

Содержание

Введение.....		
4	1	Кинематический расчет и выбор электродвигателя
5	2	Определение мощностей и передаваемых крутящих моментов.....7
8	3	Расчет передач
	3.1	Расчет цилиндрической косозубой передачи быстроходной степени редуктора
	3.2	расчет цилиндрической косозубой передачи тихоходной ступени редуктора
16	4	Расчет валов.....
25	4.1	Проектный расчет валов.....
25	4.2	Расчет быстроходного вала.....
25	4.3	Расчет промежуточного вала.....
25	4.4	Расчет тихоходного вала.....

	26										
	5 Подбор и проверочный расчет муфт.....										
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат							
Разраб.	Криулько				Привод конвейера Пояснительная <i>записка</i>						
Провер.	Бирич										
Реценз.											
Н. Контр.											
Утверд.											
					<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 15%; text-align: center;">Лит.</td> <td style="width: 15%; text-align: center;">Лист</td> <td style="width: 15%; text-align: center;">Листов</td> </tr> <tr> <td></td> <td style="text-align: center;">3</td> <td style="text-align: center;">55</td> </tr> </table>	Лит.	Лист	Листов		3	55
Лит.	Лист	Листов									
	3	55									

Введение

Привод—совокупность механизмов, включающая двигатель, служащий для передачи движения рабочим органом.

При конструировании должны быть выбраны оптимальные параметры изделий (привода), удовлетворяющие следующим требованиям: небольшие габариты, меньшая стоимость, наибольший КПД.

Ленточные конвейеры отличаются высокой производительностью, простотой конструкции, надёжностью, высокими скоростями, небольшим расходом энергии. Недостатки: малая долговечность ленты из-за влияния окружающей среды, пылеобразование при транспортировании сыпучих грузов

Зубчатая передача (редуктор), выполненный в виде отдельного агрегата, служит для передачи мощности от двигателя к рабочей части машины.

Назначение редуктора – понижение угловой скорости и повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим.

Рассматриваемый редуктор состоит из корпуса (литого чугуна), в котором помещены элементы передачи – вал-шестерня, зубчатое колесо, подшипники и т.п.

Узлы соединяются между собой валами, через которые передаётся крутящий момент.

Вал, передающий крутящий момент, называется ведущим и мощность передаваемая этим валом является выходной. Вал, принимающий крутящий момент, называется ведомым.

Подшипники служат опорами для валов. Они воспринимают радиальные и осевые нагрузки, приложенные к валу, и сохраняют заданное положение оси вращения вала. В данном приводе используются шариковые радиальные и радиально-упорные подшипники, которые воспринимают радиальную и осевую нагрузки в зубчатых цилиндрических передачах.

						Лист
						6
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		

1 Кинематический расчет и выбор электродвигателя

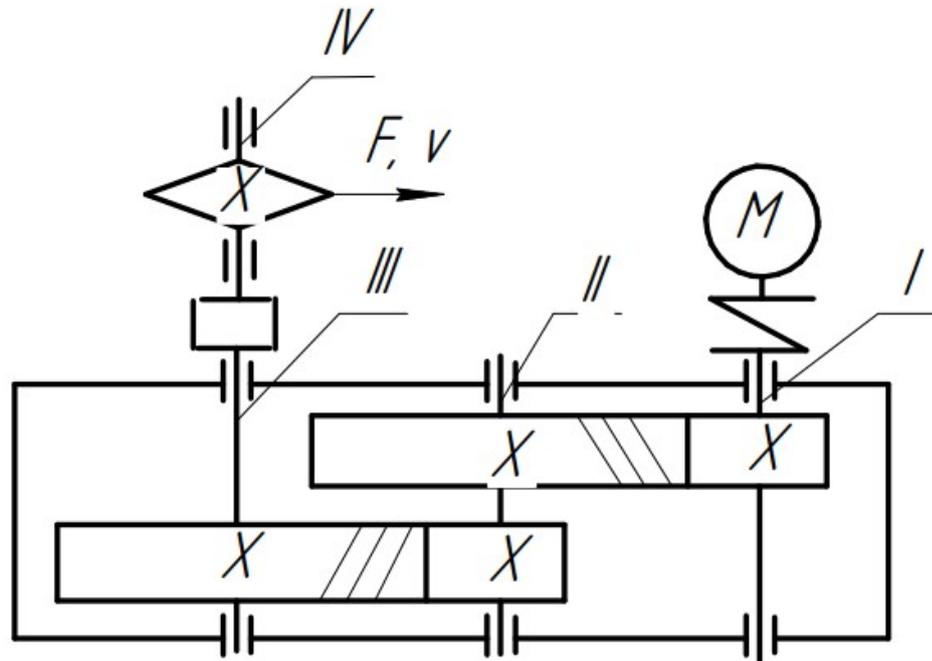


Рисунок 1 – Кинематическая схема привода конвейера

1.1 Выбор электродвигателя.

Для выбора электродвигателя определяют требуемую его мощность и частоту вращения.

Потребляемую мощность (кВт) привода (мощность на выходе) находят по формуле:

$$P_e = \frac{F_i \cdot v}{1000} = \frac{4,5 \cdot 10^3 \cdot 0,4}{1000} = 1,8 \text{ кВт}.$$

Тогда требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{э.тр} = \frac{P_e}{\eta_{общ}},$$

где $\eta_{общ}$ — общий КПД привода.

$$\eta_{общ} = \eta_{цил}^2 \cdot \eta_{муфты}^2 \cdot \eta_{под}^3,$$

где $\eta_{цил}$ — КПД закрытой цилиндрической передачи,

$\eta_{муфты}$ — КПД муфты,

$\eta_{под}$ — КПД одной пары подшипников.

Из [1, стр 7, табл. 1.1] определяем значения КПД:

$$\eta_{цил} = 0,97, \eta_{муфты} = 0,98, \eta_{оп} = 0,99.$$

$$\eta_{общ} = 0,97^2 \cdot 0,98^2 \cdot 0,99^3 = 0,894.$$

Требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{э.тр} = \frac{P_e}{\eta_{общ}} = \frac{1,8}{0,894} = 2,01 \text{ кВт}.$$

По [1, стр 459, табл. 24.9] выбираем электродвигатель АИР112МА 8/709 с номинальной мощностью $P = 2,2 \text{ кВт}$, асинхронной частотой вращения $n_{ex} = 709$ об/мин.

1.2 Определение передаточных чисел и частот вращения.

Частота вращения приводного вала:

$$n_в = \frac{60 \cdot 10^3}{\pi \cdot D_0},$$

где D_0 — делительный диаметр тяговой звёздочки, мм.

$$D_0 = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z}} = \frac{100}{\sin \frac{180}{6}} = 200 \text{ мм.}$$

Тогда частота вращения приводного вала:

$$n_в = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot v}{3,14 \cdot 200} = 38,21 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

Определяем общее передаточное число привода:

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_{\text{вх}}}{n_в} = \frac{709}{38,21} = 18,55.$$

Так как в схеме привода отсутствует цепная или ременная передача, то передаточное число редуктора:

$$u_{\text{ред}} = u_{\text{общ}}$$

Разбиваем передаточное число редуктора, согласно [1, стр 9, табл. 1.3].

Передаточное число тихоходной передачи:

$$u_T = 0,88 \cdot \sqrt{u_{\text{ред}}} = 0,88 \cdot \sqrt{18,55} = 3,79.$$

Передаточное число быстроходной передачи:

$$u_B = \frac{u_{\text{ред}}}{u_T} = \frac{18,55}{3,79} = 4,89.$$

Обозначим частоты вращения валов:

n_1 — частота вращения быстроходного вала;

n_2 — частота вращения промежуточного вала;

n_3 — частота вращения тихоходного вала.

Определяем частоты вращения валов:

$$n_1 = n_{\text{вх}} = 709 \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_B} = \frac{709}{4,89} = 144,81 \frac{\text{об}}{\text{мин}};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_T} = \frac{144,81}{3,79} = 38,21 \frac{\text{об}}{\text{мин}}.$$

2. Определение мощностей и передаваемых крутящих моментов

Обозначим вращающие моменты на валах:

T_B — вращающий момент на приводном валу;

T_1 — вращающий момент на быстроходном валу;

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		8

T_2 — вращающий момент на промежуточном валу;

T_3 — вращающий момент на тихоходном валу.

Определяем вращающие моменты на валах:

Вращающий момент на приводном валу:

$$T_B = \frac{F_t \cdot D_0}{2000} = \frac{4,5 \cdot 10^3 \cdot 200}{2000} = 450 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = \frac{T_B}{\eta_{\text{муфты}} \cdot \eta_{\text{оп}}} = \frac{450}{0,98 \cdot 0,99} = 463,82 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = \frac{T_3}{\eta_{\text{цил}} \cdot u_T} = \frac{463,82}{0,97 \cdot 3,79} = 126,16 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_1 = \frac{T_2}{\eta_{\text{цил}} \cdot u_B} = \frac{126,16}{0,97 \cdot 4,89} = 26,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Мощность на валах:

$$P_{\text{эл}} = 2,01 \text{ кВт};$$

$$P_1 = P_{\text{эл}} \cdot \eta_{\text{под}} \cdot \eta_{\text{м}} = 2,01 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 1,95 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\text{под}}^2 \cdot \eta_{\text{з.н}} = 1,95 \cdot 0,99 = 1,93 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\text{з.н}} \cdot \eta_{\text{под}} = 1,93 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 1,87 \text{ кВт};$$

Таблица 2.1 – Результаты кинематического расчета

Номер вала	I	II	III
P, кВт	1.95	1.93	1.87
n, мин ⁻¹	710	710	128.4
T, Нм	26.6	126.16	463.82

3. Расчет передач

3.1 Расчёт цилиндрической косозубой передачи тихоходной ступени

Выбор твёрдости, термической обработки и материала колёс.

По [1, стр. 12, табл. 2.1] принимаем для изготовления шестерни и колеса сталь 40Х.

Шестерня:

Термообработка: улучшение и объёмная закалка.

Механические характеристики: твёрдость в сердцевине 269...302 HB, на поверхности 44...54 HRC; $\sigma_T = 750$ МПа.

Колесо:

Термообработка: улучшение.

Механические характеристики: твёрдость в сердцевине и на поверхности 235...262 HB; ; $\sigma_T = 640$ МПа.

Присваиваем шестерне индекс 1, а колесу индекс 2.

Определяем среднюю твёрдость:

Для шестерни:

$$HRC_{cp1} = \frac{44 + 54}{2} = 49 = 472 \text{ HB}$$

Для колеса:

$$HB_{cp2} = \frac{235 + 262}{2} = 248,5.$$

3.1.2 Расчёт допускаемых контактных напряжений.

Допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X,$$

где σ_{Hlim} — предел контактной выносливости [1, стр. 13, табл. 2.2].

$$\sigma_{Hlim1} = 17 \cdot HRC + 200 = 17 \cdot 49 + 200 = 1033.$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2 \cdot HB_{cp2} + 70 = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567.$$

S_H — коэффициент запаса прочности. По [1, стр. 13] принимаем для шестерни и колеса $S_H = 1,1$.

Определяем коэффициент долговечности Z_N :

$$Z_N = \sqrt[m]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}},$$

где m — показатель степени: $m = 20$ при $N_{HE} > N_{HG}$; $m = 6$ при $N_{HE} < N_{HG}$

N_{HG} — число циклов, соответствующее перелому кривой усталости:

$$N_{HG} = 30 \cdot HB_{cp}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7.$$

N_{HE} — расчётное число циклов нагружения:

$$N_{HE} = 60 \cdot n_{1,2} \cdot c \cdot \left[\sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 \cdot L_{hi} \right] \cdot L_h,$$

где c — число вхождений в зацепление зуба рассчитываемого колеса за один его оборот (для шестерни и колеса $c = 1$)

					Лист
					10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	

L_h – суммарное время работы передачи.

$$L_h = L_z \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot 24 \cdot K_{сум} = 7 \cdot 365 \cdot 0,85 \cdot 24 \cdot 0,35 = 18243 \text{ часов.}$$

Предварительно рассчитаем значение $\left[\sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 \cdot L_{hi} \right]$:

$$\left[\sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 \cdot L_{hi} \right] = \sum (1,3 \cdot 0,4 + 0,7^3 \cdot 0,6) = 0,606.$$

$$N_{HG1} = 30 \cdot HB_{cp1}^{2,4} = 30 \cdot 472^{2,4} = 78 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

$$N_{HG2} = 30 \cdot HB_{cp2}^{2,4} = 30 \cdot 248^{2,4} = 16 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

$$N_{HE1} = 60 \cdot 144,81 \cdot 1 \cdot 0,606 \cdot 18243 = 96 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

$$N_{HE2} = 60 \cdot 38,21 \cdot 1 \cdot 0,606 \cdot 18243 = 25,3 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{78 \cdot 10^6}{96 \cdot 10^6}} = 0,99.$$

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{16 \cdot 10^6}{25,3 \cdot 10^6}} = 0,977.$$

Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности.

Z_V – коэффициент, учитывающий окружную скорость зубчатой передачи.

Z_L – коэффициент, учитывающий вязкость смазки передачи.

Z_X – коэффициент, учитывающий геометрические размеры передачи.

На начальном этапе при выборе материала невозможно определить коэффициенты Z_R, Z_V, Z_L, Z_X , поэтому стандарт рекомендует принимать

$$Z_R \cdot Z_V \cdot Z_L \cdot Z_X = 0,9.$$

$$[\sigma]_{H1} = \frac{1033}{1,1} \cdot 0,99 \cdot 0,9 = 836,7 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{567}{1,1} \cdot 0,977 \cdot 0,9 = 453,2 \text{ МПа.}$$

Расчётное допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_H = 0,5 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \geq [\sigma]_{Hmin},$$

при выполнении условия:

$$[\sigma]_H \leq 1,25 [\sigma]_{Hmin}.$$

$$[\sigma]_H = 0,5 \cdot (836,7 + 453,2) = 644,95 > 453,2.$$

Проверяем условие:

$$644,95 > 1,25 \cdot 453,2 = 566,5.$$

Так как условие не выполняется, то принимаем $[\sigma]_H = 453,2$.

3.1.3 Расчёт допускаемых напряжений изгиба.

Допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_\delta,$$

где σ_{Flimb} – базовый предел изгибной выносливости материала.

S_F – коэффициент безопасности при действии напряжений изгиба. По [1, стр. 15] принимаем $S_F = 1,7$.

Y_N – коэффициент, учитывающий срок службы.

Y_R – коэффициент, зависящий от шероховатости поверхности зуба. $Y_R = 1$.

Y_X – коэффициент, зависящий от геометрических размеров передачи. $Y_X=1$
 Y_δ – градиент напряжения, определяет чувствительность материала к концентрации напряжения. $Y_\delta=[1, 1 \dots 0, 92]$. Принимаем $Y_\delta=1$.

$$\sigma_{Flimb} = \sigma_{Flimb}^0 \cdot Y_T \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A,$$

где σ_{Flimb}^0 – базовый предел изгибной выносливости при отнулевом цикле изменения напряжения.

Y_T – коэффициент, учитывающий технологию изготовления зубчатого колеса. $Y_T=1$.

Y_Z – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса. $Y_Z=1$.

Y_g – коэффициент, учитывающий как обработана переходная поверхность зуба. $Y_g=1$.

Y_d – коэффициент, учитывающий влияние деформированного упрочнения или электрохимической обработки. $Y_d=1$.

