

МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ
ДЕРЖАВНИЙ ВИЩИЙ НАВЧАЛЬНИЙ ЗАКЛАД
«ДОНЕЦЬКИЙ НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ»
АВТОМОБІЛЬНО-ДОРОЖНІЙ ІНСТИТУТ

Кафедра «Будівельно-дорожні машини
і деталі машин»

КУРСОВИЙ ПРОЕКТ

з дисципліни «Деталі машин»

Виконав студент:

Зачатка № 11 - 075

Факультет: «Автомобільний транспорт».

Курс – 3. Семестр – 6. Група АТР 12 А

Викладач: _____

Рисунок 1 – Кінематична схема приводу транспортера:

1 –електродвигун; 2 – редуктор червячний; 3 – муфта (пружна) МУВП; 6 – ведучий вал транспортера; 8 – открытая цепная передача; 10 – рама привода; 11 – барабан транспортера.

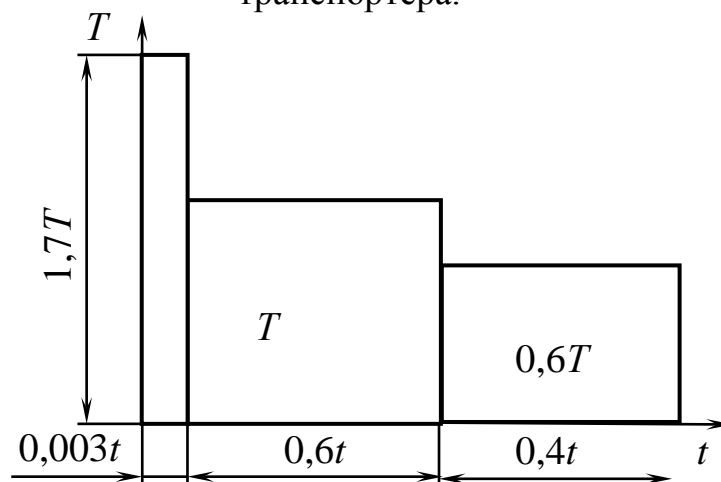


Рисунок 2 – Графік навантаження транспортера

Вхідні дані

Колова сила на ведучій зірочці F_t , Н
 Швидкість ланцюгової передачі V , м/с
 Діаметр приводного барабана $D_{зв}$, мм
 Строк роботи транспортера L , годы
 Коефіцієнт використання транспортера у році K_r
 Коефіцієнт використання транспортера у добі K_c

					ДМ 05.20.00.000 ПЗ					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	Привод цепного транспортера					
Разраб.								Лит.	Лист	Листов
Провер.									2	
Н. контр.								АДИ ДонНТУ		
Утв.								АТР-12 А		

СОДЕРЖАНИЕ

	стр.
Титульный лист пояснительной записки	1
Реферат	2
Лист задания	3
Лист содержания	4
Введение	5
1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет привода	6
2. Расчет червячного редуктора привода транспортера	7
2.1. Проектировочный расчет червячной передачи	8
2.2. Проверочный расчет зубьев червячного колеса на контактную прочность	10
2.3. Проверочный расчет зубьев червячного колеса на изгиб	10
3. Расчет открытой цепной передачи транспортера	11
4. Проектировочный расчет валов	16
4.1. Быстроходного вала червячного редуктора	16
4.2. Проектировочный расчет тихоходного вала червячного редуктора	16
...4.3. Проектировочный расчет приводного вала барабана	16
5. Компоновка редуктора	17
6. Проверочный расчет валов	17
6.1. Расчет нагрузок на валы редуктора	17
6.2. Проверочный расчет быстроходного вала на прочность	18
6.3. Проверочный расчет тихоходного вала на прочность	20
7. Выбор подшипников	23
7.1. Выбор подшипников быстроходного вала	23
7.2. Выбор подшипников тихоходного вала	24
8. Выбор шпонок	25
9. Смазка редуктора	25
10. Тепловой расчет червячного редуктора	26
11. Выбор муфты для соединения двигателя и червячного редуктора	26
Заключение	27
Литература	27

					<i>ДМ 07.20.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат		4

1. ВИБІР ДВИГУНА І НАВАНТАЖУВАЛЬНІ ПАРАМЕТРИ ПРИВОДУ

Потужність на вихідному валу транспортера

$$N_{\text{вих}} = \frac{F_t V}{1000} = \frac{4500 \cdot 0,82}{1000} = 3,69 \text{ кВт.}$$

Загальний КПД приводу

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \eta_4^3 = 0,99 \cdot 0,8 \cdot 0,93 \cdot 0,99^3 = 0,715$$

де $\eta_1 = 0,99$ – КПД муфти, $\eta_2 = 0,8$ – КПД черв'ячного редуктора, $\eta_3 = 0,93$ – КПД відкритої ланцюгової передачі; $\eta_4 = 0,99$ – КПД підшипників, [с. 15, 1].

