cdot 23,55}{\sqrt{5,48^2 + 23,55^2}} = 5,34 > 1,6.$$

Поскольку условие выполняется, то прочность вала обеспечена. Практика показывает, что проектирование валов одноступенчатых редукторов на чистое кручение (см. п. 4.7), проверочные расчеты на прочность повсеместно дают удовлетворительные результаты.

## 5 ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Выделение значительного количества теплоты при работе червячной передачи приводит к нагреву масла. При температуре масла, превышающей предельное значение, происходит резкое снижение его вязкости, вследствие чего в передаче возможно возникновение заедания. Для нормальной работы передачи средняя рабочая температура масла  $t_m$  не должна превышать допускаемое значение  $[t]_m$ .

Целью теплового расчета – проверка температуры масла в редукторе  $t_m$ , которая не должна превышать допускаемой  $[t]_m$

$$t_m \leq [t]_m = 80 \dots 95^\circ \text{C.}$$

Температура масла в редукторе равна

$$t_m = t_\theta + \frac{P_1 \cdot (1 - \eta)}{K_r \cdot A},$$

где  $t_\theta = 20^\circ \text{C}$  – температура воздуха вне корпуса редуктора, град;

$P_1$  – мощность на быстроходном валу редуктора, Вт;

$\eta$  – коэффициент полезного действия червячного редуктора (см. п. 2.14);

$K_r = 9 \dots 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$  – коэффициент теплопередачи. Принимаем  $K_r = 17 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{град})$ ;

$A$  – площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора,  $\text{м}^2$ . При межосевом расстоянии  $a_w = 100 \text{ мм}$  площадь теплоотдающей поверхности корпуса редуктора равна  $A = 0,24 \text{ м}^2$  [приложение, табл. 29]; [1, стр. 274, табл. 11.6].

Мощность на быстроходном валу редуктора

$$P_1 = T_1 \cdot \omega_1 = 17,75 \cdot 150,27 = 2667,29 \text{ Вт.}$$

где  $T_1$  – вращающий момент на быстроходном валу редуктора,  $Hм$ ;  
 $\omega_1$  – угловая скорость на быстроходном валу редуктора,  $c^{-1}$ .

Температура масла в редукторе равна

$$t_m = 20^\circ + \frac{2667,29 \cdot (1 - 0,91)}{17 \cdot 0,24} = 78,84^\circ C < 95^\circ C.$$

Условие выполняется.

В противном случае необходимо предусмотреть отвод избыточного количества теплоты следующими способами: оребрение корпуса; искусственная вентиляция; применение системы жидкостного охлаждения; использование циркуляционной смазочной системы с охлаждением.

## 6 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ШПОНОК

Проверке подлежит шпонка тихоходного вала – под колесом. Необходимым и достаточным является расчет шпоночного соединения на смятие. Условие прочности имеет следующий вид

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}],$$

где  $F_t$  – окружная сила на колесе (см. п. 4.2),  $H$ ;

$A_{см}$  – площадь смятия,  $мм^2$ ;

$[\sigma_{см}]$  – допускаемое напряжение на смятие,  $МПа$ . При спокойной нагрузке  $[\sigma_{см}] = 110 \dots 190 МПа$ .

Площадь смятия

$$A_{см} = (0,94 \cdot h - t_1) \cdot l_p,$$

где  $l_p$  – рабочая длина шпонки,  $мм$ ;

$$l_p = l - b,$$

где  $l$  – полная длина шпонки,  $мм$ ;

$b, h, t_1$  – соответственно ширина, высота и глубина шпонки в пазу вала,  $мм$ .

При диаметре вала под колесо равным  $d_3 = 48 мм$  ширина, высота и глубина шпонки в пазу вала соответственно равны  $b = 14 мм$ ;  $h = 9 мм$ ;  $t_1 = 5,5 мм$  [приложение, табл. 30].

Считаем, что шпонка на валу червячного колеса установлена со скругленными торцами (рис. 59). Ее полная длина составляет  $45 мм$  [приложение, табл. 30].

Тогда рабочая длина шпонки будет равна

$$l_p = 45 - 14 = 31 мм.$$

Площадь смятия

$$A_{см} = (0,94 \cdot 9 - 5,5) \cdot 31 = 91,76 мм^2.$$

Действующие напряжения равны

$$\sigma_{см} = \frac{1811,5}{91,76} = 19,74 МПа < [\sigma_{см}] = 110 МПа.$$

Условие выполняется.

В случае невыполнения условия необходимо увеличить длину шпонки (если это возможно) или установить вторую шпонку (диаметрально противоположно первой).

## 7 ВЫБОР СПОСОБА СМАЗКИ

Смазывание червячных передач и подшипников применяют в целях защиты от коррозии, снижения коэффициента трения, уменьшения износа, отвода тепла и продуктов износа от трущихся поверхностей, снижения шума и вибраций.

Выбор сорта масла зависит от значения контактных напряжений в зубьях и фактической окружной скорости колеса.

При  $\sigma_H=180,89 \text{ МПа}$  (см. п. 2,15) и  $v_s=3,24 \text{ м/с}$  (см. п. 2,14) принимаем масло И-Т-Д-100 [приложение, табл. 31], где:

И – индустриальное;

Т – для тяжело нагруженных узлов;

Д – масло с антиокислительными, антикоррозийными, притивоизносными и противозадирными присадками;

100 – класс кинематической вязкости.

Для одноступенчатых редукторов при смазывании окунанием объем масляной ванны определяется из расчета

$$V = (0,2...0,4) \cdot P_{\text{дв}} = (0,2...0,4) \cdot 3 = 0,6...1,2 \text{ л,}$$

где  $P_{\text{дв}}$  – мощность двигателя (см. п. 1.3), кВт.

Уровень масла в червячном редукторе при нижнем расположении червяка должен находиться в пределах

$$m \leq h_m \leq 0,25 \cdot d_2,$$

где  $m$  – модуль зацепления, мм;

$d_2$  – делительный диаметр червячного колеса (см. п. 2.13), мм.

$$h_m = (0,1...0,5) \cdot d_1 = (0,1...0,5) \cdot 40 = 4...20 \text{ мм,}$$

где  $d_1$  – делительный диаметр червяка (см. п. 2.13), мм.

При этом минимальный уровень масла

$$h_{\text{min}} = 2,2 \cdot m = 2,2 \cdot 4 = 8,8 \text{ мм.}$$

## 8 ВЫБОР МУФТ

Муфты предназначены для соединения валов и передачи вращающего момента.

Для соединения выходных концов электродвигателя и быстроходного вала редуктора, установленных на одной раме, применяются упругие втулочно-пальцевые муфты и муфты со звездочкой. Эти муфты обладают достаточными упругими свойствами и малым моментом инерции для уменьшения пусковых нагрузок на соединяемые валы.

Для соединения выходных концов тихоходного вала редуктора и приводного вала рабочей машины применяют цепные муфты и муфты с торообразной оболочкой. Эти муфты обладают достаточной податливостью, позволяющей

компенсировать значительную несоосность валов. Кроме того, к ним не предъявляются требования малого момента инерции.

Муфты выбирают по большему диаметру концов соединяемых валов, частоте вращения, условиям эксплуатации и расчетному моменту  $T_p$ , который должен быть в пределах номинального

$$T_p = K_p \cdot T_1,$$

где  $K_p$  – коэффициент режима нагрузки. Для ленточного транспортера  $K_p=1,5$  [1, стр. 250, табл. 10.26];

$T_1$  – вращающий момент быстроходного вала редуктора, *Нм*.

$$T_p = 1,5 \cdot 17,75 = 26,63 \text{ Нм}.$$

Принимаем муфту МУВП 125-28-1.30-1.1-У3 ГОСТ 2124-93 [приложение, табл. 33].