Y_A – коэффициент, учитывающий реверсивность работы передачи. $Y_A=1$.

$$\sigma_{Flimb1}^0 = 550 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{Flimb2}^0 = 1,75 \text{ HB}_{cp} = 1,75 \cdot 248,5 = 435 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{Flimb1} = 550 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 550 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{Flimb2} = 435 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 435 \text{ МПа}.$$

$$Y_N = \sqrt[q]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}},$$

$$1 \leq Y_N < 1,8.$$

где q – показатель кривой усталости. $q=6$ – при $HB < 350$. $q=9$ – при $HB > 350$.

N_{FG} – число циклов, соответствующее перелому кривой усталости.

$$N_{FG} = 4 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

$$N_{FE(1,2)} = 60 \cdot c \cdot n_{1,2} \cdot \left[\sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^6 \cdot L_{hi} \right] \cdot L_h.$$

Предварительно рассчитаем значение $\left[\sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^6 \cdot L_{hi} \right]$:

$$\left[\sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^6 \cdot L_{hi} \right] = \sum (1 \cdot 0,6 \cdot 0,4 + 0,7^6 \cdot 0,6) = 0,47.$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot 1 \cdot 144,38 \cdot 0,47 \cdot 18243 = 74,28 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 1 \cdot 38,21 \cdot 0,47 \cdot 18243 = 19,65 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

$$Y_{N1} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{74,28 \cdot 10^6}} = 0,719.$$

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{19,65 \cdot 10^6}} = 0,767.$$

Принимаем $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$.

$$[\sigma]_{F1} = \frac{550}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 323,53 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{435}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 255,9 \text{ МПа}.$$

3.1.4 Проектный расчёт

Межосевое расстояние:

$$a_w = K_a \cdot (u_T + 1) \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_{H\beta}}{u_T^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma]_H^2}},$$

где K_a – расчётный коэффициент. Для косозубых передач $K_a = 430$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. Его можно определить с помощью графиков. Принимаем $K_{H\beta} = 1,04$.

ψ_{ba} – коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию принимают в зависимости от расположения колёс относительно опор. По [1, стр. 18] при несимметричном расположении $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,4$. Принимаем $\psi_{ba} = 0,25$.

$$a_w = 430 \cdot (3,79 + 1) \sqrt[3]{\frac{463,82 \cdot 1,04}{3,79^2 \cdot 0,25 \cdot 453,2^2}} = 179,2 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2185-66 принимаем $a_w = 180 \text{ мм}$.

Модуль передачи:

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 180 = 1,8 \dots 3,6.$$

По ГОСТ 9563-60 принимаем $m = 3$.

Ширина колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 180 = 45 \text{ мм.}$$

Ширина шестерни:

$$b_1 = b_2 + 5 = 45 + 5 = 50 \text{ мм.}$$

Минимальный угол наклона зубьев косозубых колёс:

$$\beta_{min} = \arcsin\left(\frac{4m}{b_2}\right) = \arcsin\left(\frac{4 \cdot 3}{45}\right) = 15,46^\circ.$$

Суммарное число зубьев:

$$z_\Sigma = \frac{2a_w \cos \beta_{min}}{m} = \frac{2 \cdot 180 \cdot \cos 15,46^\circ}{3} = 115,68.$$

Полученное значение округляют в меньшую сторону до целого значения.

Принимаем $z_\Sigma = 115$.

Действительное значение угла β наклона зуба:

$$\beta = \arccos\left(\frac{z_\Sigma \cdot m}{2a_w}\right) = \arccos\left(\frac{115 \cdot 3}{2 \cdot 180}\right) = 16,6^\circ.$$

Число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{z_\Sigma}{u_T + 1} = \frac{115}{3,79 + 1} = 24.$$

Число зубьев колеса:

$$z_2 = z_\Sigma - z_1 = 115 - 24 = 91.$$

Фактическое передаточное число:

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{91}{24} = 3,7916.$$

Фактическое передаточное число не должно отличаться от номинального более чем на 4%.

Проверяем отклонение от номинального передаточного числа:

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	13

$$\frac{|3,79 - 3,7916|}{3,79} \cdot 100\% = 0,042\% < 4\%.$$

Делительный диаметр шестерни:

$$d_1 = \frac{z_1 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{24 \cdot 3}{\cos 16,6^\circ} = 75,13 \text{ мм.}$$

Делительный диаметр колеса:

$$d_2 = \frac{z_2 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{91 \cdot 3}{\cos 16,6^\circ} = 284,87 \text{ мм.}$$

Проверяем межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{75,13 + 284,87}{2} = 180 \text{ мм.}$$

Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 75,13 + 2 \cdot 3 = 81,13 \text{ мм.}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 284,87 + 2 \cdot 3 = 290,87 \text{ мм.}$$

Диаметры впадин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 75,13 - 2,5 \cdot 3 = 67,63 \text{ мм.}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 284,87 - 2,5 \cdot 3 = 277,37 \text{ мм.}$$

Окружная скорость колёс:

$$v = \frac{\pi d_1 n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 75,13 \cdot 144,81}{60 \cdot 10^3} = 0,57 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

По [1, стр.18, табл. 2.5] принимаем степень точности $n=9$.

3.1.5 Силы в зацеплении

Окружная сила:

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_3}{d_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 463,82}{284,87} = 3256,36 \text{ Н.}$$

Радиальная сила:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{3256,36 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 16,6^\circ} = 1237,3 \text{ Н.}$$

Осевая сила:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 3256,36 \cdot \operatorname{tg} 16,6^\circ = 970,76 \text{ Н.}$$

3.1.6 Проверочный расчёт по контактным напряжениям и напряжениям изгиба

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u_\phi + 1)}{d_1 \cdot b_2 \cdot u_\phi}},$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес $\text{МПа}^{1/2}$. Для стальных колес $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$.

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления. Для косозубых цилиндрических передач:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_t}},$$

где α_t – делительный угол профиля в торцевом сечении:

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат					14

$$\alpha_i = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} \right);$$

β_b – основной угол наклона зубьев:

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos 20^\circ);$$

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. Для косозубых передач:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}},$$

где ε_α – коэффициент торцевого перекрытия:

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

K_H – коэффициент нагрузки в расчётах на контактную прочность:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{Ha} \cdot K_v,$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. $K_{H\beta} = 1,04$.

K_{Ha} – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. По [2, стр. 20, табл.9] принимаем $K_{Ha} = 1,1$.

K_v – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении. По [2, стр. 18, табл.7] принимаем $K_v = 1,02$.

$$\beta_b = \arcsin(\sin 16,6^\circ \cdot \cos 20^\circ) = 15,57^\circ;$$

$$\alpha_i = \arctg \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 16,6^\circ} \right) = 20,8^\circ;$$

$$Z_H = \frac{1}{\cos 20,8^\circ} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos 15,57^\circ}{\operatorname{tg} 20,8^\circ}} = 2,41;$$

$$\varepsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{24} + \frac{1}{91} \right) \right] \cdot \cos 16,6^\circ = 1,64;$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{1,64}} = 0,78;$$

$$K_H = 1,04 \cdot 1,1 \cdot 1,02 = 1,167;$$

$$\sigma_H = 190 \cdot 2,41 \cdot 0,78 \cdot \sqrt{\frac{3256,36 \cdot 1,167 \cdot (3,79 + 1)}{75,13 \cdot 45 \cdot 3,79}} = 425 < [\sigma]_H = 453 \text{ МПа}.$$

Определяем недогрузку:

$$\frac{|\sigma_H - [\sigma]_H|}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{|425 - 453|}{453} \cdot 100\% = 6,18\% \text{ (недогрузка)}.$$

Допускаются отклонения +5% (перегрузка) и -15% (недогрузка). Условие прочности по контактным напряжениям выполняется.

Проверка зубьев по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_t}{b_2 \cdot m} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon \leq [\sigma]_F,$$

где K_F – коэффициент нагрузки:

$$K_F = K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{Fa};$$

где K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении. По [2, стр. 22 табл. 10] принимаем $K_{Fv} = 1,04$.

					Лист
					15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий:

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5(K_{H\beta} - 1) = 1 + 1,5(1,04 - 1) = 1,06;$$

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями. По ГОСТ 21354–87 принимают $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,1$.

$$K_F = 1,04 \cdot 1,06 \cdot 1,1 = 1,21.$$

Y_{FS2} – коэффициент, учитывающий форму зуба колеса. По [1, стр. 25, табл. 2.10] принимаем $Y_{FS2} = 3,59$.

Y_β – коэффициент, учитывающий наклон зуба. Для косозубых колёс:

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta}{120} \geq 0,7;$$

$$Y_\beta = 1 - \frac{16,6}{120} = 0,861 > 0,7.$$

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев. Для косозубых колёс:

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{\varepsilon_\alpha} = \frac{1}{1,64} = 0,61.$$

$$\sigma_{F2} = \frac{1,21 \cdot 3256,36}{45 \cdot 3} \cdot 3,59 \cdot 0,861 \cdot 0,61 = 55 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 255,9.$$

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} \cdot Y_{FS1}}{Y_{FS2}},$$

где Y_{FS1} – коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни. По [1, стр. 25, табл. 2.10] принимаем $Y_{FS1} = 3,91$.

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} \cdot Y_{FS1}}{Y_{FS2}} = \frac{55 \cdot 3,91}{3,59} = 59,9 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 323,53.$$

Условие прочности по напряжениям изгиба для шестерни и колеса выполняется.

3.1.7 Проверочный расчёт на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки

Расчёт по контактным напряжениям.

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя контактное напряжение σ_{Hmax} не должно превышать допускаемое напряжение $[\sigma]_{Hmax}$:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{пер}} \leq [\sigma]_{Hmax},$$

где $K_{пер}$ – коэффициент перегрузки:

$$K_{пер} = \frac{T_{пик}}{T_{max}};$$

σ_H – контактное напряжение при действии номинального момента T .

$$[\sigma]_{Hmax} = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 640 = 1792 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{пик}}{T_{max}}} = 425 \cdot \sqrt{\frac{1,4 T_{max}}{T_{max}}} = 502,86 \text{ МПа} < 1792 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

Расчёт по напряжениям изгиба.

Для предотвращения остаточных деформаций и хрупкого разрушения зубьев напряжение σ_{Fmax} изгиба при действии пикового момента не должно превышать допускаемое $[\sigma]_{Fmax}$:

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	16

$$\sigma_{Fmax(1,2)} = \sigma_{F(1,2)} \cdot K_{nep} \leq [\sigma]_{Fmax(1,2)},$$

где σ_F – напряжение изгиба, вычисленное при расчётах на сопротивление усталости.

Проверка должна выполняться для зубьев колеса и шестерни в отдельности.

Для шестерни:

$$[\sigma]_{Fmax1} = 0,6 \sigma_{ep} = 0,6 \cdot 750 = 450 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot K_{nep} = 59,9 \cdot \frac{1,4 T_{max}}{T_{max}} = 83,86 \text{ МПа} < 450 \text{ МПа}.$$

Для колеса:

$$[\sigma]_{Fmax2} = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 640 = 512 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot K_{nep} = 55 \cdot \frac{1,4 T_{max}}{T_{max}} = 77 \text{ МПа} < 512 \text{ МПа}.$$

Условие прочности для шестерни и колеса выполняется.

3.2 Расчёт цилиндрической косозубой передачи быстроходной ступени

3.2.1 Выбор твёрдости, термической обработки и материала колёс.

По [1, стр. 12, табл. 2.1] принимаем для изготовления шестерни и колеса сталь 40Х.

Шестерня:

Термообработка: улучшение и объёмная закалка.

Механические характеристики: твёрдость в сердцевине 269 ... 302 *НВ*, на поверхности 44 ... 54 *HRC*; $\sigma_T = 750 \text{ МПа}$.

Колесо:

Термообработка: улучшение.

Механические характеристики: твёрдость в сердцевине и на поверхности 235 ... 262 *НВ*; ; $\sigma_T = 640 \text{ МПа}$.

Присваиваем шестерне индекс 1, а колесу индекс 2.

Определяем среднюю твёрдость:

Для шестерни:

$$HRC_{cp1} = \frac{44+54}{2} = 49 = 472 \text{ НВ}.$$

Для колеса:

$$HB_{cp2} = \frac{235+262}{2} = 248,5.$$

3.2.2 Расчёт допускаемых контактных напряжений.

Допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{Hlim}}{S_H} \cdot Z_N \cdot Z_R \cdot Z_v \cdot Z_L \cdot Z_X,$$

где σ_{Hlim} — предел контактной выносливости [1, стр. 13, табл 2.2].

$$\sigma_{Hlim1} = 17 \cdot HRC + 200 = 17 \cdot 49 + 200 = 1033.$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2 \cdot HB_{cp2} + 70 = 2 \cdot 248,5 + 70 = 567.$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат
------	------	----------	---------	-----

S_H – коэффициент запаса прочности. По [1, стр. 13] принимаем для шестерни и колеса $S_H=1,1$.

Определяем коэффициент долговечности Z_N :

$$Z_N = \sqrt[m]{\frac{N_{HG}}{N_{HE}}},$$

где m – показатель степени: $m=20$ при $N_{HE} > N_{HG}$; $m=6$ при $N_{HE} < N_{HG}$

N_{HG} – число циклов, соответствующее перелому кривой усталости:

$$N_{HG} = 30 \cdot HB_{cp}^{2,4} \leq 12 \cdot 10^7.$$

N_{HE} – расчётное число циклов нагружения:

$$N_{HE} = 60 \cdot n_{1,2} \cdot c \cdot \left[\sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 \cdot L_{hi} \right] \cdot L_h,$$

где c – число вхождений в зацепление зуба рассчитываемого колеса за один его оборот (для шестерни и колеса $c=1$).

L_h – суммарное время работы передачи.

$$L_h = L_z \cdot 365 \cdot K_{год} \cdot 24 \cdot K_{сум} = 7 \cdot 365 \cdot 0,85 \cdot 24 \cdot 0,35 = 18243 \text{ часов}.$$

Предварительно рассчитаем значение $\left[\sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 \cdot L_{hi} \right]$:

$$\left[\sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^3 \cdot L_{hi} \right] = \sum (1 \cdot 3 \cdot 0,4 + 0,7^3 \cdot 0,6) = 0,606.$$

$$N_{HG1} = 30 \cdot HB_{cp1}^{2,4} = 30 \cdot 472^{2,4} = 78 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

$$N_{HG2} = 30 \cdot HB_{cp2}^{2,4} = 30 \cdot 248,5^{2,4} = 16 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

$$N_{HE1} = 60 \cdot 709 \cdot 1 \cdot 0,606 \cdot 18243 = 470,29 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

$$N_{HE2} = 60 \cdot 144,81 \cdot 1 \cdot 0,606 \cdot 18243 = 96 \cdot 10^6 \text{ циклов}.$$

$$Z_{N1} = \sqrt[20]{\frac{78 \cdot 10^6}{470,29 \cdot 10^6}} = 0,914.$$

$$Z_{N2} = \sqrt[20]{\frac{16 \cdot 10^6}{96 \cdot 10^6}} = 0,914.$$

Z_R – коэффициент, учитывающий шероховатость поверхности.

Z_V – коэффициент, учитывающий окружную скорость зубчатой передачи.

Z_L – коэффициент, учитывающий вязкость смазки передачи.

Z_X – коэффициент, учитывающий геометрические размеры передачи.