Потрібна потужність двигуна

$$N_{\text{ном}}^{\text{дв}} = \frac{N_{\text{вих}}}{\eta} = \frac{3,69}{0,715} = 5,16 \text{ кВт.}$$

Еквівалентний крутний момент двигуна

$$T_{\text{екв}} = \sqrt{\frac{\sum T_i^2 t_i}{\sum t_i}} = \sqrt{\frac{T^2 \cdot 0,6t + (0,6T)^2 \cdot 0,4t}{0,6t + 0,4t}} = 0,745 T.$$

Еквівалентна потужність при коефіцієнті еквівалентності $K_{\text{екв}} = 0,745$

$$N_{\text{екв}} = K_{\text{екв}} N_{\text{дв}}^{\text{тр}} = 0,745 \cdot 5,16 = 3,84 \text{ кВт.}$$

Частота обертання вихідного валу привода

$$n_{\text{вих}} = \frac{60000V}{\pi D} = \frac{60000 \cdot 0,82}{3,14 \cdot 480} = 32,6 \text{ мин}^{-1}.$$

Попереднє загальне передаточне відношення привода

$$U_{\text{пр}} = U_1 \cdot U_2 = (14 \dots 40) \cdot (2 \dots 6) = (28 \dots 240),$$

де $U_1 = (14 \dots 40)$ – передаточне відношення черв'ячного редуктора, $U_2 = (2 \dots 6)$ – передаточне відношення ланцюгової передачі [с. 15, 1].

Параметри частоти обертання валу двигуна

$$n_{\text{дв}} = n_{\text{вих}} \cdot U_{\text{пр}} = 32,6 \cdot (28 \dots 240) = (912,8 \dots 7824) \text{ хв}^{-1}.$$

Приймаємо двигун – 4А100S2У3. ГОСТ 19523 – 81.: [т. 2, с. 249, 1].

Потужність двигуна $N_{\text{дв}} = 4,0 \text{ кВт.}$

Частота обертання $n_{\text{дв}} = 2880 \text{ хв}^{-1}.$

Відношення пускового моменту до номінального $T_{\text{п}} / T_{\text{н}} = 2,0.$

Відношення максимального моменту до номінального $T_{\text{м}} / T_{\text{н}} = 2,2.$

Розміри вала двигуна: $d_1 = 28 \text{ мм}, l_1 = 60 \text{ мм}$ [т. 3, с. 250, 1].

Перевіряємо двигун на пуск по умові.

$$N_{\text{дв}} \cdot \frac{T_{\text{п}}}{T_{\text{н}}} \geq N_{\text{дв}}^{\text{мп}} \cdot \left(\frac{T_{\text{п}}}{T_{\text{н}}} \right)', \quad 4 \cdot 2 > 3,84 \cdot 1,45 \quad 8,0 > 5,568.$$

Номінальне передаточне відношення привода

$$U_{\text{пр}}^{\text{н}} = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вих}}} = \frac{2880}{32,6} = 88,3.$$

Згідно [с. 54, 1] передаточне відношення ланцюгової передачі $U_2 = 4,5$

Тоді передаточне відношення черв'ячного редуктора буде.

$$U_1 = \frac{U_{np}^u}{U_2} = \frac{88,3}{4,5} = 19,62. \quad \text{Приймаємо } U_1 = 20.$$

Фактичне передаточне відношення привода.

$$U_{np}^{\phi} = U_1 U_2 = 20 \cdot 4,5 = 90.$$

Помилка передаточного відношення привода.

$$\Delta = \left| \frac{U_{np}^{\phi} - U_{np}^u}{U_{np}^u} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{90 - 88,3}{90} \right| \cdot 100 = 1,88\% < 4\%.$$

Визначаємо частоти обертання та крутні моменти сил на валах привода.