Графическая интерпретация расчетов представлена на рисунках 56-60.

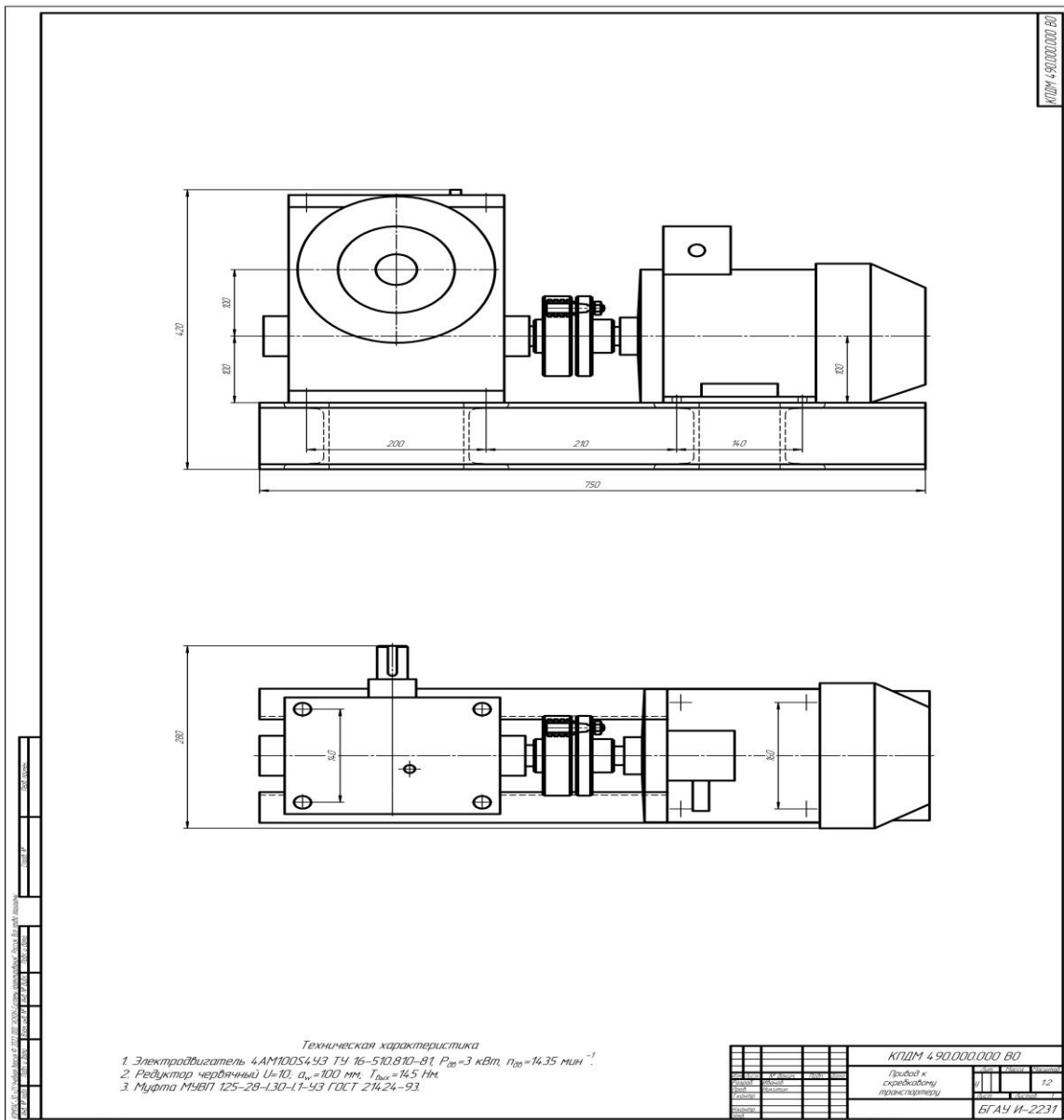


Рисунок 56 – Чертеж общего вида привода



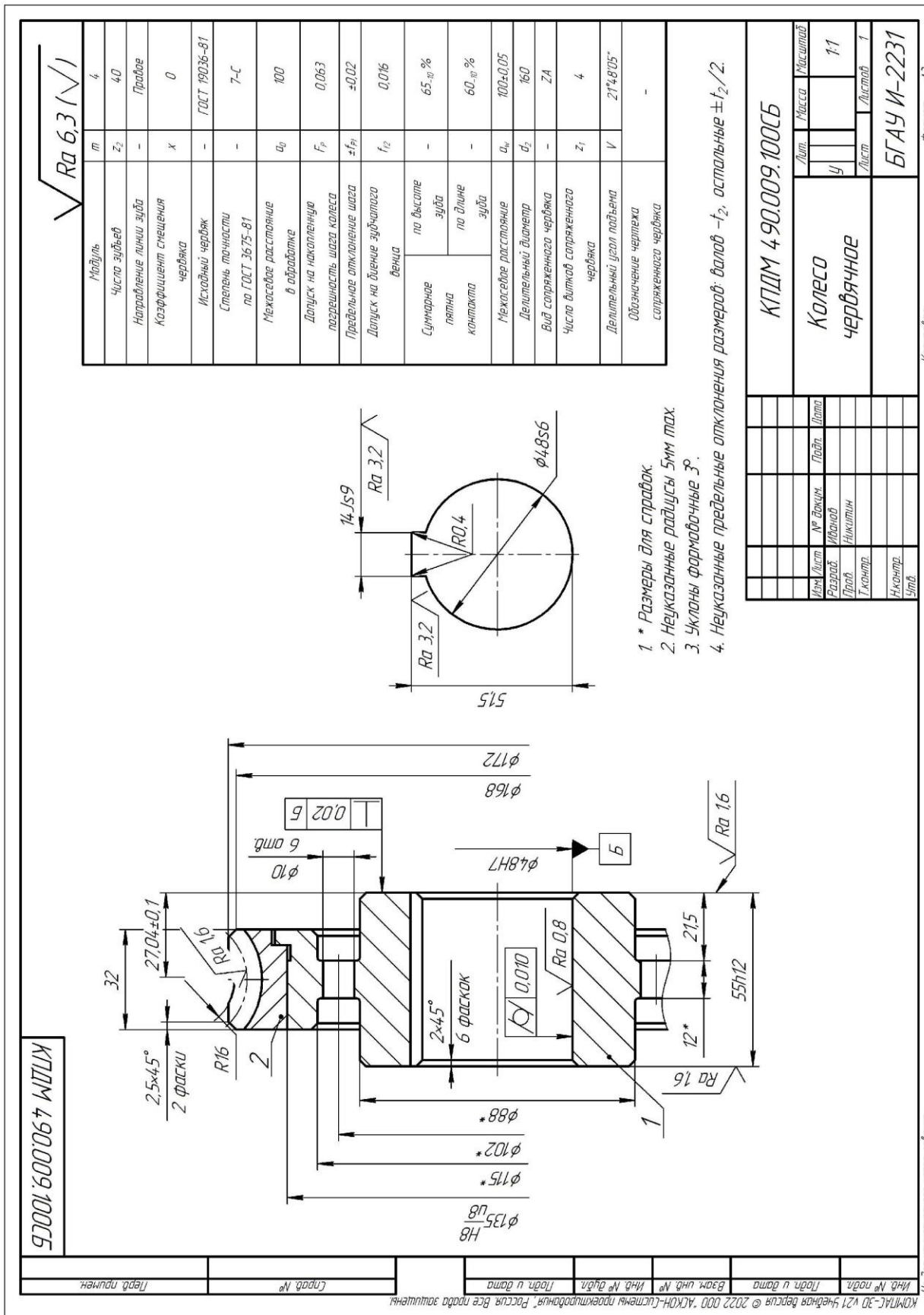


Рисунок 58 – Рабочий чертеж червячного колеса







Формат	Зона	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
				<i>Стандартные изделия</i>		
		16		Болт М8-8gx25 ГОСТ 7796-70	8	
		17		Болт М6-8gx25 ГОСТ 7798-70	12	
		18		Кольцо 185-195-58-2-4 ГОСТ 9833-73	2	
		19		Крышка 21-72 ГОСТ 18511-73	1	
		20		Крышка 11-72x35 ГОСТ 18513-73	1	
		21		Манжета 1.1-35x58 ГОСТ 8752-79	1	
		22		Подшипник 7208 ГОСТ 27365-73	2	
		23		Подшипник 7207 ГОСТ 27365-73	2	
		24		Шпонка ГОСТ 23360-78 14x9x45	1	
<b>КПДМ 490.009.000</b>						
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Лист 2	

КОМПАС-3D v21 Учебная версия © 2022 ООО "АСКОН-Системы проектирования", Россия. Все права защищены.

Инв. № подл. Подп. и дата. Инв. № дубл. Подп. и дата. Взам. инв. № Подп. и дата.

Не для коммерческого использования

Копировал

Формат А4

## ПРИЛОЖЕНИЕ

Таблица 1 – К определению общего КПД и передаточного числа привода

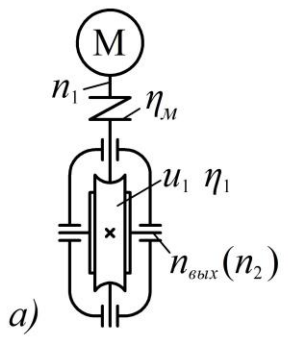
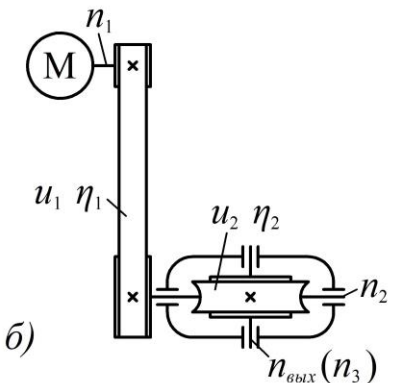
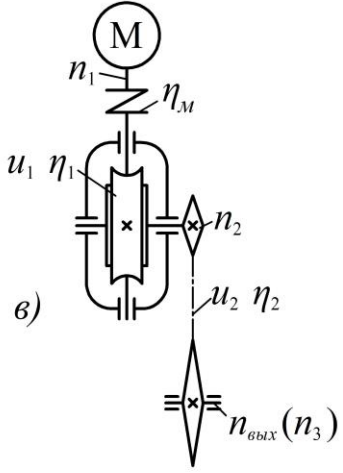
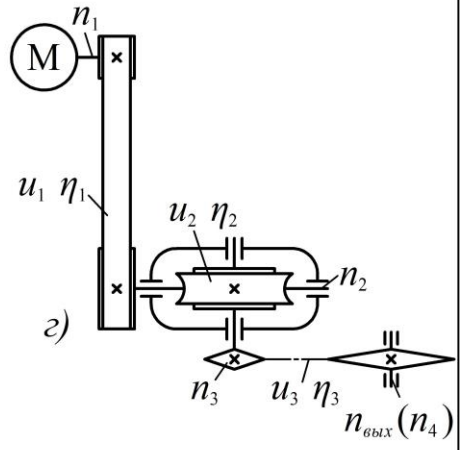
$n_c = 1000 (750) \text{ мин}^{-1}$	$n_c = 1500; 1000 \text{ мин}^{-1}$
<div style="text-align: center;">  <p style="text-align: center;">а)</p> </div> <div style="text-align: center; margin-top: 20px;"> <math display="block">\eta_{\text{общ}} = \eta_M \cdot \eta_1 \cdot \eta_n^2</math> <math display="block">u_{\text{общ}} = u_1</math> </div>	<div style="text-align: center;">  <p style="text-align: center;">б)</p> </div> <div style="text-align: center; margin-top: 20px;"> <math display="block">\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n^2</math> <math display="block">u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2</math> </div>
$n_c = 1500; 1000 \text{ мин}^{-1}$	$n_c = (3000) 1500 \text{ мин}^{-1}$