На начальном этапе при выборе материала невозможно определить коэффициенты Z_R, Z_V, Z_L, Z_X , поэтому стандарт рекомендует принимать $Z_R \cdot Z_V \cdot Z_L \cdot Z_X = 0,9$.

$$[\sigma]_{H1} = \frac{1033}{1,1} \cdot 0,914 \cdot 0,9 = 772,5 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma]_{H2} = \frac{567}{1,1} \cdot 0,914 \cdot 0,9 = 401,7 \text{ МПа}.$$

Расчётное допускаемое контактное напряжение:

$$[\sigma]_H = 0,5 \cdot ([\sigma]_{H1} + [\sigma]_{H2}) \geq [\sigma]_{Hmin},$$

при выполнении условия:

$$[\sigma]_H \leq 1,25 [\sigma]_{Hmin}.$$

$$[\sigma]_H = 0,5 \cdot (772,5 + 401,7) = 587,1 \text{ МПа} > 401,7 \text{ МПа}.$$

Проверяем условие:

$$587,1 > 1,25 \cdot 401,7 = 502,125 \text{ МПа}.$$

Так как условие не выполняется, то принимаем $[\sigma]_H = 401,7 \text{ МПа}$.

3.2.3 Расчёт допускаемых напряжений изгиба.

Допускаемое напряжение изгиба:

$$[\sigma]_F = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} \cdot Y_N \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_\delta,$$

где σ_{Flimb} – базовый предел изгибной выносливости материала.

S_F – коэффициент безопасности при действии напряжений изгиба. По [1, стр. 15] принимаем $S_F = 1,7$.

Y_N – коэффициент, учитывающий срок службы.

Y_R – коэффициент, зависящий от шероховатости поверхности зуба. $Y_R = 1$.

Y_X – коэффициент, зависящий от геометрических размеров передачи. $Y_X = 1$

Y_δ – коэффициент, определяет чувствительность материала к концентрации напряжения. $Y_\delta = [1, 1 \dots 0, 92]$. Принимаем $Y_\delta = 1$.

$$\sigma_{Flimb} = \sigma_{Flimb}^0 \cdot Y_T \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d \cdot Y_A,$$

где σ_{Flimb}^0 – базовый предел изгибной выносливости при отнулевом цикле изменения напряжения.

Y_T – коэффициент, учитывающий технологию изготовления зубчатого колеса. $Y_T = 1$.

Y_Z – коэффициент, учитывающий способ получения заготовки зубчатого колеса. $Y_Z = 1$.

Y_g – коэффициент, учитывающий как обработана переходная поверхность зуба. $Y_g = 1$.

Y_d – коэффициент, учитывающий влияние деформированного упрочнения или электрохимической обработки. $Y_d = 1$.

Y_A – коэффициент, учитывающий реверсивность работы передачи. $Y_A = 1$.

$$\sigma_{Flimb1}^0 = 550 \text{ МПа},$$

$$\sigma_{Flimb2}^0 = 1,75 \text{ HB}_{cp} = 1,75 \cdot 248,5 = 435 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{Flimb1} = 550 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 550 \text{ МПа}.$$

$$\sigma_{Flimb2} = 435 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 435 \text{ МПа}.$$

$$Y_N = \sqrt[q]{\frac{N_{FG}}{N_{FE}}},$$

$$1 \leq Y_N < 1,8.$$

где q – показатель кривой усталости. $q = 6$ – при $HB < 350$. $q = 9$ – при $HB > 350$.

N_{FG} – число циклов, соответствующее перелому кривой усталости.

$N_{FG} = 4 \cdot 10^6$ циклов.

$$N_{FE(1,2)} = 60 \cdot c \cdot n_{1,2} \cdot \left[\sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^6 \cdot L_{hi} \right] \cdot L_h.$$

Предварительно рассчитаем значение $\left[\sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^6 \cdot L_{hi} \right]$:

$$\left[\sum \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^6 \cdot L_{hi} \right] = \sum (1,1 \cdot 6 \cdot 0,4 + 0,7^6 \cdot 0,6) = 0,47 \cdot \dot{\iota}$$

$$N_{FE1} = 60 \cdot 1 \cdot 709 \cdot 0,47 \cdot 18243 = 346,75 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

$$N_{FE2} = 60 \cdot 1 \cdot 144,38 \cdot 0,47 \cdot 18243 = 74,28 \cdot 10^6 \text{ циклов.}$$

$$Y_{N1} = \sqrt[9]{\frac{4 \cdot 10^6}{346,75 \cdot 10^6}} = 0,609.$$

$$Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{74,28 \cdot 10^6}} = 0,614.$$

Принимаем $Y_{N1} = Y_{N2} = 1$.

$$[\sigma]_{F1} = \frac{550}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 323,53 \text{ МПа.}$$

$$[\sigma]_{F2} = \frac{435}{1,7} \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 = 255,9 \text{ МПа.}$$

3.2.4 Проектный расчёт

Межосевое расстояние:

$$a_w = K_a \cdot (u_B + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{u_B^2 \cdot \psi_{ba} \cdot [\sigma]_H^2}},$$

где K_a – расчётный коэффициент. Для косозубых передач $K_a = 430$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. Его можно определить с помощью графиков.

Принимаем $K_{H\beta} = 1,1$.

ψ_{ba} – коэффициент ширины венца по межосевому расстоянию принимают в зависимости от расположения колёс относительно опор. По [1, стр. 18] при несимметричном расположении $\psi_{ba} = 0,25 \dots 0,4$. Принимаем $\psi_{ba} = 0,25$.

$$a_w = 430 \cdot (4,89 + 1) \sqrt[3]{\frac{126,16 \cdot 1,1}{4,89^2 \cdot 0,25 \cdot 401,7^2}} = 132,71 \text{ мм.}$$

По ГОСТ 2185-66 принимаем $a_w = 140 \text{ мм}$.

Модуль передачи:

$$m = (0,01 \dots 0,02) a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 140 = 1,4 \dots 2,8.$$

По ГОСТ 9563-60 принимаем $m = 2,5$.

Ширина колеса:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,25 \cdot 140 = 35 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_2 = 36 \text{ мм}$.

Ширина шестерни:

$$b_1 = b_2 + 5 = 36 + 5 = 41 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_1 = 42 \text{ мм}$.

Минимальный угол наклона зубьев косозубых колёс:

$$\beta_{min} = \arcsin \left(\frac{4m}{b_2} \right) = \arcsin \left(\frac{4 \cdot 2,5}{36} \right) = 16,12^\circ.$$

									Лист
									20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат					

Суммарное число зубьев:

$$z_{\Sigma} = \frac{2 a_w \cos \beta_{min}}{m} = \frac{2 \cdot 140 \cdot \cos 16,12^{\circ}}{2,5} = 107,59.$$

Полученное значение округляют в меньшую сторону до целого значения.

Принимаем $z_{\Sigma} = 107$.

Действительное значение угла β наклона зуба:

$$\beta = \arccos\left(\frac{z_{\Sigma} \cdot m}{2 a_w}\right) = \arccos\left(\frac{107 \cdot 2,5}{2 \cdot 140}\right) = 17,18^{\circ}.$$

Число зубьев шестерни:

$$z_1 = \frac{z_{\Sigma}}{u_B + 1} = \frac{107}{4,89 + 1} = 18,16.$$

Принимаем $z_1 = 18$.

Число зубьев колеса:

$$z_2 = z_{\Sigma} - z_1 = 107 - 18 = 89.$$

Фактическое передаточное число:

$$u_{\phi} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{89}{18} = 4,94.$$

Фактическое передаточное число не должно отличаться от номинального более чем на 4%.

Проверяем отклонение от номинального передаточного числа:

$$\frac{|4,89 - 4,94|}{4,89} \cdot 100\% = 1,022\% < 4\%.$$

Делительный диаметр шестерни :

$$d_2 = \frac{z_1 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{18 \cdot 2,5}{\cos 17,18^{\circ}} = 47,1 \text{ мм}.$$

Делительный диаметр колеса:

$$d_2 = \frac{z_2 \cdot m}{\cos \beta} = \frac{89 \cdot 2,5}{\cos 17,18^{\circ}} = 232,9 \text{ мм}.$$

Проверяем межосевое расстояние:

$$a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{47,1 + 232,9}{2} = 140 \text{ мм}.$$

Диаметры вершин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 47,1 + 2 \cdot 2,5 = 52,1 \text{ мм}.$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 232,9 + 2 \cdot 2,5 = 237,9 \text{ мм}.$$

Диаметры впадин зубьев шестерни и колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2,5m = 47,1 - 2,5 \cdot 2,5 = 40,85 \text{ мм}.$$

$$d_{f2} = d_2 - 2,5m = 232,9 - 2,5 \cdot 2,5 = 226,65 \text{ мм}.$$

Окружная скорость колёс:

$$v = \frac{\pi d_1 n_2}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 47,1 \cdot 709}{60 \cdot 10^3} = 1,748 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

По [1, стр.18, табл. 2.5] принимаем степень точности $n = 9$.

3.2.5 Силы в зацеплении

Окружная сила:

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	21

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_3}{d_2} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 126,16}{232,9} = 1083,38 \text{ Н.}$$

Радиальная сила:

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta} = \frac{1083,38 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 17,18^\circ} = 412,73 \text{ Н.}$$

Осевая сила:

$$F_a = F_t \operatorname{tg} \beta = 1083,38 \cdot \operatorname{tg} 17,18^\circ = 335 \text{ Н.}$$

3.2.6 Проверочный расчёт по контактным напряжениям и напряжениям изгиба

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u_\phi + 1)}{d_1 \cdot b_2 \cdot u_\phi}},$$

где Z_E – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных зубчатых колес $\text{МПа}^{1/2}$. Для стальных колес $Z_E = 190 \text{ МПа}^{1/2}$.

Z_H – коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев в полюсе зацепления. Для косозубых цилиндрических передач:

$$Z_H = \frac{1}{\cos \alpha_t} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos \beta_b}{\operatorname{tg} \alpha_t}},$$

где α_t – делительный угол профиля в торцевом сечении:

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos \beta} \right);$$

β_b – основной угол наклона зубьев:

$$\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos 20^\circ);$$

Z_ε – коэффициент, учитывающий суммарную длину контактных линий. Для косозубых передач:

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}},$$

где ε_α – коэффициент торцевого перекрытия:

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

K_H – коэффициент нагрузки в расчётах на контактную прочность:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{Ha} \cdot K_v,$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий. $K_{H\beta} = 1,1$.

K_{Ha} – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

По [2, стр. 20, табл.9] принимаем $K_{Ha} = 1,1$.

K_v – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении. По [2, стр. 18, табл.7] принимаем $K_v = 1,02$.

$$\beta_b = \arcsin(\sin 17,18^\circ \cdot \cos 20^\circ) = 16,11^\circ;$$

$$\alpha_t = \operatorname{arctg} \left(\frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 17,18^\circ} \right) = 20,85^\circ;$$

$$Z_H = \frac{1}{\cos 20,85^\circ} \cdot \sqrt{\frac{2 \cos 16,11^\circ}{\operatorname{tg} 20,85^\circ}} = 2,4;$$

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	22

$$\varepsilon_{\alpha} = \left[1,88 - 3,2 \left(\frac{1}{18} + \frac{1}{89} \right) \right] \cdot \cos 17,18^{\circ} = 1,59;$$

$$Z_{\varepsilon} = \sqrt{\frac{1}{1,59}} = 0,793;$$

$$K_H = 1,1 \cdot 1,1 \cdot 1,02 = 1,234;$$

$$\sigma_H = 190 \cdot 2,4 \cdot 0,793 \cdot \sqrt{\frac{1083,38 \cdot 1,234 \cdot (4,94 + 1)}{47,1 \cdot 36 \cdot 4,94}} = 352,1 \text{ МПа} < [\sigma]_H$$

Определяем недогрузку:

$$\frac{|\sigma_H - [\sigma]_H|}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{|352,1 - 401,7|}{401,7} \cdot 100\% = 12,34\% \text{ (недогрузка)}.$$

Допускаются отклонения +5% (перегрузка) и -15% (недогрузка). Условие прочности по контактным напряжениям выполняется.

Проверка зубьев по напряжениям изгиба:

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_t}{b_2 \cdot m} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_{\beta} \cdot Y_{\varepsilon} \leq [\sigma]_F,$$

где K_F – коэффициент нагрузки:

$$K_F = K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha};$$

где K_{Fv} – коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении. По [2, стр. 22 табл. 10] принимаем $K_{Fv} = 1,04$.

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий:

$$K_{F\beta} = 1 + 1,5(K_{H\beta} - 1) = 1 + 1,5(1,1 - 1) = 1,15;$$

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий распределение нагрузки между зубьями.

По ГОСТ 21354–87 принимают $K_{F\alpha} = K_{H\alpha} = 1,1$.

$$K_F = 1,04 \cdot 1,15 \cdot 1,1 = 1,315.$$

Y_{FS2} – коэффициент, учитывающий форму зуба колеса. По [1, стр. 25, табл. 2.10] принимаем $Y_{FS2} = 3,59$.

Y_{β} – коэффициент, учитывающий наклон зуба. Для косозубых колёс:

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{\beta}{120} \geq 0,7;$$

$$Y_{\beta} = 1 - \frac{17,18}{120} = 0,857 > 0,7.$$

Y_{ε} – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев. Для косозубых колёс:

$$Y_{\varepsilon} = \frac{1}{\varepsilon_{\alpha}} = \frac{1}{1,59} = 0,629.$$

$$\sigma_{F2} = \frac{1,315 \cdot 1083,38}{36 \cdot 2,5} \cdot 3,59 \cdot 0,857 \cdot 0,629 = 30,63 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 255,9.$$

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} \cdot Y_{FS1}}{Y_{FS2}},$$

где Y_{FS1} – коэффициент, учитывающий форму зуба шестерни. По [1, стр. 25, табл. 2.10] принимаем $Y_{FS1} = 4,08$.

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} \cdot Y_{FS1}}{Y_{FS2}} = \frac{30,63 \cdot 4,08}{3,59} = 34,81 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 323,53.$$

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	23

Условие прочности по напряжениям изгиба для шестерни и колеса выполняется

3.2.7 Проверочный расчёт на прочность зубьев при действии пиковой нагрузки

Расчёт по контактными напряжениям.

Для предотвращения остаточных деформаций или хрупкого разрушения поверхностного слоя контактное напряжение σ_{Hmax} не должно превышать допускаемое напряжение $[\sigma]_{Hmax}$:

$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{K_{nep}} \leq [\sigma]_{Hmax},$$

где K_{nep} – коэффициент перегрузки:

$$K_{nep} = \frac{T_{мик}}{T_{max}};$$

σ_H – контактное напряжение при действии номинального момента T .

$$[\sigma]_{Hmax} = 2,8 \sigma_T = 2,8 \cdot 640 = 1792 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{Hmax} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{мик}}{T_{max}}} = 352,1 \cdot \sqrt{\frac{1,4 T_{max}}{T_{max}}} = 416,6 \text{ МПа} < 1792 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

Расчёт по напряжениям изгиба.

Для предотвращения остаточных деформаций и хрупкого разрушения зубьев напряжение σ_{Fmax} изгиба при действии пикового момента не должно превышать допускаемое $[\sigma]_{Fmax}$:

$$\sigma_{Fmax(1,2)} = \sigma_{F(1,2)} \cdot K_{nep} \leq [\sigma]_{Fmax(1,2)},$$

где σ_F – напряжение изгиба, вычисленное при расчётах на сопротивление усталости.

Проверка должна выполняться для зубьев колеса и шестерни в отдельности.

Для шестерни:

$$[\sigma]_{Fmax1} = 0,6 \sigma_{\sigma p} = 0,6 \cdot 750 = 450 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{Fmax1} = \sigma_{F1} \cdot K_{nep} = 34,81 \cdot \frac{1,4 T_{max}}{T_{max}} = 48,73 \text{ МПа} < 450 \text{ МПа}.$$

Для колеса:

$$[\sigma]_{Fmax2} = 0,8 \sigma_T = 0,8 \cdot 640 = 512 \text{ МПа};$$
$$\sigma_{Fmax2} = \sigma_{F2} \cdot K_{nep} = 30,63 \cdot \frac{1,4 T_{max}}{T_{max}} = 42,88 \text{ МПа} < 512 \text{ МПа}.$$

Условие прочности для шестерни и колеса выполняется.

4. Расчет валов

4.1 Проектный расчет валов

Быстроходный вал.

Определяем диаметр выходного конца вала:

$$d_1 \geq (7 \dots 8) \sqrt[3]{T_1} \geq (7 \dots 8) \sqrt[3]{26,6} \geq 20,89 \dots 23,88 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_B = 25 \text{ мм.}$

Ступень под подшипник:

$$d_{II} \geq d_1 + 2t_{цвл},$$

где $t_{цвл}$ – высота заплечика. По [1, стр. 46] принимаем $t_{цвл} = 3,5$.

$$d_{II} \geq 25 + 2 \cdot 3,5 = 32 \text{ мм.}$$

Принимаем диаметр заплечиков $d_a^i = 35 \text{ мм.}$

Как правило, шестерня выполняется заодно с валом. Решение принимается исходя из условий:

1) Шестерня выполняется заодно с валом (вал-шестерня) при:

$$d_{f1} < 1,6d_{II},$$

где d_{a1} – диаметр вершин зубьев шестерни, $d_{f1} = 41 \text{ мм.}$

									Лист
									25
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат					

2) Шестерня выполняется отдельно от вала (насадная шестерня) при:

$$d_{f1} > 1,6 d_{II} \\ 1,6 d_{II} = 1,6 \cdot 30 = 48;$$

таким образом:

$$d_{f1} < 2 d_{II}.$$

Принимаем конструктивное исполнение шестерни заодно с валом.

Промежуточный вал.

Определяем диаметр под колесо и шестерню:

$$d_K \geq (6 \dots 7) \sqrt[3]{T_1} \geq (6 \dots 7) \sqrt[3]{126,16} \geq 30 \dots 35 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_K = 35 \text{ мм}$.

Ступень под подшипник:

$$d_{II} \geq d_K - 3r,$$

где r – координата фаски. По [1, стр. 46] принимаем $r = 2,5$.

$$d_{II} \geq 35 - 3 \cdot 2,5 = 27,5 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 8338-75 принимаем ступень под подшипник $d_{II} = 30 \text{ мм}$

Диаметр заплечика между шестерней и колесом (По [1, стр.45-46]):

$$d_{BK} = d_K + 3f = 35 + 3 \cdot 1,2 = 38,6 \text{ мм},$$

где f – размер фаски колеса.

Принимаем $d_{BK} = 38 \text{ мм}$.

Как правило, шестерня выполняется заодно с валом. Решение принимается исходя из условий:

1) Шестерня выполняется заодно с валом (вал-шестерня) при:

$$d_{f1} < 1,6 d_{II},$$

где d_{a1} – диаметр вершин зубьев шестерни, $d_{f1} = 67,63 \text{ мм}$.

2) Шестерня выполняется отдельно от вала (насадная шестерня) при:

$$d_{f1} > 1,6 d_{II} \\ 1,6 d_{II} = 1,6 \cdot 30 = 48;$$

таким образом:

$$d_{f1} > 1,6 d_{II}.$$

Принимаем конструктивное исполнение шестерни отдельно от вала.

Тихоходный вал.

Определяем диаметр выходной ступени:

$$d_1 \geq (5 \dots 6) \sqrt[3]{T_1} \geq (5 \dots 6) \sqrt[3]{463,82} \geq 38,7 \dots 46,44 \text{ мм}.$$

Принимаем $d_1 = 48 \text{ мм}$.

Ступень под подшипник:

$$d_{II} \geq d_1 + 2t_{цвл},$$

По [1, стр. 46] принимаем $t_{цвл} = 4$.

$$d_{II} \geq 48 + 2 \cdot 4 = 56 \text{ мм}.$$

По ГОСТ 8338-75 принимаем ступень под подшипник $d_{II} = 55 \text{ мм}$.

По ГОСТ 20226-82 диаметр заплечиков под данные подшипники:

$$d_a^i = 62 \dots 65 \text{ мм}.$$

Принимаем диаметр заплечиков $d_a^i = 65 \text{ мм}$.

Диаметр заплечиков равен диаметру вала для посадки колеса.

Упорная ступень:

					Лист
					26
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	

$$d_{\text{БП}} = d_a^i + 3 \cdot f,$$

где f – размер фаски колеса. По [1, стр. 46] принимаем $f = 2$.

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

Из указанного выше расчета определяем диаметры шеек валов под подшипники качения.

$$d_1 = 35 \text{ мм}$$

$$d_2 = 30 \text{ мм}$$

$$d_3 = 55 \text{ мм}$$

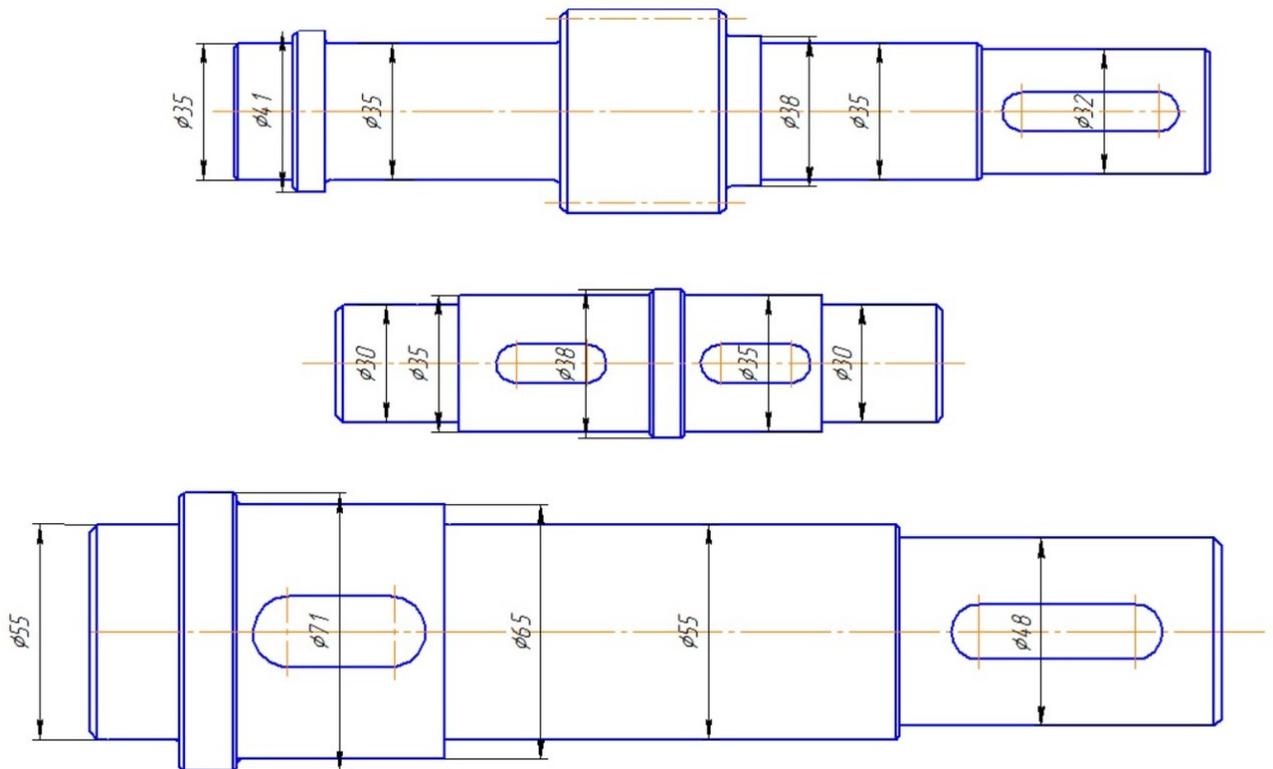


Рисунок 4.1 – Эскизы валов редуктора

5. Подбор и проверочный расчет муфт

Быстроходный вал должен соединиться с валом электродвигателя через муфту. Диаметр вала электродвигателя 4А112МА8У3 $d_{\text{в.д}}=32 \text{ мм}$. Диаметр конца быстроходного вала $d_1=20 \text{ мм}$.

Крутящий момент, который действует на быстроходный вал:

$$T_1 = 26,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По ГОСТ 21424-93 выбираем муфту упругую втулочно-пальцевую с учётом диаметра быстроходного вала с допустимым крутящим моментом $125 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

Параметры муфты:

Диаметр окружности расположения пальцев:

$$D_0 = 84 \text{ мм}.$$

Число пальцев:

$$Z = 4.$$

Длина отверстия:

$$l_{\text{оте}} = 42 \text{ мм}.$$

Габаритные размеры. Полная длина:

$$L = 89 \text{ мм}.$$

Наружный диаметр муфты:

$$D = 100 \text{ мм}.$$

Остальные размеры:

$$d_0 = 28 \text{ мм}, b = 18 \text{ мм}, B = 32 \text{ мм}, d_{\text{см}} = 50 \text{ мм}, \\ C = 5 \text{ мм} (\text{зазор между полумуфтами}).$$

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		28

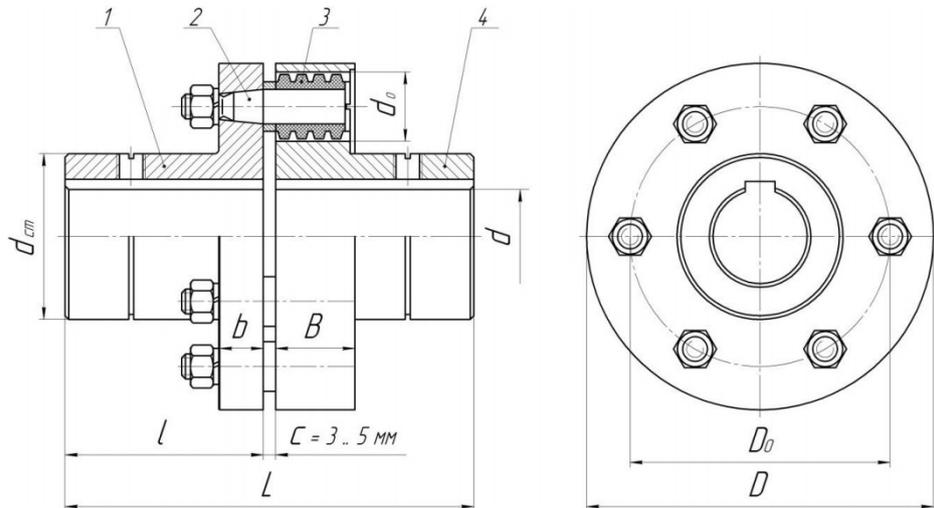


Рисунок 5.1 – Муфта упругая втулочно-пальцевая
 Параметры пальца со втулками представлены в таблице 5.1.
 Таблица 1

Момент Т, Нм	Пальцы						Втулка упругая					Втулка распорная	
	d _п	d _о	l _п	l	l ₁	l ₂	d _в	l _в	d ₁	t	b	d _р	s
125	14	M10	63	45	2	2,5	27	28	20	7	3,5	20	5

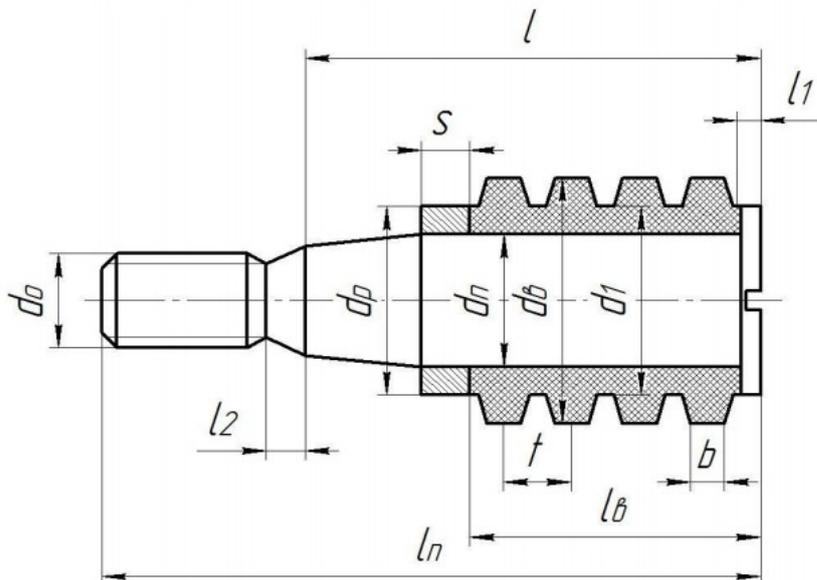


Рисунок 5.2 – Палец со втулками муфты
 Условие прочности пальца на изгиб:

$$\sigma_u = \frac{2 T_p (0,5 l_s + C)}{Z \cdot D_0 \cdot 0,1 \cdot d_n^3} \leq [\sigma_u],$$

где $[\sigma_u]$ – допускаемое напряжение изгиба, $[\sigma_u] = 60 \dots 80 \text{ МПа}$.

T_p – расчётный крутящий момент:

$$T_p = K_p \cdot T_1 = 1,3 \cdot 29,59 = 38,5 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат
------	------	----------	---------	-----

где K_p – коэффициент режима работы.

$$\sigma_u = \frac{2 \cdot 38,5 \cdot 10^3 \cdot (0,5 \cdot 28 + 4)}{4 \cdot 84 \cdot 0,1 \cdot 14^3} = 15 \text{ МПа} < [\sigma_u].$$

Условие прочности втулки на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2 T_p}{Z \cdot D_0 \cdot l_g \cdot d_n} \leq [\sigma_{см}],$$

где $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжения смятия, $[\sigma_{см}] = 1,8 \dots 2 \text{ МПа}$.

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 38,5 \cdot 10^3}{4 \cdot 84 \cdot 28 \cdot 14} = 0,585 \text{ МПа} < [\sigma_{см}].$$

Условие выполняется.

$$F = 0,2 \frac{2T}{D} = 0,2 \cdot \frac{2 \cdot 28700}{100} = 114,8 \text{ Н}$$

Нагрузка на вал от муфты

Тихоходный вал должен соединяться с валом ленточного транспортера через муфту.

Диаметр конца тихоходного вала $d_1 = 45 \text{ мм}$.

Крутящий момент, который действует на тихоходный вал:

$$T_3 = 616,79 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

По ГОСТ 50895-96 выбираем муфту зубчатую.