<div style="text-align: center;">  <p style="text-align: center;">в)</p> </div> <div style="text-align: center; margin-top: 20px;"> <math display="block">\eta_{\text{общ}} = \eta_M \cdot \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_n^3</math> <math display="block">u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2</math> </div>	<div style="text-align: center;">  <p style="text-align: center;">г)</p> </div> <div style="text-align: center; margin-top: 20px;"> <math display="block">\eta_{\text{общ}} = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_n^3</math> <math display="block">u_{\text{общ}} = u_1 \cdot u_2 \cdot u_3</math> </div>

Таблица 2 – Значения КПД механических передач  
(без учета потерь в подшипниках)

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая:		
цилиндрическая	0,96...0,97	0,93...0,95
коническая	0,95...0,97	0,92...0,94
Червячная передача при передаточном числе $i$ :		
свыше 30	0,70...0,75	-
от 14 до 30	0,80...0,85	-
от 8 до 14	0,85...0,95	-
Цепная	0,95...0,97	0,90...0,93
Ременная:		
плоским ремнем	-	0,96...0,98
клиновыми (поликлиновым) ремнями	-	0,95...0,97

Примечание. 1. Для червячной передачи предварительное значение КПД принимают равным  $\eta=0,75...0,85$ . 2. Потери в подшипниках на трение оцениваются следующими коэффициентами: для одной пары подшипников качения  $\eta_n=0,99...0,995$ ; для одной пары скольжения  $\eta_n=0,98...0,99$ . 3. Потери в муфте (компенсирующей, упругой, комбинированной)  $\eta_m=0,98$ .

Таблица 3 – Рекомендуемые значения передаточных чисел

Закрытые зубчатые передачи (редукторы) одноступенчатые цилиндрические и конические (ГОСТ 2185-66):											
1-й ряд	2,0	2,5	3,15	4,0	5,0	6,3					
2-й ряд	2,24	2,8	3,55	4,5	5,6	7,1					
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.											
Закрытые червяные передачи (редукторы) одноступенчатые для червяка с числом витков $z_1=1; 2; 4$ (ГОСТ 2144-75):											
1-й ряд	8	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80
2-й ряд	9	11,2	14	18	22,4	28	35,5	45	56	71	
Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.											
Открытая зубчатая передачи: 3...7.											
Цепные передачи: 2...4.											
Ременные передачи (все типы): 2...3.											