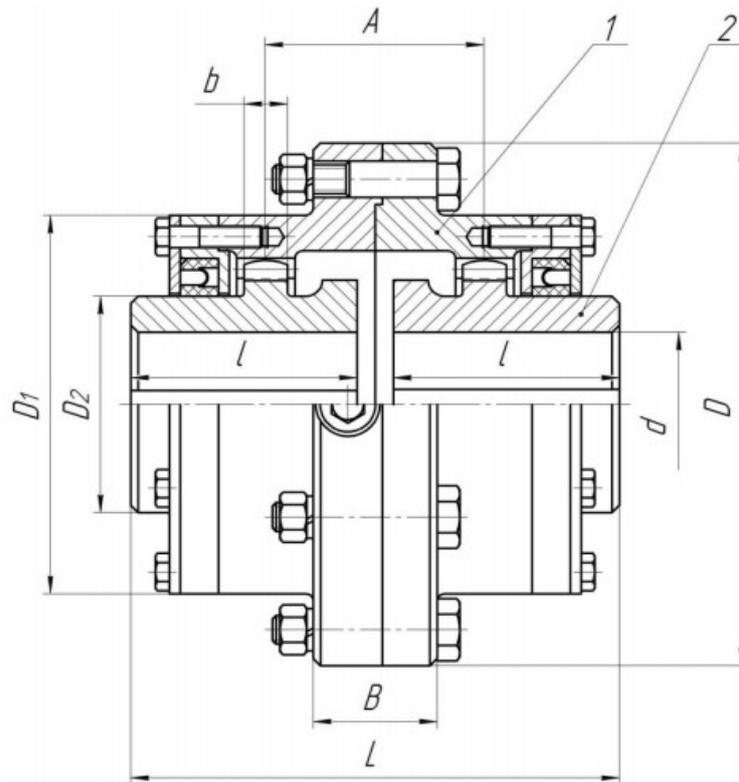


Рисунок 5.3 – Зубчатая муфта

Параметры муфты представлены в таблице 5.2

Таблица 5.2

Номинальный крутящий момент $T_{кр}, Нм$	d	D	D ₁	D ₂	l	L	B	Параметры зубчатого зацепления, мм				$n_{max}, мин^{-1},$ не более
								m	z	b	A	
1000	40	145	100	60	82	174	34	2,5	30	12	60	90
1600	55	170	125	80					38	15	75	80

Нормальные условия для работы зубчатых муфт обеспечиваются при:

$$p = \frac{T_p \cdot 1000}{0,9 \cdot b \cdot d_M^2} \leq [p],$$

где p – давление на поверхности зубьев, МПа;

b – длина зуба, мм;

$d_M = mz$ – диаметр делительной окружности, мм.

$[p]$ – допускаемое удельное давление, Мпа; $[p] = 12 \dots 15 МПа$.

$$p = \frac{616,79 \cdot 1000}{0,9 \cdot 12 \cdot (2,5 \cdot 30)^2} = 10,15 МПа < [p].$$

Условие работоспособности выполнены.

Усилие на быстроходный вал от муфты:

$$F_M = 250 \sqrt{T_5} = 250 \sqrt{616,79} = 6226,3 Н.$$

6. Предварительный подбор подшипников качения

При выборе подшипников на быстроходный вал необходимо учесть, что вал необходимо сделать плавающим относительно роликов в двухстороннем осевом направлении, поэтому принимаем роликовый подшипник.

На промежуточном и тихоходном валу действуют слабые осевые усилия, поэтому принимаем подшипники радиально шариковые подшипники.

Предварительно выбираем подшипники легкой серии марки 2205 ГОСТ 8328-75 и 36207, 36210 ГОСТ 831-75. Основные размеры и характеристики представлены в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Характеристики подшипников

Марка подшипника	d, мм	D, мм	C, Н
207	35	72	25550
206	30	52	19500
210	50	90	35100

7. Конструирование элементов передачи. Выбор способа смазки передач и подшипников

7.1 Выбор способа смазки передач и подшипников

Так как окружные скорости зубчатых колес редуктора не превышают 12 м/с, то смазывание зубчатых колес может осуществляться картерным способом, т.е. окунанием зубчатых колес в масло, заливаемое внутрь корпуса.

Из конструктивных соображений принимаем количество масла, заливаемого в редуктор, 3.6 литров. Это количество масла удовлетворяет условию 0,3 – 0,8 литра масла на 1 кВт передаваемой мощности. Контроль уровня масла ведется с помощью маслоуказателя.

Рекомендуемое значение вязкости масла при $\sigma_H < 1000 \text{ МПа}$ и окружной скорости до 10 м/с составляет $60 \cdot 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Исходя из этого, выбираем для смазки масло И-70А ГОСТ 20799-75.

Смазка подшипников осуществляется разбрызгиванием картерного масла с образованием масляного тумана, т.к. окружная скорость зубчатых колес $v = 1.3 \text{ м/с} > [v] = 1 \text{ м/с}$.

7.2 Конструирование элементов передачи

Корпус редуктора выполняем литым из чугуна марки СЧ 15 ГОСТ 1412-85.

Для удобства сборки корпус выполняем разборным. Плоскость разъема проходит через ось выходного вала, что позволяет использовать глухие крышки для подшипников. Плоскость разъема для удобства обработки располагаем параллельно плоскости основания.

Для соединения корпуса и крышки редуктора по всему контуру плоскости разъема выполняем фланцы. Фланцы объединены с приливами для подшипников.

Для предотвращения взаимного смещения корпусных деталей при растачивании отверстий под подшипники и обеспечения точного расположения их при повторных сборках, крышку фиксируем относительно корпуса двумя коническими штифтами.

Толщина стенки редуктора

$$\delta = (0.025a_{\text{внут}} + 3) = 8 \text{ мм}$$

Расстояние от внутренней поверхности стенки редуктора:

до боковой поверхности вращающейся части:

$$c = \delta = 8 \text{ мм}$$

до боковой поверхности подшипника качения:

$$\delta = 0,05a + 1 = 0,05 \cdot 140 + 1 = 8 \text{ мм}$$

До боковой поверхности подшипника качения:

$$c_1 = 3 \text{ мм}$$

Радиальный зазор от поверхности вершин зубьев:

до внутренней поверхности стенки редуктора

$$c_5 = 8 \text{ мм}$$

									Лист
									32
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат					

до внутренней нижней поверхности стенки корпуса:

$$c_6 = 30 \text{ мм}$$

Расстояние от боковых поверхностей элементов, вращающихся с валом, до неподвижных наружных частей редуктора:

$$c_7 = 5 \text{ мм}$$

Ширина фланцев S, соединяемых болтом диаметром М8:

$$S = k + \delta + 6 = 48 \text{ мм}$$

Толщина фланцев редуктора:

фундаментного

$$\delta_{\text{фл1}} = 2,3\delta = 18 \text{ мм}$$

корпуса

$$\delta_{\text{фл2}} = 1,5\delta = 12 \text{ мм}$$

крышки

$$\delta_{\text{фл3}} = 1,35\delta = 10,8 \text{ мм}$$

Размеры крышек

D от 40-62 мм, болт М6, число болтов 4, толщина фланца крышки 6 мм. [4. табл. 11.1.1]

D от 62-95 мм, болт М8, число болтов 6, толщина фланца крышки 8 мм. [4. табл. 11.1.1]

									Лист
									33
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат					

8. Подбор подшипников по динамической грузоподъемности

8.1 Подбор подшипников быстроходного вала

Срок службы подшипников (млн. об.):

$$l = \left(\frac{C}{P_{\text{экв}}} \right)^P,$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника.

$P=3$ – для шариковых, $P=3,3$ – для роликовых.

$P_{\text{экв}}$ – такая постоянная нагрузка, под действием которой подшипник проработает такое количество часов, что и при действии реальных нагрузок.

$$P_{\text{экв}} = (VX F_r + Y F_a) K_\sigma K_t,$$

где V – коэффициент, учитывающий, какое из колец подшипников вращается:

$V=1$, при вращении внутреннего кольца,

$V=1,2$, при вращении наружного кольца.

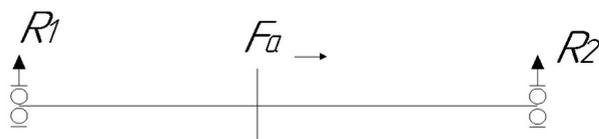
X, Y – коэффициенты учёта радиальной и осевой нагрузки, действующей на подшипник.

F_r – радиальная нагрузка (реакция опоры, к которой направлена осевая нагрузка), $F_r = 1477 \text{ Н}$.

F_a – осевая нагрузка, $F_a = 335 \text{ Н}$.

K_σ – динамический коэффициент, зависящий от эксплуатации, $K_\sigma = 1$.

K_t – температурный коэффициент, учитывающий температурный режим подшипника, $K_t = 1$.



Осевую нагрузку воспринимает опора R_2

Отношение осевой нагрузки к радиальной:

$$\frac{F_a}{F_{r1}} = \frac{335}{1477} = 0,227 < 0,4.$$

По ГОСТ 8338-75 выбираем шариковые радиальные подшипники лёгкой серии диаметров 1, узкая серия ширины 0, 206 с параметрами:

Таблица 8.1

Обозначение подшипника	d	D	B	C	C_0
207	35	72	17	25500	13700

Определяем параметр e из соотношения:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{335}{13700} = 0,0245$$

где C_0 – статическая грузоподъемность.

Принимаем $e = 0,245$.

По соотношению определяются коэффициенты X и Y :

$$\frac{F_a}{V F_{r1}} = \frac{335}{1 \cdot 1477} = 0,227 < e.$$

Принимаем коэффициенты:

$$X=1.$$

$$Y=0.$$

Вычисляем эквивалентную нагрузку:

$$P_{\text{эkv}} = (1 \cdot 1 \cdot 1477 + 0 \cdot 245) \cdot 1 \cdot 1 = 1477 \text{ Н.}$$

$$l = \left(\frac{19500}{1477} \right)^3 = 2301,24 \text{ млн. об.}$$

Срок службы подшипников (ч):

$$l_h = \frac{10^6}{n_1 \cdot 60} l,$$

где n – частота вращения быстроходного вала.

$$l_h = \frac{10^6}{709 \cdot 60} \cdot 2301,24 = 54096 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипника 54096 ч, а долговечность редуктора – 18243 ч, поэтому подшипники подобраны верно.

8.2 Подбор подшипников промежуточного вала

Срок службы подшипников (млн. об.):

$$l = \left(\frac{C}{P_{\text{эkv}}} \right)^P,$$

где C – динамическая грузоподъёмность подшипника.

$P=3$ – для шариковых, $P=3,3$ – для роликовых.

$P_{\text{эkv}}$ – такая постоянная нагрузка, под действием которой подшипник проработает такое количество часов, что и при действии реальных нагрузок.

$$P_{\text{эkv}} = (VX F_r + Y F_a) K_\sigma K_t,$$

где V – коэффициент, учитывающий, какое из колец подшипников вращается:

$$V=1, \text{ при вращении внутреннего кольца,}$$

$$V=1,2, \text{ при вращении наружного кольца.}$$

X, Y – коэффициенты учёта радиальной и осевой нагрузки, действующей на подшипник.

F_r – радиальная нагрузка (реакция опоры), $F_r = 2812,27 \text{ Н.}$

F_a – осевая нагрузка, $970,76 \text{ Н}$

K_σ – динамический коэффициент, зависящий от эксплуатации, $K_\sigma = 1.$

K_t – температурный коэффициент, учитывающий температурный режим подшипника, $K_t = 1.$

$$\frac{F_a}{F_{r1}} = \frac{970,76 - 335}{2812,27} = 0,226 < 0,4.$$



По ГОСТ 8338-75 выбираем шариковые радиальные подшипники лёгкой серии диаметров 2, узкая серия ширины 0,206 с параметрами:

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		35

Таблица 8.2

Обозначение подшипника	d	D	B	C	C ₀
206	30	62	16	19500	10000

Определяем параметр e из соотношения:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{970,76 - 335}{10000} = 0,0635,$$

Принимаем $e = 0,265$.

По соотношению определяются коэффициенты X и Y :

$$\frac{F_a}{V F_{r1}} = \frac{970,76 - 335}{1 \cdot 2812,27} = 0,226 < e.$$

Принимаем коэффициенты:

$$X = 1.$$

$$Y = 0.$$

Вычисляем эквивалентную нагрузку:

$$P_{\text{экв}} = (1 \cdot 1 \cdot 2812,27 + 0 \cdot (970,76 - 335)) \cdot 1 \cdot 1 = 2812,27 \text{ Н.}$$

$$l = \left(\frac{19500}{2812,27} \right)^3 = 333,37 \text{ млн. об.}$$

Срок службы подшипников (ч):

$$l_h = \frac{10^6}{n_1 \cdot 60} l,$$

где n – частота вращения быстроходного вала.

$$l_h = \frac{10^6}{144,81 \cdot 60} \cdot 333,37 = 38368 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипника 38368 ч, а долговечность редуктора – 18243 ч, поэтому подшипники подобраны верно.

8.3 Подбор подшипников тихоходного вала

Срок службы подшипников (млн. об.):

$$l = \left(\frac{C}{P_{\text{экв}}} \right)^P,$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника.

$P=3$ – для шариковых, $P=3,3$ – для роликовых.

$P_{\text{экв}}$ – такая постоянная нагрузка, под действием которой подшипник проработает такое количество часов, что и при действии реальных нагрузок.

$$P_{\text{экв}} = (V X F_r + Y F_a) K_\sigma K_t,$$

где V – коэффициент, учитывающий, какое из колец подшипников вращается:

$$V = 1, \text{ при вращении внутреннего кольца,}$$

$$V = 1,2, \text{ при вращении наружного кольца.}$$

X, Y – коэффициенты учёта радиальной и осевой нагрузки, действующей на подшипник.

F_r – радиальная нагрузка (реакция опоры), $F_r = 12376 \text{ Н.}$

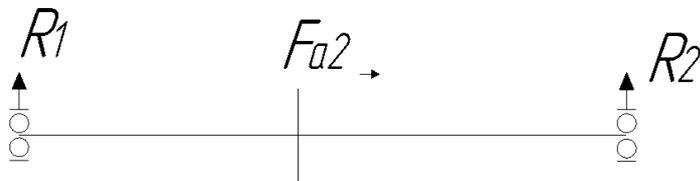
F_a – осевая нагрузка, $970,76 \text{ Н}$

K_σ – динамический коэффициент, зависящий от эксплуатации, $K_\sigma = 1$.

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	36

K_t – температурный коэффициент, учитывающий температурный режим подшипника, $K_t=1$.

$$\frac{F_a}{F_{r1}} = \frac{970,76}{12376} = 0,078 < 0,4.$$



По ГОСТ 8338-75 выбираем шариковые радиальные подшипники лёгкой серии диаметров 2, узкая серия ширины 0, 211 с параметрами:

Таблица 8.2

Обозначение подшипника	d	D	B	C	C_0
210	50	90	20	35100	19800

Определяем параметр e из соотношения:

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{970,76}{19800} = 0,049$$

Принимаем $e=0,49$.