Таблица 4 – Двигатели асинхронные короткозамкнутые трехфазные серии 4А общепромышленного применения

$P_{\text{НОМ}}, \text{кВт}$	Синхронная частота вращения $n_{\text{син}}, \text{мин}^{-1}$											
	3000		1500		1000		750					
	Тип двигателя	$n_{\text{НОМ}}, \text{мин}^{-1}$	Тип двигателя	$n_{\text{НОМ}}, \text{мин}^{-1}$	Тип двигателя	$n_{\text{НОМ}}, \text{мин}^{-1}$	Тип двигателя	$n_{\text{НОМ}}, \text{мин}^{-1}$	Тип двигателя	$n_{\text{НОМ}}, \text{мин}^{-1}$	Тип двигателя	$n_{\text{НОМ}}, \text{мин}^{-1}$
0,25	4ААМ56В2У3	2760	4ААМ63А4У3	1370	4ААМ63В6У3	890	4АМ71В8У3	680				
0,37	4ААМ63А2У3	2740	4ААМ63В4У3	1365	4АМ71А6У3	910	4АМ80АУ3	675				
0,55	4ААМ63В2У3	2710	4АМ71А4У3	1390	4АМ71В6У3	900	4АМ80В8У3	700				
0,75	4АМ71А2У3	2840	4АМ71В4У3	1390	4АМ80А6У3	915	4АМ90ЛА8У <sub>3</sub>	700				
1,1	4АМ71В2У3	2810	4АМ80А4У3	1420	4АМ80В6У3	920	4АМ90ЛВ8У <sub>3</sub>	700				
1,5	4АМ80А2У3	2850	4АМ80В4У3	1415	4АМ90Л6У3	935	4АМ100Л8У <sub>3</sub>	700				
2,2	4АМ80В2У3	2850	4АМ90Л4У3	1425	4АМ100Л6У3	950	4АМ112МА8У <sub>3</sub>	700				
3,0	4АМ90Л2У3	2840	4АМ100С4У3	1435	4АМ112МА6У3	955	4АМ112МВ8У <sub>3</sub>	700				
4,0	4АМ100С2У3	2880	4АМ100Л4У3	1430	4АМ112МВ6У3	950	4АМ132С8У <sub>3</sub>	720				
5,5	4АМ100Л2У3	2880	4АМ112М4У3	1445	4АМ132С6У3	965	4АМ132М8У <sub>3</sub>	720				
7,5	4АМ112М2У3	2900	4АМ132С4У3	1455	4АМ132М6У3	870	4АМ160С8У <sub>3</sub>	730				
11	4АМ132М2У3	2900	4АМ132М4У3	1460	4АМ160С6У3	975	4АМ160М8У <sub>3</sub>	730				

Таблица 5 – Механические характеристики марок сталей для изготовления зубчатых колес

Марка стали	Вид заготовки	$D_{пред}, мм$	$S_{пред}, мм$	ТО	Твердость заготовки		$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\sigma_{-1}$
					поверхности	сердцевины			
35	Поковка	Любые размеры		Н	163...192 НВ		550	270	235
40	»	120	60	У	192...228 НВ		700	400	300
45	»	Любые размеры		Н	179...207 НВ		600	320	260
45	»	125	80	У	235...262 НВ		780	540	335
45	»	80	50	У	269...302 НВ		890	650	380
40Х	»	200	125	У	235...262 НВ		790	640	375
40Х	»	125	80	У	269...302 НВ		900	750	410
40Х	»	125	80	У+ТВЧ	45...50HRC	269...302НВ	900	750	410
40ХН	»	315	200	У	235...262 НВ		800	630	380
40ХН	»	200	125	У	269...302 НВ		920	750	420
40ХН	»	200	125	У+ТВЧ	48...53HRC	269...302НВ	920	750	420
35ХМ	»	315	200	У	235...262 НВ		800	670	380
35ХМ	»	200	125	У	269...302 НВ		920	790	420
35ХМ	»	200	125	У+ТВЧ	48...53HRC	269...302НВ	920	790	420
35Л	Литье	Любые размеры		Н	163...207 НВ		550	270	235

Таблица 6 – Выбор материала, термообработки и твердости

Параметр	Для передач с прямыми и непрямыми зубьями при малой ( $P \leq 2 \text{ кВт}$ ) и средней ( $P \leq 7,5 \text{ кВт}$ ) мощности		Для передач с прямыми и непрямыми зубьями при малой ( $P \leq 2 \text{ кВт}$ ) и средней ( $P \leq 7,5 \text{ кВт}$ ) мощности	
	Шестерня, Червяк	Колесо	Шестерня, Червяк	Колесо
Материал	Стали 35, 45, 35Л, 40Л/40, 40Х, 40ХН, 35ХМ, 45Л		Стали 40Х, 40ХН, 35ХМ	
Термообработка	Нормализация / Улучшение		Улучшение +закалка ТВЧ	Улучшение
Твердость	H ≤ 350 НВ HB <sub>1cp</sub> -HB <sub>2cp</sub> =20...50		H ≥ 45HRC	H ≤ 350 НВ
			HB <sub>1cp</sub> -HB <sub>2cp</sub> ≥ 70	

Таблица 7 – Материалы червячных колес

Группа	Материал	Способ отливки	$\sigma_B$	$\sigma_T$	Скорость скольжения $v_s$ , м/с
			МПа		
I	БрО10Н1Ф1	Ц	285	165	>5
	БрО10Ф1	К	275	200	
		З	230	140	
	БрО5Ц5С5	К	200	90	
З		145	80		
II	БрА10Ж3Мц1,5	К	550	360	2...5
		З	450	300	
	БрА9Ж3Л	Ц	530	245	
		К	500	230	
		З	425	195	
	ЛЦ23А6Ж3Мц2	Ц	500	330	
		К	450	295	
З	400	260			
III	СЧ18	З	355	-	<2
	СЧ15	З	315	-	

Таблица 8 – Допускаемые напряжения для червячного колеса

Группа материала	Червяк улучшенный, H ≤ 350 НВ	Червяк закален при нагреве ТВЧ, H ≥ 45 HRC	Нереверсивная передача	Реверсивная передача
	$[\sigma]_H$ , МПа			
I	$K_{HL} \cdot C_v \cdot 0,75 \cdot \sigma_B$	$K_{HL} \cdot C_v \cdot 0,9 \cdot \sigma_B$	$(0,08\sigma_B + 0,25\sigma_T) \cdot K_{FL}$	$0,16 \cdot \sigma_B \cdot K_{FL}$
II	$250 - 25 \cdot v_s$	$300 - 25 \cdot v_s$		
III	$175 - 35 \cdot v_s$	$200 - 35 \cdot v_s$	$0,12 \cdot \sigma_{ВИ} \cdot K_{FL}$	$0,075 \cdot \sigma_{ВИ} \cdot K_{FL}$

Примечание.  $C_v$  – коэффициент, учитывающий износ материала:

$v_s$	1	2	3	4	5	6	7	8
$C_v$	1,33	1,21	1,11	1,02	0,95	0,88	0,83	0,80

$K_{HL} = \sqrt[8]{10^7/N}$  – коэффициент долговечности при расчете зубьев на контактную прочность;

$K_{FL} = \sqrt[9]{10^6/N}$  – коэффициент долговечности при расчете зубьев на контактную прочность.

Таблица 9 – Стандартные значения межосевого расстояния червячных редукторов

Межосевое расстояние $a_w$ , мм												
50	63	80	100	112	140	125	160	180	200	225	250	280

Таблица 10 – К определению числа витков червяка

$u$	св. 8 до 14	св. 14 до 30	св. 30
$z_1$	4	2	1

Таблица 11 – Модуль зацепления червячной передачи

$m$ , мм	1-й ряд – 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16
	2-й ряд – 3; 3,5; 6; 7; 12; 14

Примечание: Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.

Таблица 12 – Коэффициент диаметра червяка

$q$	1-й ряд – 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20
	2-й ряд – 7,1; 9; 11,2; 14; 18

Примечание: Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.

Таблица 13 – Значение угла трения  $\varphi$

$v_s$ , м/с	$\varphi$	$v_s$ , м/с	$\varphi$	$v_s$ , м/с	$\varphi$
0,1	4°30'...5°10'	1,5	2°20'...2°50'	3	1°30'...2°00'
0,5	3°10'...3°40'	2	2°00'...2°30'	4	1°20'...1°40'
1,0	2°30'...3°10'	2,5	1°40'...2°20'	7	1°00'...1°30'

Примечание: Меньшие значения – для материалов группы I, большие – для групп II и III.

Таблица 14 – Коэффициент формы зуба  $Y_{F2}$  червячного колеса

$z_{v2}$	$Y_{F2}$	$z_{v2}$	$Y_{F2}$	$z_{v2}$	$Y_{F2}$	$z_{v2}$	$Y_{F2}$
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,77	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	50	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

Таблица 15 – Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей  $[p_u]$ , МПа

Шаг цепи, мм	При частоте вращения меньшей звездочки, $\text{мин}^{-1}$							
	50	200	400	600	800	1000	1200	1600
12,7; 15,875	35	31,5	28,5	26	24	22,5	21	18,5
19,05; 25,4	35	30	26	23,5	21	19	17,5	15
31,75; 38,1	35	29	24	21	18,5	16,5	15	-
44,45; 50,8	35	26	21	17,5	15	-	-	-

Таблица 16 – Значения поправочных коэффициентов  $K$

Условия работы передачи			Коэффициент	
			обозначение	значение
Динамичность нагрузки	Равномерная		$K_d$	1
	Переменная или толчкообразная			1,2...1,5
Регулировка межосевого расстояния	Передвигающимися опорами		$K_{рег}$	1
	Нажимными звездочками			0,8
	Нерегулируемые передачи			1,25
Положение передачи	Наклон линии центров к горизонту, град	$\Theta=0...40$	$K_\Theta$	1,15
		$\Theta=40...90$		1,05
		$\Theta \leq 60$	$K_\Theta$	1
		$\Theta > 60$		1,25
Способ смазывания	Непрерывный (в масляной ванне)		$K_c$	0,8
	Капельный			1
	Периодический			1,5
Режим работы	Односменная		$K_p$	1
	Двухсменная			1,25
	Трехсменная			1,5

Таблица 17 – Допускаемое давление в шарнирах роликовых цепей  $[p_u]$ , МПа

$v$ , м/с	0,1	0,4	1	2	4	6	8	10
$[p_u]$ , МПа	32	28	25	21	17	14	12	10

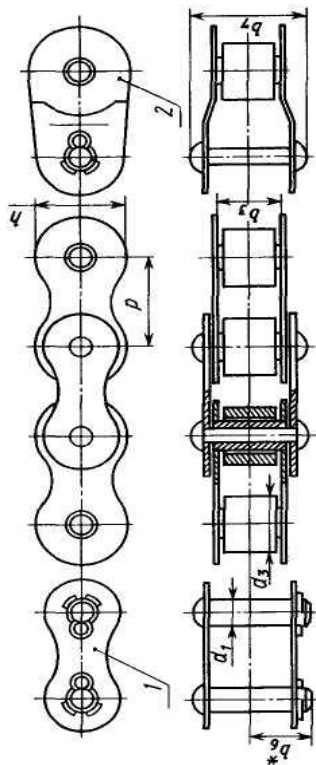


Таблица 18 – Допускаемый коэффициент запаса прочности  $[S]$  для роликовых цепей при  $z=15...30$

Шаг цепи, мм	Частота вращения меньшей звездочки, $\text{мин}^{-1}$								
	50	100	200	300	400	500	600	800	1000
12,7	7,1	7,3	7,6	7,9	8,2	8,5	8,8	9,4	10
15,875	7,2	7,4	7,8	8,2	8,6	8,9	9,3	10,1	10,8
19,05	7,2	7,8	8	8,4	8,9	9,4	9,7	10,8	11,7
25,4	7,3	7,8	8,3	8,9	9,5	10,2	10,8	12	13,3
31,75	7,4	7,8	8,6	9,4	10,2	11	11,8	13,4	-
38,1	7,5	8	8,9	9,8	10,8	11,8	12,7	-	-
44,45	7,6	8,1	9,2	10,3	11,4	12,5	-	-	-
50,8	7,7	8,3	9,5	10,8	12	-	-	-	-

Таблица 19 – Цепи приводные роликовые нормальной серии однорядные типа ПР (ГОСТ 13568-75)

Цепь	$p$ , мм	$b_3$ , мм	$d_3$ , мм	$d_1$ , мм	$A_{\text{оп}}$ , $\text{мм}^2$	$F_{\text{раз}}$ , $\text{даН}$	$q$ , кг
ПР-9,525-910	9,525	5,72	6,35	3,28	28	910	0,45
ПР-12,7-1820-1	12,7	5,40	8,51	4,45	40	1820	0,65
ПР-12,7-1820-2	12,7	7,75	8,51	4,45	50	1820	0,75
ПР-15,875-2300-1	15,875	6,48	10,16	5,08	55	2300	0,8
ПР-15,875-2300-2	15,875	9,65	10,16	5,08	71	2300	1,00
ПР-19,05-3180	19,05	12,70	11,91	5,94	105	3180	1,9
ПР-25,4-6000	25,4	15,88	15,88	7,92	180	6000	2,6
ПР-31,75-8900	31,75	19,05	19,05	9,53	260	8900	3,8
ПР-38,1-12700	38,1	25,4	22,23	11,10	395	12700	5,5
ПР-44,45-17240	44,45	25,4	25,7	12,70	475	17240	7,5
ПР-50,8-22700	50,8	31,75	28,58	14,27	645	22700	9,7



\* – размер для справок;  
1 – звено соединительное;  
2 – звено переходное.

Таблица 20 – Нормальные линейные размеры (ГОСТ 6636-69), мм

Ряды			Доп. размеры	Ряды			Доп. размеры	Ряды			Доп. размеры
$R_a10$	$R_a20$	$R_a40$		$R_a10$	$R_a20$	$R_a40$		$R_a10$	$R_a20$	$R_a40$	
8,0	8,0	8,0	8,2	40	40	40	41	200	200	200	205
		8,5	8,8		42	44	210				
	9,0	9,0	9,2		45	45	46		220	220	230
		9,5	9,8		48	49		240			
10	10	10	10,2	50	50	50	52	250	250	250	
		10,5	10,8		53	55	260				
	11	11	11,2		56	56	58		280	280	270
		11,5	11,8		60	62		300	310		
12	12	12	12,5	63	63	63	65	320	320	320	330
		13			67		340				
	14	14	13,5		71	71	70		360	360	350
		15	14,5		75	73		380	370		
		15,5				78					
16	16	16	16,5	80	80	80	82	400	400	400	410
		17	17,5		85		420		440		
	18	18	18,5		90	90	92		450	450	460
		19	19,5		95	98		480	490		
20	20	20	20,5	100	100	100	102	500	500	500	515
		21			105		530				
	22	22	21,5		110	110	108		560	560	545
		24	23,0		120	112		600	580		
						115					
						118					
25	25	25		125	125	125		630	630	630	615
		26			130		670		650		
	28	28	27		140	140	135		710	710	690
		30	29		150	145		750	730		
32	32	32	31	160	160	160	155	800	800	800	775
		34	33		170	165	850		825		
	36	36	35		180	180	175		900	900	875
		38	37		190	185		950	925		
		39				195			975		

Примечание: При выборе размеров предпочтение должно отдаваться рядам с более крупной градацией (ряд  $R_a 10$  следует предпочитать ряду  $R_a 20$ , ряд  $R_a 20$  – ряду  $R_a 40$ ). Допускается применять дополнительные размеры.