По соотношению определяются коэффициенты X и Y :

$$\frac{F_a}{V F_{r1}} = \frac{970,76}{1 \cdot 12376} = 0,078 < e.$$

Принимаем коэффициенты:

$$\begin{aligned} X &= 1. \\ Y &= 0. \end{aligned}$$

Вычисляем эквивалентную нагрузку:

$$P_{экс} = (1 \cdot 1 \cdot 12376 + 0 \cdot 970,76) \cdot 1 \cdot 1 = 12376 \text{ Н}.$$

$$l = \left(\frac{43600}{12376} \right)^3 = 43,72 \text{ млн. об.}$$

Срок службы подшипников (ч):

$$l_h = \frac{10^6}{n_1 \cdot 60} l,$$

где n – частота вращения быстроходного вала.

$$l_h = \frac{10^6}{38,21 \cdot 60} \cdot 43,72 = 19070 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипника 19070 ч, а долговечность редуктора – 18243 ч, поэтому подшипники подобраны верно.

9. Расчет шпоночных соединений

Для закрепления на валах зубчатых колес и муфт применены призматические шпонки, выполненные по ГОСТ 23360-78 (рисунок 5.1).

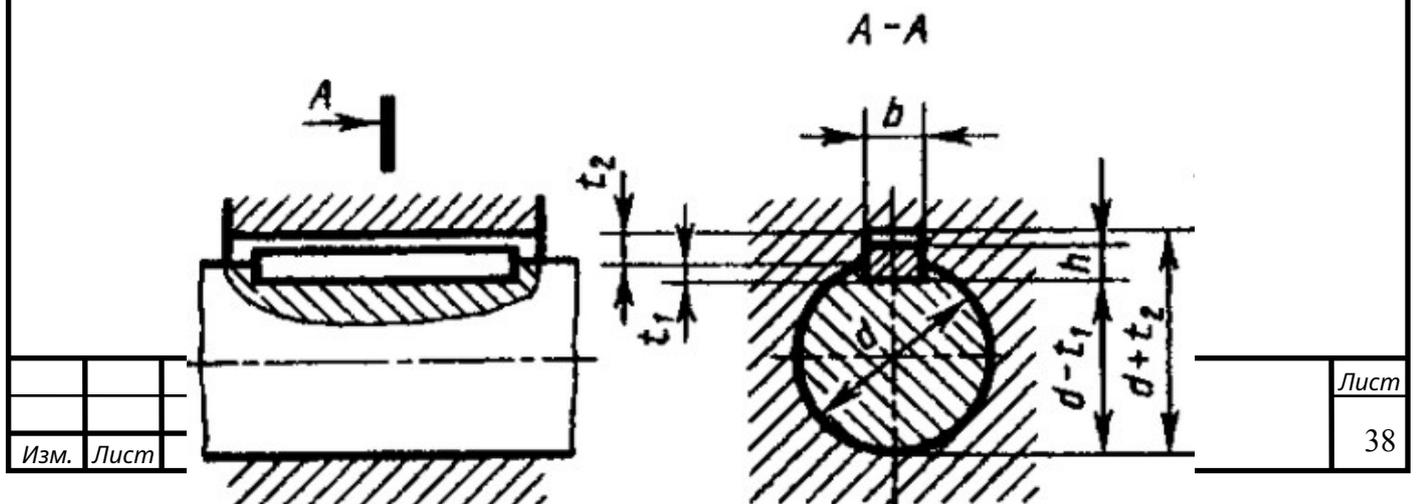


Рисунок 5.1 – Шпоночное соединение

Так как высота и ширина призматических шпонок выбираются по стандартам, расчет сводится к проверке размеров по допускаемым напряжениям при принятой длине:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma_{см}]$$

где T - крутящий момент на валу, $H \cdot м$;

d - диаметр вала, $мм$;

h - высота шпонки, $мм$;

t_1 - заглубление шпонки в валу, $мм$;

l - полная длина шпонки, $мм$;

b - ширина шпонки, $мм$,

$[\sigma_{см}] = 150 МПа$ - допускаемые напряжения смятия для стали.

Шпонка под упругой муфтой

Для заданного диаметра вала ($d = 32 мм$) выбираем сечение призматической шпонки $b \times h = 6 \times 6 мм$, $t_1 = 3,5 мм$ (4, табл. 9.1.2).

$$l_{шп} = \frac{2 \cdot 26,6 \cdot 10^3}{32 \cdot 150 \cdot (6 - 3,5)} + 6 = 10,4 мм.$$

Принимаем шпонку $6 \times 6 \times 11$ ГОСТ 23360-78.

Шпонка под колесом промежуточной ступени

Для заданного диаметра вала ($d = 38 мм$) выбираем сечение призматической шпонки $b \times h = 10 \times 8 мм$, $t_1 = 5,0 мм$ (4, табл. 9.1.2).

$$l_{шп} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 126,16 \cdot 10^3}{38 \cdot 160 \cdot (8 - 5)} + 10 = 16,9 мм.$$

Принимаем шпонку $10 \times 8 \times 17$ ГОСТ 23360-78.

Шпонка под колесом тихоходной ступени

Для заданного диаметра вала ($d = 52 мм$) выбираем сечение призматической шпонки $b \times h = 16 \times 10 мм$, $t_1 = 6,0 мм$ (4, табл. 9.1.2).

$$l_{шп} = \frac{2 \cdot 463,82 \cdot 10^3}{65 \cdot 150 \cdot (10 - 6)} + 16 = 39,8 мм.$$

Принимаем шпонку $16 \times 10 \times 40$ ГОСТ 23360-78.

Шпонка под муфтой

Для заданного диаметра вала ($d = 45 мм$) выбираем сечение призматической шпонки $b \times h = 14 \times 9 мм$, $t_1 = 5,5 мм$ (4, табл. 9.1.2).

$$l_{шп} = \frac{2 \cdot 463,82 \cdot 10^3}{48 \cdot 150 \cdot (9 - 5,5)} + 14 = 60,8 мм.$$

										Лист
										39
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат						

Принимаем шпонку 14×9×61 ГОСТ 23360-78.

10. Назначение допусков и посадок

Единая система допусков и посадок –ЕСДП (ГОСТ 25346-82 и ГОСТ 25347-82) регламентирована стандартами СЭВ и в основном соответствует требованиям Международной организации по стандартизации. Основные определения:

-номинальный размер-размер изделия, полученный по расчету или выбранный по конструктивным соображениям;

Изготовленные детали всегда имеют некоторые отклонения от номинальных размеров. Для того, чтобы изделие отвечало своему целевому назначению, его размеры должны быть выдержаны между двумя допустимыми *предельными размерами*, разность которых образует *допуск*. Зону между наибольшим и наименьшим предельными размерами называют *полем*

										Лист
										40
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат						

допуска. К различным соединениям предъявляют неодинаковые требования в отношении точности. Поэтому система допусков содержит 19 квалитетов, расположенных в порядке убывания. Характер соединения деталей называют посадкой. Посадки могут обеспечивать в соединении зазор S или натяг N . Для определения численного отклонения размера и поля допуска пользуемся [1, табл.17.3.4, стр.286].

Посадки основных деталей [3, стр.263].

$\frac{L0}{k6}$ - подшипник – вал, $\frac{H7}{l0}$ - отверстие-подшипник;

$\frac{H9}{p8}$ - зубчатое колесо; $\frac{E9}{k6}$ - распорные кольца;

$\frac{H7}{l0}$ - отверстие – крышка подшипника,

$\frac{H9}{m7}$ - муфта.

Шероховатость поверхности- это совокупность неровностей поверхности с относительно малыми шагами, выделенная с помощью базовой длины. ГОСТ 2789-73 полностью соответствует международной рекомендации по стандартизации. Параметры шероховатости выбирают из приведенной номенклатуры Ra - среднее арифметическое отклонение геометрического профиля; Rz - высота неровностей профиля по десяти точкам.

При определении шероховатостей на рабочих валах пользуемся:

4. ШЕРОХОВАТОСТЬ ПОВЕХНОСТЕЙ

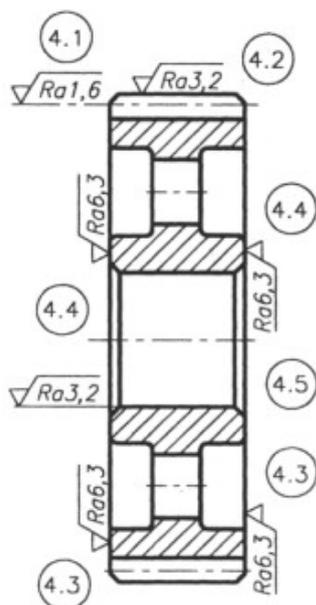


Рис. 11.2.14

Табл. 11.2.7. Шероховатость поверхностей зубчатых колес

	Степень точности зубчатого колеса			
	6	7	8	9
4.1. Рабочая поверхность зубьев	$Ra0,8$	$Ra0,8...1,6$	$Ra1,6...3,2$	$Ra3,2...6,3$
4.2. Диаметр вершин зубьев	$Ra1,6$	$Ra1,6...3,2$	$Ra3,2...6,3$	$Ra6,3...12,5$
4.3. Боковая базовая поверхность венца	$Ra1,6$	$Ra1,6$	$Ra3,2$	$Ra3,2...6,3$
4.4. Боковая поверхность ступицы	$Ra1,6$	$Ra3,2$	$Ra3,2$	$Ra6,3$

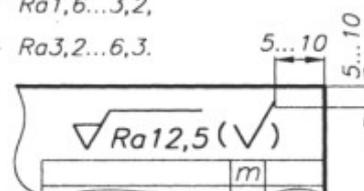
4.5. Поверхности установочных баз – рис. 11.2.1.

4.6. Поверхность ступицы, сопряженная с валом

для $d_{\text{вал}} \leq 80$ мм – $Ra1,6...3,2$,

для $d_{\text{вал}} > 80$ мм – $Ra3,2...6,3$.

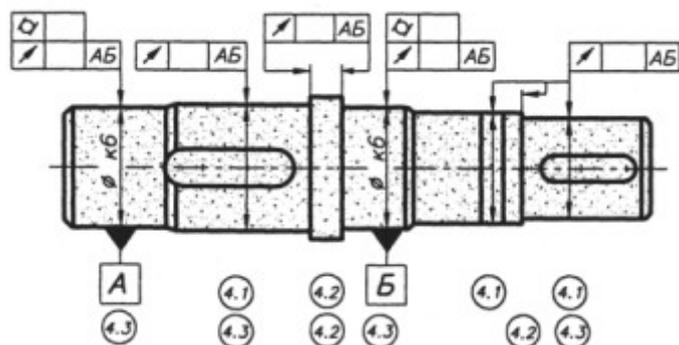
4.7. Другие необозначенные поверхности



Погрешности формы и расположения поверхностей возникают при обработке деталей вследствие деформаций оборудования, инструмента и деталей, неоднородности материала заготовки и др. Допуски формы и расположения указывают на чертежах условными обозначениями в соответствии с ГОСТ 2.308-79.

РАБОЧИЙ ЧЕРТЕЖ ВАЛА – [1, п.3, стр.69]:

Базой является ось вала.



А) допуск радиального биения 

-поверхностей установки подшипников качения-0,5 допуска круглости;

-поверхностей установки ступиц различного вида колес, муфт и т. д. [1, табл.7.3.1., стр.69]:

Табл. 7.3.1. Допуски радиального биения поверхностей вала

Окружная скорость v , м/с деталей, установленных на валу	$v \leq 2$	$2 < v \leq 6$	$6 < v \leq 10$	$v > 10$
	Допуск радиального биения поверхности установки по отношению к ITn вала	2,0 ITn	1,4 ITn	1,0 ITn

Б) допуск осевого биения  заплечиков вала для установки:

-подшипников качения [1, табл.8.8.10, стр.103]:

Табл. 8.8.10. Допуски осевого биения ГОСТ 3325-85

Интервалы диаметров d и D , мм	Допуски осевого биения заплечиков, мкм			
	валов (осей)		отверстий корпусов	
	для классов точности подшипников			
	0	6	0	6
...				
Св.18 до 30	21	13	33	21
Св.30 до 50	25	16	39	25
Св.50 до 80	30	19	46	30
Св.80 до 120	35	22	54	35
Св.120 до 180	40	25	63	40
Св.180 до 250	46	29	72	46
...				

-колес зубчатых передач [1, табл.7.3.2, стр.69]

Табл. 7.3.2. Допуски осевого биения уступов (запечиков) вала для установки колес зубчатых передач

	Степень точности зубчатых колес	$d_{вал}$, мм		
		≤ 55	≤ 80	> 80
Допуск осевого биения * уступов (запечиков) вала, мкм	6, 7	20	30	40
	8, 9	30	40	50

-колес незубчатых передач, муфт и т. д. [1, табл.7.3.3, стр. 69]

Табл. 7.3.3. Допуски осевого биения уступов (запечиков) вала для установки колес незубчатых передач, муфт

Окружная скорость v , м/с деталей, устанавливаемых на валу	≤ 5	≤ 8	≤ 12	≤ 18	≤ 25
	Допуск осевого биения * уступов (запечиков) вала, мкм	60	50	40	30

* Данные для длины ступицы $L_{ст} \leq d_{вал}$.
Для $L_{ст} > d_{вал}$ допуск увеличивается в 1,5 раза.

В) допуск круглости  и цилиндричности  подшипников качения [1, табл. 8.8.9, стр.103]

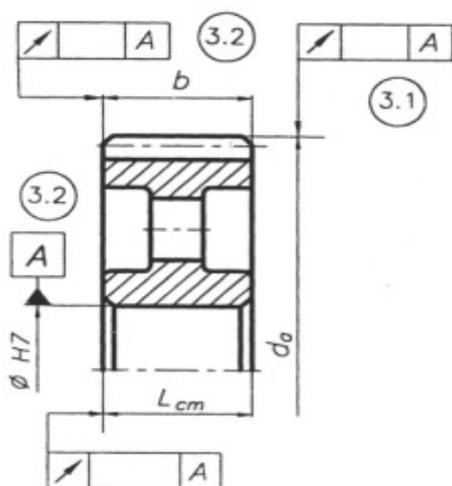
Табл. 8.8.9. Допуски формы посадочных поверхностей для подшипников 0 и 6 класса точности
ГОСТ 3325-85

Интервалы диаметров d и D , мм	Допуски формы посадочных поверхностей, мкм			
	Валов (осей)		Отверстий корпусов	
	Допуск круглости 	Допуск профиля продольного сечения 	Допуск круглости 	Допуск профиля продольного сечения 
Св.18 до 30	3,5	3,5	5,0	5,0
Св.30 до 50	4,0	4,0	6,0	6,0
Св.50 до 80	5,0	5,0	7,5	7,5
Св.80 до 120	6,0	6,0	9,0	9,0
Св.120 до 180	6,0	6,0	10,0	10,0
Св.180 до 250	7,0	7,0	11,5	11,5
...				

Г) допуски параллельности  и симметричности  элементов соединений «вал-ступица» [1, п. 10.1, 10.2, стр.125]:

- параллельность шпоночного паза к оси вала (втулки)- $0,5IT_n$ его ширины;
- симметричность шпоночного паза $2 IT_n$ его ширины.