Таблица 21 – Минимальные значения диаметра меньших шкивов для передачи наибольших моментов

Обозначение сечения ремня	Нормального сечения		
	О	А	Б
$d_{1min}, мм$	63	90	125

Таблица 22 – Стандартные значения диаметров шкивов, мм  
 40, 45, 50, 63, 71, 80, 90, 100, 112, 125, 140, 160, 180, 200, 224, 250, 280, 315, 355, 400, 450, 500, 630, 710, 800, 900, 1000.

Таблица 23 – Стандартный ряд длин ремней, мм  
 400, 450, 500, 560, 630, 710, 800, 900, 1000, 1120, 1250, 1400, 1600, 1800, 2000, 2240, 2500, 2800, 3150, 3550, 4000, 4500, 5000, 5600, 6300, 7100, 8000, 9000, 10000, 11200, 12500, 14000, 16000, 1800.

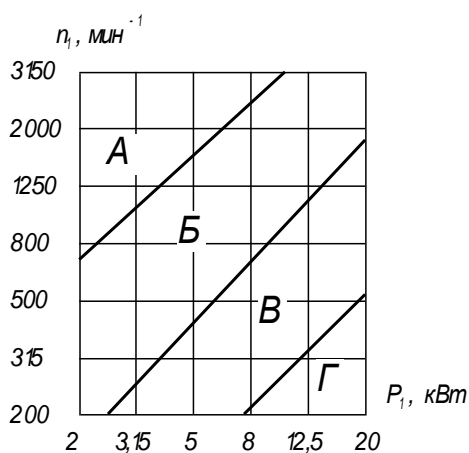


Рисунок 1 – Номограмма для выбора клиновых ремней нормального сечения

Таблица 24 – Значения поправочных коэффициентов С

Коэффициент динамичности нагрузки и длительности работы $C_p$								
Характер нагрузки	спокойная	с умеренными колебаниями	со значительными колебаниями	ударная и резко неравномерная				
$C_p$	1	0,9	0,8	0,7				
Коэффициент угла обхвата $\alpha_1$ на меньшем шкиве $C_\alpha$								
Угол обхвата $\alpha_1, град$	180	170	160	150	140	130	120	
$C_\alpha$	плоский ремень	1	0,97	0,94	0,91	-	-	-
	клиновой ремень	1	0,98	0,95	0,92	0,89	0,86	0,83

Продолжение таблицы 24

Коэффициент влияния отношения расчетной длины ремня $l_p$ к базовой $l_0$							
Отношение $l_p/l_0$		0,4	0,6	0,8	1	1,2	1,4
$C_l$	клиновой ремень нормального сечения	0,82	0,89	0,95	1	1,04	1,07
	клиновой ремень узкого сечения	0,85	0,91	0,96	1	1,03	1,06
Коэффициент числа ремней в комплекте клиноременной передачи $C_z$							
Ожидаемое число ремней $z$		2...3		4...5		6	
$C_z$		0,95		0,90		0,85	

Таблица 25 – Допускаемая приведенная мощность [ $P_0$ ], кВт, передаваемая одним клиновым ремнем

Тип ремня	Сечение, $l_0$ , мм	$d_1$ , мм	Скорость ремня $v$ , м/с							
			2	3	5	10	15	20	25	30
Клиновой	О 1320	63	-	0,33	0,49	0,82	1,03	1,11	-	-
		71	-	0,37	0,56	0,95	1,22	1,37	1,40	-
		80	-	0,43	0,62	1,07	1,41	1,60	1,65	-
		90	-	0,49	0,67	1,16	1,56	1,73	1,90	1,85
		100	-	0,51	0,75	1,25	1,69	1,94	2,11	2,08
		112	-	0,54	0,80	1,33	1,79	2,11	2,28	2,27
	А 1700	90	-	0,71	0,84	1,39	1,75	1,88	-	-
		100	-	0,72	0,95	1,60	2,07	2,31	2,29	-
		112	-	0,74	1,05	1,82	2,39	2,74	2,82	2,50
		125	-	0,80	1,15	2,00	2,66	3,10	3,27	3,14
		140	-	0,87	1,26	2,17	2,91	3,42	3,67	3,64
		160	-	0,97	1,37	2,34	3,20	3,78	4,11	4,17
	Б 2240	125	-	0,95	1,39	2,26	2,80	-	-	-
		140	-	1,04	1,61	2,70	3,45	3,83	-	-
		160	-	1,16	1,83	3,15	4,13	4,73	4,88	4,47
		180	-	1,28	2,01	3,51	4,66	5,44	5,76	5,53
		200	-	1,40	2,10	3,73	4,95	5,95	6,32	6,23
		224	-	1,55	2,21	4,00	5,29	6,57	7,00	7,07

Таблица 26 – Основные параметры клиновых и поликлиновых ремней общего назначения

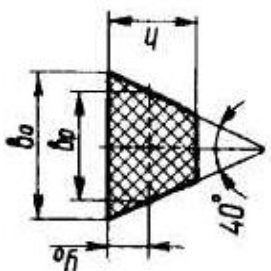
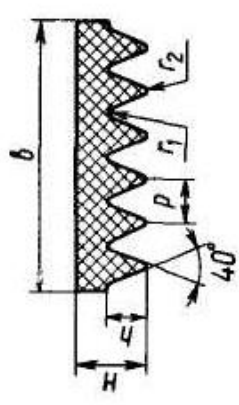
Основные размеры, мм									
	Обозначение сечения ремня								
	Нормальное сечение			Узкое сечение			Поликлиновое сечение		
	0	A	B	УО	УА	УБ	К	Л	М
$b_p$	8,5	11	14	8,5	11	14	-	-	-
$b_0$	10	13	17	10	13	17	-	-	-
$y_0$	2,1	2,8	4,0	2,0	2,8	3,5	-	-	-
$h$	6	8	10,5	8	10	13	2,35	4,85	10,35
Площадь сечения $A$ , мм <sup>2</sup>	47	81	138	56	95	158	0,5b(2H-h)		
Предельное значение $l$ , мм	400-2500	560-4000	800-6300	630-3550	800-4500	1250-8000	400-2000	1250-6000	2000-6000
Масса 1 м длины $q$ , кг/м	0,06	0,105	0,18	0,07	0,12	0,20	0,09	0,45	1,6

Таблица 27 – К определению значений величин  $t, r, f$  и  $c$

$d, мм$	17-24	25-30	32-40	42-50	52-60	62-70	71-85
$t, мм$	2	2,2	2,5	2,8	3	3,3	3,5
$r, мм$	1,6	2	2,5	3	3	3,5	3,5
$f, мм$	1	1	1,6	1,6	2	2	2,5
$c, мм$	1	1	1,6	1,6	2	2	2,5

Таблица 28 – Подшипники роликовые конические однорядные  
(ГОСТ 27365-87)