РАБОЧИЙ ЧЕРТЕЖ ЦИЛИНДРИЧЕСКОГО КОЛЕСА – [1, стр.140]:



-допуск радиального биения , мкм поверхности заготовки под диаметр вершин зубьев относительно поверхности А [1, табл. 11.2.5, стр.140]:

Табл. 11.2.5. Допуски радиального биения заготовок зубчатого колеса

Степень точности	Рад. биение, мкм при диаметре заготовки, мм						
	≤ 50	≤ 80	≤ 120	≤ 200	≤ 320	≤ 500	≤ 800
6	12	16	20	22	26	32	40
7	20	25	32	36	42	50	60
8	32	40	50	55	65	80	100
9	50	60	80	90	105	120	160

-допуск осевого биения , мкм, ступицы колеса и базовых поверхностей венца относительно поверхности А [1, табл. 1.2.6, стр.140]:

Табл. 11.2.6. Допуски осевого биения базовых поверхностей венца и ступицы

Степень точности	Осевое биение, мкм				
	венца колеса $d=100$ мм*		ступицы ($L_{ст}/d_{вал} \leq 1$)**		
	шириною B , мм		при $d_{вал}$, мм		
	<55	55...110	≤ 50	≤ 80	> 80
6	17	9	20	30	40
7	21	11	20	30	40
8	26	14	30	40	50
9	34	18	30	40	50

Назначаем посадки основных деталей редуктора:

- зубчатых колес на валы H7/p6;
- муфт на валы редуктора H7/k6;
- фланцев в корпус H7/d9;
- шпонки в вал P9/h9;
- шпонки в ступицу P9/h9.

Шейки валов под подшипники выполняем с отклонением вала k6, отклонения отверстий в корпусе под наружные кольца подшипников H7.

Отклонения вала в месте соприкосновения с манжетой по h8

11. Расчёт валов на выносливость

11.1 Быстроходный вал

Определение реакций опор и построение эпюр

Схема быстроходного вала представлена на рисунке 8.1

										Лист
										45
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат						

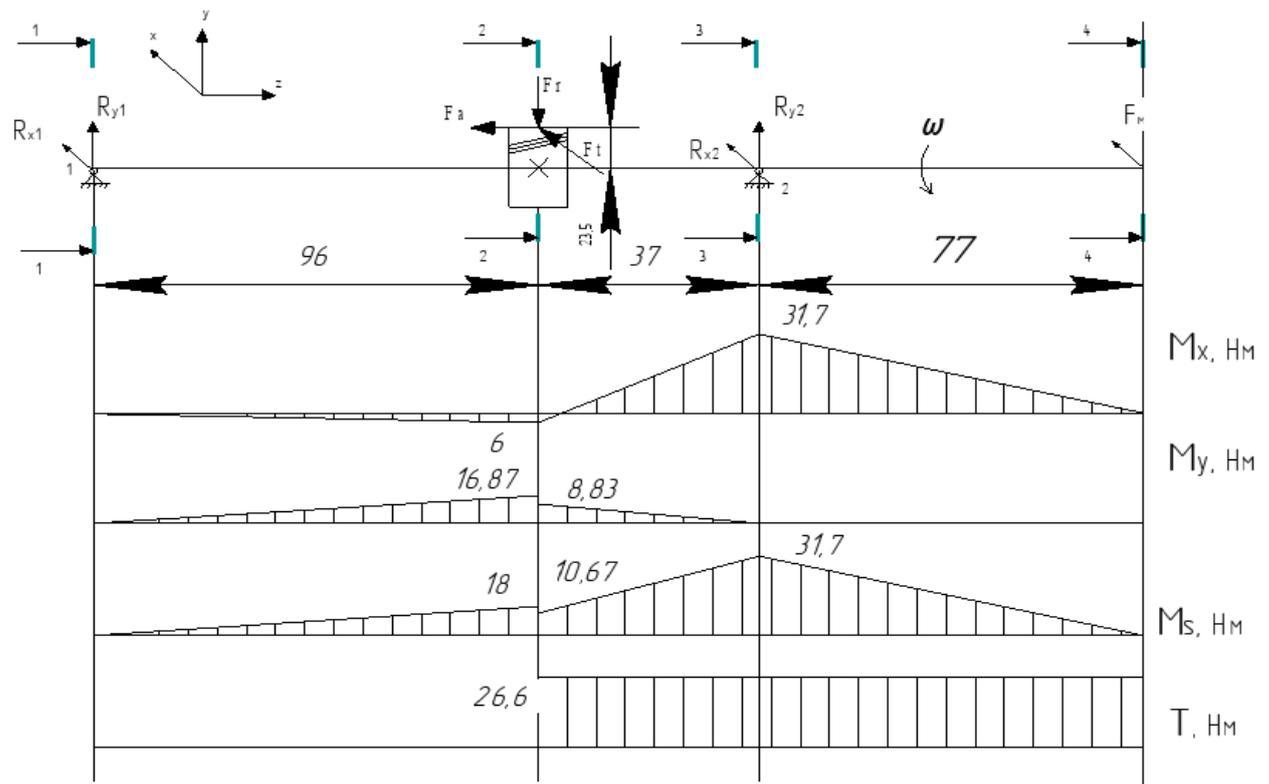


Рисунок 11.1

Определяем реакции опор вала из уравнения равновесия.

Плоскость ZX:

Сумма моментов относительно точки 1:

$$\sum M_1 = 0; F_t \cdot 96 + R_{x2} \cdot 133 + F_M \cdot 210 = 0.$$

Отсюда находим R_{x2} :

$$R_{x2} = \frac{-F_t \cdot 96 - F_M \cdot 210}{123} = \frac{-1083,38 \cdot 96 - 412 \cdot 210}{123} = -1431,6 \text{ Н}.$$

Сумма моментов относительно точки 2:

$$\sum M_2 = 0; -F_t \cdot 37 - R_{x1} \cdot 133 + F_M \cdot 77 = 0.$$

Отсюда находим R_{x1} :

$$R_{x1} = \frac{-F_t \cdot 37 + F_M \cdot 77}{133} = \frac{-1083,38 \cdot 37 + 412 \cdot 77}{133} = -63,78 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$R_{x1} + R_{x2} + F_t + F_M = 0.$$

$$-63,78 - 1431,6 + 1083,38 + 412 = 0.$$

Плоскость ZY:

Сумма моментов относительно точки 1:

$$\sum M_1 = 0; R_{y2} \cdot 133 - F_r \cdot 96 + F_a \cdot 23,5 = 0.$$

Отсюда находим R_{y2} :

$$R_{y2} = \frac{F_r \cdot 96 - F_a \cdot 23,5}{133} = \frac{412,73 \cdot 96 - 335 \cdot 23,5}{133} = 238,71 \text{ Н}.$$

Сумма моментов относительно точки 2:

$$\sum M_2 = 0; F_r \cdot 37 - R_{y1} \cdot 133 + F_a \cdot 23,5 = 0.$$

Отсюда находим R_{y1} :

$$R_{y1} = \frac{F_r \cdot 37 + F_a \cdot 23,5}{133} = \frac{412,73 \cdot 37 + 335 \cdot 23,5}{133} = 174,01 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$R_{y1} + R_{y2} - F_r = 0.$$
$$174,01 + 238,71 - 412,73 = 0.$$

Определяем суммарные реакции в опорах:

$$R_1 = \sqrt{R_{y1}^2 + R_{x1}^2} = \sqrt{174,01^2 + (-63,78)^2} = 185,3 \text{ Н}.$$
$$R_2 = \sqrt{R_{y2}^2 + R_{x2}^2} = \sqrt{238,71^2 + (-1431,6)^2} = 1451,3 \text{ Н}.$$

Построение эпюр изгибающих и крутящих моментов

Изгибающие моменты в плоскости ZX:

$$M_{x(1)} = 0.$$

С левой стороны от сечения 2:

$$M_{x(2)л} = R_{x1} \cdot 0,097 = -63,78 \cdot 0,097 = -6,25 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С правой стороны от сечения 2:

$$M_{x(2)н} = R_{x2} \cdot 0,037 + F_M \cdot 0,114 = -1431,6 \cdot 0,037 + 412 \cdot 0,114 = -6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{x(3)} = F_M \cdot 0,077 = 412 \cdot 0,077 = 31,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{x(4)} = 0.$$

Изгибающие моменты в плоскости ZY:

$$M_{y(1)} = 0.$$

С левой стороны от сечения 2:

$$M_{y(2)л} = R_{y1} \cdot 0,097 = 174,01 \cdot 0,097 = 16,87 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С правой стороны от сечения 2:

$$M_{y(2)н} = R_{y2} \cdot 0,037 = 238,71 \cdot 0,037 = 8,83 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{y(3)} = 0.$$

Суммарный изгибающий момент:

С левой стороны от сечения 2:

$$M_{\Sigma(2)л} = \sqrt{M_{y(2)л}^2 + M_{x(2)л}^2} = \sqrt{(16,87)^2 + (-6,25)^2} = 18 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С правой стороны от сечения 2:

$$M_{\Sigma(2)н} = \sqrt{M_{y(2)н}^2 + M_{x(2)н}^2} = \sqrt{(8,83)^2 + (-6)^2} = 10,67 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{\Sigma(3)} = M_{x(3)} = 31,7 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент на быстроходном валу численно равен вращающему:

$$M_{Kx(2-4)} = T_1 = 26,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

11.2 Промежуточный вал

Определение реакций опор и построение эпюр

Схема промежуточного вала представлена на рисунке 11.2

					Лист
					47
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	

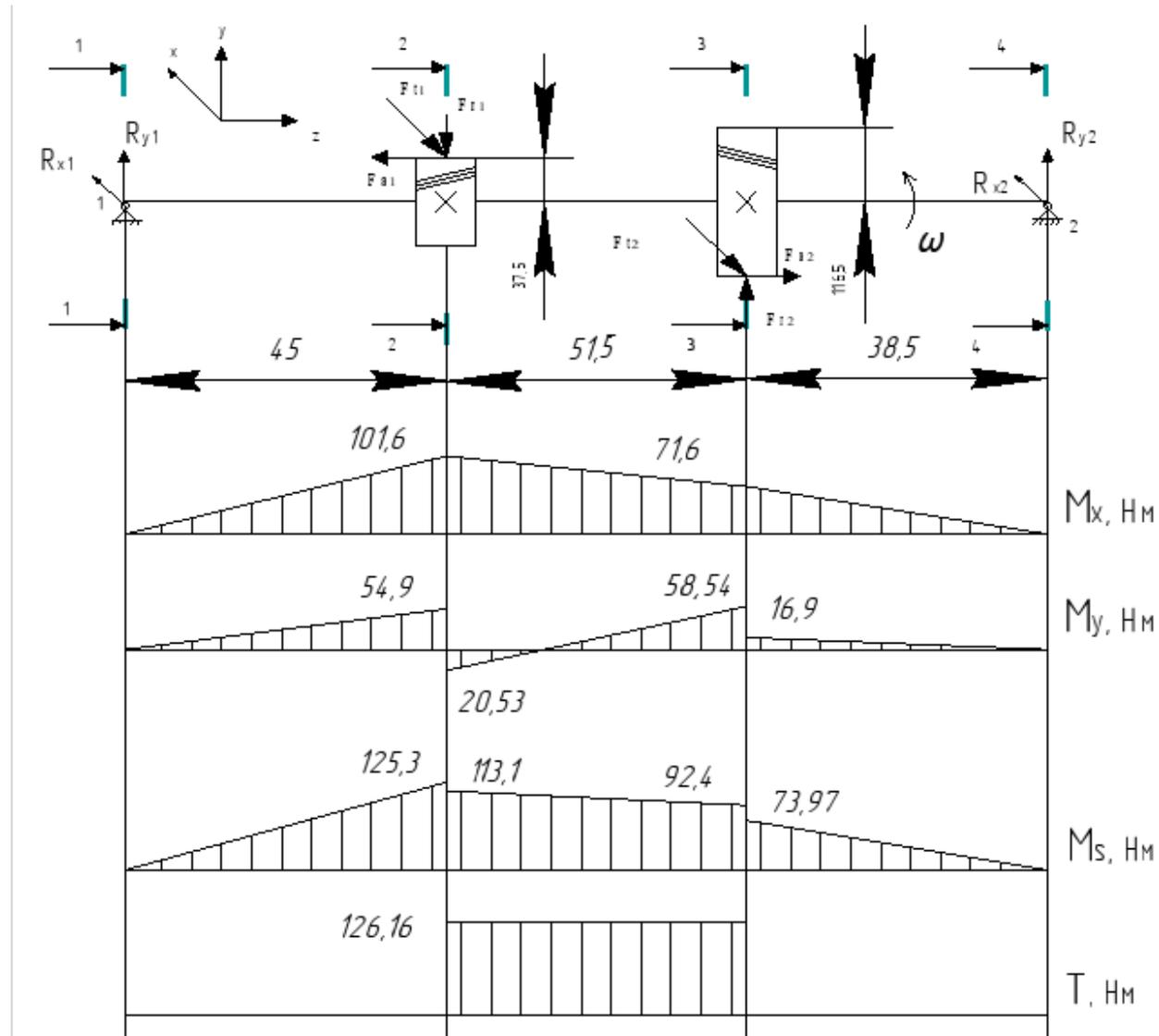


Рисунок 11.2

Определяем реакции опор вала из уравнения равновесия.

Плоскость ZX:

Сумма моментов относительно точки 1:

$$\sum M_1 = 0; -F_{t1} \cdot 45 - F_{t2} \cdot 96,5 + R_{x2} \cdot 135 = 0.$$

Отсюда находим R_{x2} :

$$R_{x2} = \frac{F_{t1} \cdot 45 + F_{t2} \cdot 96,5}{135} = \frac{3256,36 \cdot 45 + 1083,38 \cdot 96,5}{135} = 1859,86 \text{ Н}.$$

Сумма моментов относительно точки 2:

$$\sum M_2 = 0; +F_{t1} \cdot 90 - R_{x1} \cdot 135 + F_{t2} \cdot 38,5 = 0.$$

Отсюда находим R_{x1} :

$$R_{x1} = \frac{F_{t1} \cdot 90 + F_{t2} \cdot 38,5}{135} = \frac{3256,36 \cdot 90 + 1083,38 \cdot 38,5}{135} = 2479,87 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$R_{x1} + R_{x2} - F_{t1} - F_{t2} = 0. \\ 2479,87 + 1859,86 - 3256,36 - 1083,38 = 0.$$

Плоскость ZY:

Сумма моментов относительно точки 1:

$$\sum M_1 = 0; -F_{r1} \cdot 45 + F_{r2} \cdot 96,5 + R_{y2} \cdot 135 + F_{a1} \cdot 37,5 + F_{a2} \cdot 116,5 = 0.$$

Отсюда находим R_{y2} :

$$R_{y2} = \frac{F_{r1} \cdot 45 - F_{r2} \cdot 96,5 - F_{a1} \cdot 37,5 - F_{a2} \cdot 116,5}{135} = \overset{!}{\underset{!}{-441,34 \text{ Н}}}.$$

Сумма моментов относительно точки 2:

$$\sum M_2 = 0; F_{r1} \cdot 90 - F_{r2} \cdot 38,5 - R_{y1} \cdot 135 + F_{a1} \cdot 37,5 + F_{a2} \cdot 116,5 = 0.$$

Отсюда находим R_{y1} :

$$R_{y1} = \frac{F_{r1} \cdot 90 - F_{r2} \cdot 38,5 + F_{a1} \cdot 37,5 + F_{a2} \cdot 116,5}{135} = \overset{!}{\underset{!}{1265,91 \text{ Н}}}.$$

Проверка:

$$R_{y1} + R_{y2} - F_{r1} - F_{r2} = 0.$$

$$1265,91 - 441,34 - 1237,3 + 412,73 = 0.$$

Определяем суммарные реакции в опорах:

$$R_1 = \sqrt{R_{y1}^2 + R_{x1}^2} = \sqrt{1265,91^2 + 2479,81^2} = 2783,51 \text{ Н}.$$

$$R_2 = \sqrt{R_{y2}^2 + R_{x2}^2} = \sqrt{-441,34^2 + 1859,86^2} = 1912,2 \text{ Н}.$$