Обозначение подшипника	$d, мм$	$D, мм$	$T, мм$	$C_r, кН$	$e$	$Y$
Легкая серия						
7204	20	47	15,5	26	0,36	1,67
7205	25	52	16,5	29,2	0,36	1,67
7206	30	62	17,5	38	0,36	1,65
7207	35	72	18,5	48,4	0,37	1,62
7208	40	80	20	58,3	0,38	1,56
7209	45	85	21	62,7	0,41	1,45
7210	50	90	22	70,4	0,37	1,6
7211	55	100	23	84,2	0,41	1,46
7212	60	110	24	91,3	0,35	1,71
7213	65	120	25	108	-	-
7214	70	125	26,5	119	0,37	1,62
7215	75	130	27,5	130	0,39	1,55
7216	80	140	28,5	140	0,42	1,43
Легкая широкая						
7505	25	52	19,5	34,1	-	-
7506	30	62	21,5	47,3	0,37	1,65
7507	35	72	24,5	61,6	0,35	1,73
Обозначение подшипника	$d, мм$	$D, мм$	$T, мм$	$C_r, кН$	$e$	$Y$
7508	40	80	25	70,4	0,38	1,58
7509	45	85	25	74,8	0,42	1,44
7510	50	90	25	76,5	0,42	1,43
7511	55	100	27	99	0,36	1,67
7512	60	110	30	120	0,39	1,53
7513	65	120	33	142	0,37	1,62
7514	70	125	33,5	147	0,39	1,55
7515	75	130	33,5	157	0,41	1,48
Средняя серия						
7304	20	52	16,5	31,9	0,3	2,03
7305	25	62	18,5	41,8	0,36	1,66
7306	30	72	21	52,8	0,34	1,78

Обозначение подшипника	$d$ , мм	$D$ , мм	$T$ , мм	$C_r$ , кН	$e$	$Y$
Средняя серия						
7307	35	80	23	68,2	0,32	1,88
7308	40	90	25,5	80,9	0,28	2,16
7309	45	100	27,5	101	0,29	2,09
7310	50	110	29,5	117	0,31	1,94
7311	55	120	32	134	0,33	1,8
7312	60	130	34	161	0,3	1,97
7313	65	140	36,5	183	0,3	1,97
7314	70	150	38,5	209	0,31	1,94
7315	75	160	40,5	229	0,33	1,83
7316	80	170	43	255	-	-
Средняя широкая серия						
7604	20	52	22,5	41,3	0,298	2,011
7605	25	62	25,5	56,1	0,273	2,194
7606	30	72	29	72,1	0,319	1,882
7607	35	80	33	88	0,296	2,026
7608	40	90	35,5	110	0,296	2,026
7609	45	100	38,5	132	0,291	2,058
7610	50	110	42,5	161	0,296	2,026
7611	55	120	46	187	0,323	1,855
7612	60	130	49	216	0,305	1,966
7613	65	140	51,5	246	0,328	1,829
7614	70	150	54,5	279	0,351	1,71
7615	75	160	58,5	319	0,301	1,996
7616	80	170	61,5	370	-	-

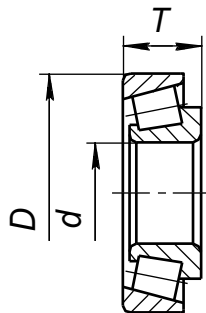


Таблица 29 – Площадь поверхности охлаждения червячного редуктора

$a_w$ , мм	80	100	125	140	160	180	200	225
$A$ , м <sup>2</sup>	0,19	0,24	0,36	0,43	0,56	0,67	0,8	1,0

Таблица 30 – Шпоночные соединения с призматическими шпонками  
ГОСТ 23360-78

Диаметр вала $d$	Сечение шпонки		Глубина паза		Длина $l$
	$b$	$h$	вала $t_1$	ступицы $t_2$	
Свыше 12 до 17	5	5	3	2,3	10...56
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8	14...70
» 22 » 30	8	7	4	3,3	18...90
» 30 » 38	10	8	5	3,3	22...110
» 38 » 44	12	8	5	3,3	28...140
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8	36...160
» 50 » 58	16	10	6	4,3	45...180
» 58 » 65	18	11	7	4,4	50...200
» 65 » 75	20	12	7,5	4,9	56...220
» 75 » 85	22	14	9	5,4	63...250
» 85 » 95	25	14	9	5,4	70...280

Примечание. Длины призматических шпонок  $l$  выбирают из следующего ряда: 10, 12, 14, 16, 18, 20, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250.

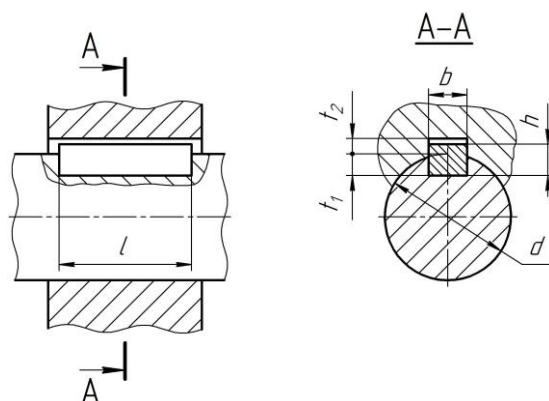


Таблица 31 – Рекомендуемые сорта смазочных масел для передач  
(ГОСТ 17479.4-87)

Передача	Контактные напряжения $\sigma_H$ , МПа	Окружная скорость зубчатых передач $v$ , м/с Скорость скольжения червячных передач $v_S$ , м/с		
		до 2	св. 2 до 5	св. 5
Зубчатая	до 600	И-Г-А-68	И-Г-А-46	И-Г-А-32
	св. 600 до 1000	И-Г-С-100	И-Г-С-68	И-Г-С-46
	св. 1000	И-Г-С-150	И-Г-С-100	И-Г-С-68
Червячная	до 200	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100	И-Т-Д-68
	св. 200 до 250	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220	И-Т-Д-100
	св. 250	И-Т-Д-680	И-Т-Д-460	И-Т-Д-220



Примечание. Обозначение промышленных масел состоит из четырех знаков, каждый из которых показывает: И – промышленное; второй – принадлежность к группе по назначению (Г – для гидравлических систем, Т – для тяжело нагруженных узлов); третий – принадлежность к подгруппе по эксплуатационным свойствам (А – масло без присадок; С – масло с антиокислительными, антикоррозионными и противоизносными присадками, Д – масло с антиокислительными, антикоррозионными, противоизносными и противозадирными присадками); четвертый (число) – класс кинематической вязкости.