Построение эпюр изгибающих и крутящего моментов

Изгибающие моменты в плоскости ZX:

$$M_{x(1)} = 0.$$

$$M_{x(2)} = R_{x1} \cdot 0,042 = 2479,81 \cdot 0,045 = 111,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{x(3)} = R_{x1} \cdot 0,0965 - F_{t1} \cdot 0,0515 = 2490 \cdot 0,0965 - 3256,36 \cdot 0,0515 = 71,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{x(4)} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Изгибающие моменты в плоскости ZY:

$$M_{y(1)} = 0.$$

С левой стороны от сечения 2:

$$M_{y(2)л} = R_{y1} \cdot 0,045 = 1265,91 \cdot 0,045 = 56,96 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С правой стороны от сечения 2:

$$M_{y(2)п} = R_{y2} \cdot 0,09 + F_{r2} \cdot 0,0515 = -441,34 \cdot 0,09 + 412,72 \cdot 0,0515 = \overset{!}{\underset{!}{-18,46 \text{ Н} \cdot \text{м}}}.$$

С левой стороны от сечения 3:

$$M_{y(3)л} = R_{y1} \cdot 0,0965 - F_{r1} \cdot 0,0515 = 1265,91 \cdot 0,0965 - 1237,3 \cdot 0,0515 = \overset{!}{\underset{!}{58,43 \text{ Н} \cdot \text{м}}}.$$

С правой стороны от сечения 3:

$$M_{y(3)п} = R_{y2} \cdot 0,0385 = -482,65 \cdot 0,0385 = 18,58 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарный изгибающий момент:

С левой стороны от сечения 2:

$$M_{\Sigma(2)л} = \sqrt{M_{y(2)л}^2 + M_{x(2)}^2} = \sqrt{(56,96)^2 + 111,6^2} = 125,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С правой стороны от сечения 2:

$$M_{\Sigma(2)п} = \sqrt{M_{y(2)п}^2 + M_{x(2)}^2} = \sqrt{(-18,46)^2 + 111,6^2} = 113,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С левой стороны от сечения 3:

$$M_{\Sigma(3)л} = \sqrt{M_{y(3)л}^2 + M_{x(3)}^2} = \sqrt{(58,43)^2 + 71,6^2} = 92,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С правой стороны от сечения 3:

$$M_{\Sigma(3)п} = \sqrt{M_{y(3)п}^2 + M_{x(3)}^2} = \sqrt{(18,58)^2 + 71,6^2} = 73,97 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_4 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент на промежуточном валу численно равен вращающему:

$$M_{Kx(2-3)} = T_2 = 126,16 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Построение эпюр изгибающих и крутящего моментов

Изгибающие моменты в плоскости ZX:

$$M_{x(1)} = 0.$$

$$M_{x(2)} = R_{x1} \cdot 0,042 = 2479,81 \cdot 0,045 = 111,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{x(3)} = R_{x1} \cdot 0,0965 - F_{r1} \cdot 0,0515 = 2490 \cdot 0,0965 - 3256,36 \cdot 0,0515 = 71,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{x(4)} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Изгибающие моменты в плоскости ZY:

$$M_{y(1)} = 0.$$

С левой стороны от сечения 2:

$$M_{y(2)л} = R_{y1} \cdot 0,045 = 1265,91 \cdot 0,045 = 56,96 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С правой стороны от сечения 2:

$$M_{y(2)п} = R_{y2} \cdot 0,09 + F_{r2} \cdot 0,0515 = -441,34 \cdot 0,09 + 412,72 \cdot 0,0515 = -18,46 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С левой стороны от сечения 3:

$$M_{y(3)л} = R_{y1} \cdot 0,0965 - F_{r1} \cdot 0,0515 = 1265,91 \cdot 0,0965 - 1237,3 \cdot 0,0515 = 58,43 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С правой стороны от сечения 3:

$$M_{y(3)п} = R_{y2} \cdot 0,0385 = -482,65 \cdot 0,0385 = 18,58 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарный изгибающий момент:

С левой стороны от сечения 2:

$$M_{\Sigma(2)л} = \sqrt{M_{y(2)л}^2 + M_{x(2)}^2} = \sqrt{(56,96)^2 + 111,6^2} = 125,3 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С правой стороны от сечения 2:

$$M_{\Sigma(2)п} = \sqrt{M_{y(2)п}^2 + M_{x(2)}^2} = \sqrt{(-18,46)^2 + 111,6^2} = 113,1 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С левой стороны от сечения 3:

$$M_{\Sigma(3)л} = \sqrt{M_{y(3)л}^2 + M_{x(3)}^2} = \sqrt{(58,43)^2 + 71,6^2} = 92,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С правой стороны от сечения 3:

$$M_{\Sigma(3)п} = \sqrt{M_{y(3)п}^2 + M_{x(3)}^2} = \sqrt{(18,58)^2 + 71,6^2} = 73,97 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_4 = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент на промежуточном валу численно равен вращающему:

$$M_{Kx(2-3)} = T_2 = 126,16 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

11.3 Тихоходный вал

Определение реакций опор и построение эпюр

Схема вала представлена на рисунке 11.3.

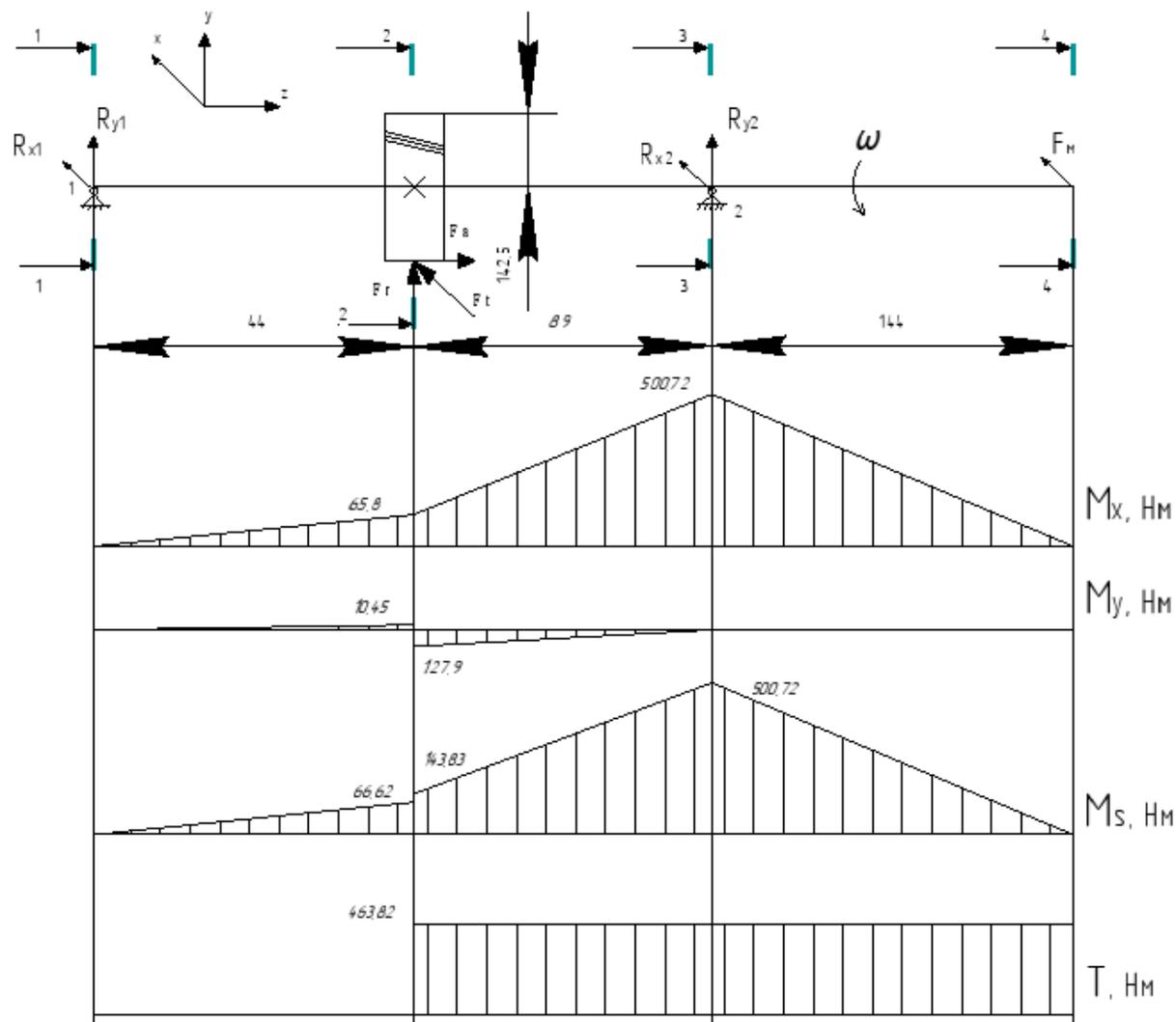


Рисунок 11.3

Определяем реакции опор вала из уравнения равновесия.

Плоскость ZX:

Сумма моментов относительно точки 1:

$$\sum M_1 = 0; F_t \cdot 52 + R_{x2} \cdot 141 + F_M \cdot 234 = 0.$$

Отсюда находим \$R_{x2}\$:

$$R_{x2} = \frac{-F_t \cdot 52 - F_M \cdot 234}{141} = \frac{-3256,36 \cdot 52 - 5384,12 \cdot 234}{141} = -10136,27 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Сумма моментов относительно точки 2:

$$\sum M_2 = 0; -F_t \cdot 89 - R_{x1} \cdot 141 + F_M \cdot 93 = 0.$$

Отсюда находим \$R_{x1}\$:

$$R_{x1} = \frac{-F_t \cdot 89 + F_M \cdot 93}{141} = \frac{-3256,36 \cdot 89 + 5384,12 \cdot 93}{141} = 1495,78 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$R_{x1} + R_{x2} - F_t + F_M = 0.$$
$$3650,35 - 12290,83 + 3256,36 + 5384,1 = 0.$$

Плоскость ZY:

Сумма моментов относительно точки 1:

$$\sum M_1 = 0; F_r \cdot 52 + R_{y2} \cdot 141 + F_a \cdot 142,5 = 0.$$

Отсюда находим R_{y2} :

$$R_{y2} = \frac{-F_r \cdot 52 - F_a \cdot 142,5}{141} = \frac{1237,3 \cdot 52 - 970,76 \cdot 142,5}{141} = -1437,4 \text{ Н}.$$

Сумма моментов относительно точки 2:

$$\sum M_2 = 0; -F_r \cdot 89 - R_{y1} \cdot 141 + F_a \cdot 142,5 = 0.$$

Отсюда находим R_{y1} :

$$R_{y1} = \frac{-F_r \cdot 89 + F_a \cdot 142,5}{141} = \frac{-1237,3 \cdot 89 + 970,76 \cdot 142,5}{141} = 200,90 \text{ Н}.$$

Проверка:

$$R_{y1} + R_{y2} - F_r = 0.$$
$$200,9 - 1437,4 + 1237,3 = 0.$$

Определяем суммарные реакции в опорах:

$$R_1 = \sqrt{R_{y1}^2 + R_{x1}^2} = \sqrt{200,9^2 + 1495,78^2} = 1509,21,5 \text{ Н}.$$
$$R_2 = \sqrt{R_{y2}^2 + R_{x2}^2} = \sqrt{(-1437,4)^2 + (-10136,27)^2} = 10237,7 \text{ Н}.$$

Построение эпюр изгибающих и крутящего моментов

Изгибающие моменты в плоскости ZX:

$$M_{x(1)} = 0.$$
$$M_{x(2)} = R_{x1} \cdot 0,052 = 1495,78 \cdot 0,044 = 65,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$
$$M_{x(3)} = R_{x1} \cdot 0,144 + F_{t1} \cdot 0,089 = 1495,78 \cdot 0,141 + 3256,36 \cdot 0,089 = 500,72 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$
$$M_{x(4)} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Изгибающие моменты в плоскости ZY:

$$M_{y(1)} = 0.$$

С левой стороны от сечения 2:

$$M_{y(2)л} = R_{y1} \cdot 0,052 = 200,9 \cdot 0,052 = 10,45 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С правой стороны от сечения 2:

$$M_{y(2)п} = R_{y2} \cdot 0,089 = -1437,4 \cdot 0,089 = -127,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{y(3)} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Суммарный изгибающий момент:

С левой стороны от сечения 2:

$$M_{\Sigma(2)л} = \sqrt{M_{y(2)л}^2 + M_{x(2)}^2} = \sqrt{(10,45)^2 + (65,8)^2} = 66,62 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

С правой стороны от сечения 2:

$$M_{\Sigma(2)п} = \sqrt{M_{y(2)п}^2 + M_{x(2)}^2} = \sqrt{(-127,9)^2 + (65,8)^2} = 143,83 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

$$M_{\Sigma(3)} = M_{x(3)} = 500,72 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Крутящий момент на тихоходном валу численно равен вращающему:

$$M_{Kx(2-4)} = T_2 = 463,82 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

12. Краткое описание порядка сборки редуктора и основных регулировок

Перед сборкой внутреннюю полость корпуса тщательно очищают и покрывают маслостойкой краской.

Сборку проводят в соответствии с чертежом общего вида редуктора, начиная с узлов валов.

На ведущий вал устанавливают шариковые радиально-упорные подшипники, предварительно нагретые в масле до 80...100°C;

- в промежуточный вал закладывают шпонки и напрессовывают цилиндрическое зубчатое колесо и шестерню, нагретые в масле до 150...200°C, затем втулку и шариковые радиально-упорные подшипники, предварительно нагретые в масле до 80...100°C.

- на ведомый вал закладывают шпонку и напрессовывают цилиндрическое зубчатое колесо, затем втулку и устанавливают шариковые радиально-упорные подшипники, предварительно нагретые в масле до 80...100°C;

Собранные валы укладывают в основание корпуса редуктора. После этого ставят крышки подшипников. Перед постановкой сквозных крышек в проточках монтируют манжетные уплотнения.

Затем закрывают редуктор крышкой, покрывая предварительно поверхности стыка крышки и основания спиртовым лаком. Для центровки крышки с основанием корпуса используют два конических штифта; затягивают болты, крепящие крышку корпуса.

Проворачиванием валов проверяют отсутствие заклинивания подшипников (валы должны проворачиваться от руки) и закрепляют крышки болтами.

Добившись требуемой плавности вращения валов, необходимо снять крышку корпуса и покрасить все зубья большего колеса первой ступени специальной краской. Затем необходимо надеть крышку корпуса и крышки подшипников. Далее необходимо повернуть входной вал редуктора так, чтобы большее колесо первой ступени сделало полный оборот. Теперь следует проверить пятно контакта на меньшем колесе первой ступени. Оно должно составлять не менее 50%. Такую же операцию необходимо произвести и для колес второй ступени.

Далее на выходные концы ведущего и ведомого валов в шпоночные канавки закладывают шпонки и монтируют, соответственно. Затем ввёртывают пробку маслоспускного отверстия с прокладкой и маслоуказатель.

Заливают в корпус масло и закрывают смотровое окно крышкой с прокладкой из технического картона и отдушиной; закрепляют крышку болтами.

Собранный редуктор обкатывают и подвергают испытанию на стенде по заданной программе.

										Лист
										53
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат						