Таблица 32 – Размеры диаметров валов электродвигателей

Тип электродвигателя	Диаметр вала электродвигателя $d_1$ , мм
...71А...	19
...71В...	19
...80А...	22
...80В...	22
...90L...	24
...100S...	28
...100L...	28
...112M...	32
...132S...	38
...132M...	38
...160S...	42
...160M...	42

Таблица 33 – Муфты упругие втулочно-пальцевые ГОСТ 2124-93

Номинальный вращающий момент $T_{ном}$ , Нм	Диаметр отверстия под вал электродвигателя $d_1$ (вал редуктора), мм
31,5	16; 18; 19
63	20; 22; 24
125	25; 28; 30
250	32; 35; 36; 40; 42; 45
500	40; 42; 45
710	45; 48; 50; 55; 56
1000	50; 55; 56; 60; 63; 65; 70
2000	63; 65; 71; 75; 80; 85; 90

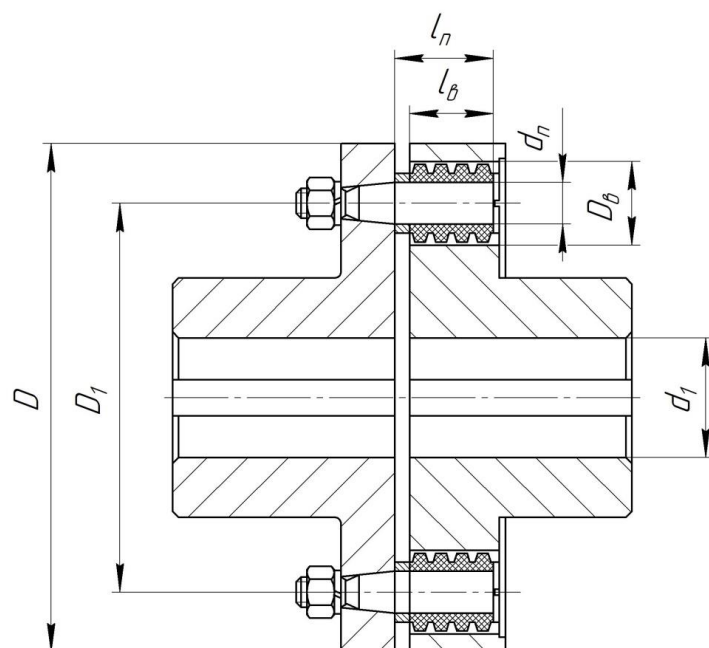


Таблица 34 – Значения числа циклов  $N_{НО}$

Средняя твердость поверхностей зубьев	HB <sub>ср</sub>	200	250	300	350	400	450	500	550	600
	HRC <sub>ср</sub>	-	25	32	38	43	47	52	56	60
$N_{НО}$ , млн. циклов		10	16,5	25	36,4	50	68	87	114	143

Таблица 35 – Стандартные значения модулей зацепления цилиндрической передачи (ГОСТ 9563 - 80):

$m$ , мм	1-й ряд – 1; 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10
	2-й ряд – 1,25; 1,75; 2,25; 2,75; 3,5; 4,5; 5,5; 7; 9

Примечание: Значения 1-го ряда следует предпочитать значениям 2-го ряда.

Таблица 36 – Степени точности зубчатых колес

Степень точности	Окружные скорости $v$ , м/с, вращения колес			
	прямозубых		непрямозубых	
	цилиндрических	конических	цилиндрических	конических
6	До 15	До 12	До 30	До 20
7	» 10	» 8	» 15	» 10
8	» 6	» 4	» 10	» 7
9	» 2	» 1,5	» 4	» 3

Таблица 37 – Значения коэффициентов  $K_{Hv}$  и  $K_{Fv}$  при  $H \leq 350$  НВ

Степень точности	Коэффициент	Окружная скорость $v$ , м/с					
		1	2	4	6	8	10
6	$K_{Hv}$	1,03	1,06	1,12	1,17	1,23	1,28
		1,01	1,02	1,03	1,04	1,06	1,07
	$K_{Fv}$	1,06	1,13	1,26	1,40	1,58	1,67
		1,02	1,05	1,10	1,15	1,20	1,25
7	$K_{Hv}$	1,04	1,07	1,14	1,21	1,29	1,36
		1,02	1,03	1,05	1,06	1,07	1,08
	$K_{Fv}$	1,08	1,16	1,33	1,50	1,67	1,80
		1,03	1,06	1,11	1,16	1,22	1,27
8	$K_{Hv}$	1,04	1,08	1,16	1,24	1,32	1,40
		1,01	1,02	1,04	1,06	1,07	1,08
	$K_{Fv}$	1,10	1,20	1,38	1,58	1,78	1,96
		1,03	1,06	1,11	1,17	1,23	1,29
9	$K_{Hv}$	1,05	1,10	1,20	1,30	1,40	1,50
		1,01	1,03	1,05	1,07	1,09	1,12
	$K_{Fv}$	1,13	1,28	1,50	1,77	1,98	2,25
		1,04	1,07	1,14	1,21	1,28	1,35

ПРИМЕЧАНИЕ. В числителе приведены данные для прямозубых колес, в знаменателе – для косозубых и колес с круговыми зубьями.

Таблица 38 – Коэффициент формы зуба  $Y_{F1}$  и  $Y_{F2}$

$z$ или $z_v$	$Y_F$	$z_v$	$Y_F$	$z_v$	$Y_F$	$z_v$	$Y_F$	$z_v$	$Y_F$	$z_v$	$Y_F$
16	4,28	24	3,92	30	3,80	45	3,66	71	3,61	180	3,62
17	4,27	25	3,90	32	3,78	50	3,65	80	3,61	$\infty$	3,63
20	4,07	26	3,88	35	3,75	60	3,62	90	3,60		
22	3,98	28	3,81	40	3,70	65	3,62	100	3,60		

## Литература

1. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин. Калининград: Янтарный сказ, 2005. 456 с.
2. Детали машин и основы конструирования / под ред. М.Н. Ерохина. М.: КолосС, 2004. 462 с.
3. Варывдин В.В., Романеев Н.А., Кожухова Н.Ю. Механические передачи и соединения. Проектирование и расчет. Брянск: Изд-во Брянская ГСХА, 2009. 183 с.
4. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высш. школа, 1982. 351 с.
5. Детали машин: атлас конструкций / под ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1979. 367 с.
6. Варывдин В.В., Романеев Н.А., Кожухова Н.Ю. Проектирование механических передач: учеб. пособие для самостоятельной работы студентов. Брянск: Изд-во Брянская ГСХА, 2010. 103 с.
7. Никитин В.В., Варывдин В.В. Расчет курсового проекта по деталям машин. Брянск: Изд-во Брянская ГСХА, 2010. 76 с.
8. Лабораторный практикум по деталям машин / В.В. Варывдин, Н.А. Романеев, Н.Ю. Кожухова, В.В. Никитин. Брянск: Изд-во Брянская ГСХА, 2014. 134 с.
9. Курсовое проектирование деталей машин / В.В. Варывдин, В.В. Никитин, Н.Ю. Кожухова, Н.А. Романеев. Брянск: Изд-во Брянская ГАУ, 2016. 189 с.
10. Варывдин В.В., Романеев Н.А., Никитин В.В. Пример расчета курсовой и расчетно-графической работ по дисциплине «Детали машин». Брянск: Изд-во Брянская ГСХА, 2010. 44 с.

Учебное издание

В.В. Никитин, Н.В. Синяя

## РАСЧЕТ ПРИВОДА, СОДЕРЖАЩЕГО ЧЕРВЯЧНЫЙ РЕДУКТОР

*Учебное пособие для студентов  
Инженерно-технологического института,  
осваивающих образовательные программы бакалавриата  
по направлениям подготовки 35.03.06 Агроинженерия и  
23.03.02 Наземные транспортно-технологические комплексы*

Редактор Аддылина Е.С.

---

Подписано к печати 14.10.2022 г. Формат 60x84 <sup>1</sup>/<sub>16</sub>.  
Бумага офсетная. Усл. п. л. 10,99. Тираж 25 экз. Изд. №7384

---

Издательство Брянского государственного аграрного университета  
243365 Брянская обл., Выгоничский район, с. Кокино, Брянский ГАУ