Вал двигуна. $n_{дв} = 2880 \text{ хв}^{-1}$, $\omega_{дв} = \frac{\pi n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 2880}{30} = 301,44 \text{ с}^{-1}$,

$$T_{дв} = \frac{N_{дв}^{мп}}{\omega_{дв}} = \frac{4000}{301,44} = 13,27 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вхідний вал черв'ячного редуктора. $n_1 = n_{дв} = 2880 \text{ мин}^{-1}$,

$$\omega_1 = \omega_{дв} = 301,44 \text{ с}^{-1},$$

$$T_1 = T_{дв} \eta_1 \eta_4 = 13,27 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 13,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вихідний вал черв'ячного редуктора.

$$n_2 = \frac{n_1}{U_1} = \frac{2880}{20} = 144 \text{ хв}^{-1}, \quad \omega_2 = \frac{\omega_1}{U_1} = \frac{301,44}{20} = 15,072 \text{ с}^{-1},$$

$$T_2 = T_1 U_1 \eta_2 \eta_4 = 13,5 \cdot 20 \cdot 0,8 \cdot 0,99 = 214,2 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вал приводу барабана транспортера

$$n_3 = \frac{n_2}{U_2} = \frac{144}{4,5} = 32 \text{ хв}^{-1}, \quad \omega_3 = \frac{\omega_2}{U_2} = \frac{15,072}{4,5} = 3,35 \text{ с}^{-1},$$

$$T_3 = T_2 U_2 \eta_3 \eta_4 = 214,2 \cdot 4 \cdot 0,93 \cdot 0,99 = 788,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Фактичний термін строку служби привода транспортера

$$t = 24 \cdot K_{сум} \cdot 365 \cdot K_{зод} \cdot L = 24 \cdot 0,66 \cdot 365 \cdot 0,7 \cdot 6,2 = 25092 \text{ час}.$$

2. РОЗРАХУНОК ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА ПРИВОДУ ТРАНСПОРТЕРА

Вихідні параметри: потужність - $N_{ном}^{дв} = 5,16 \text{ кВт}$.; кутова швидкість - $\omega_1 = 301,44 \text{ с}^{-1}$; $\omega_2 = 14,5 \text{ с}^{-1}$; передаточне відношення - $U_1 = 20$; коефіцієнт перевантаження по моменту $K_n = 1,45$; крутний момент на черв'яку - $T_1 = 13,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$.; термін служби привода - $t = 25092 \text{ час}$.

Для изготовления червяка назначаем сталь 45 ГОСТ 1050-88 с закалкой до твердости 45 ... 50 НРС и последующим шлифованием витков.

При ориентировочной скорости скольжения в зацеплении.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-
------	------	----------	---------	-----

ДМ 05.20.00.000 ПЗ

Лист

7

$$V_c = 0,0004n_1 \sqrt[3]{\frac{T_2}{1000}} = 0,0004 \cdot 2880 \cdot \sqrt[3]{\frac{214200}{1000}} = 6,89 \text{ м/с}.$$

Рекомендуемый материал венца червячного колеса – бронза БрАЖ 9-4 (отливка в кокиль) с механическими свойствами [т. 3.35, с. 91, 1]:

$$\sigma_B = 500 \text{ МПа}, \quad \sigma_T = 200 \text{ МПа}.$$

Требуемая степень точности передачи $n = 8$ [т. 3.35, с. 91, 1].

Допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma_H] = 150 \text{ МПа}.$$

Допускаемое контактное напряжение при расчете на действие максимальной нагрузки

$$[\sigma_{HM}] = 2\sigma_T = 2 \cdot 200 = 400 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение изгиба при базовом числе циклов перемены напряжений $N_{FO} = 10^6$ для нереверсивной нагрузки $[\sigma_F]_0 = 112 \text{ МПа}$ [т. 3.31, с. 88, 1]

Эквивалентное число циклов нагружения зубьев червячного колеса

$$N_{FE} = \sum \left(\frac{T_{Fi}}{T_F} \right)^9 \cdot 60 t_1 n_2 = 60 n_2 \left[0,4t \left(\frac{T}{T} \right)^9 + 0,3t \left(\frac{0,6T}{T} \right)^9 + 0,3t \left(\frac{0,4T}{T} \right)^9 \right] = 24,186 t_2 n_2 = \\ = 24,186 \cdot 25092 \cdot 144 = 87,39 \cdot 10^6.$$

Коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = \sqrt[9]{\frac{10^6}{87,39 \cdot 10^6}} = 0,608.$$

Допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma_F] = [\sigma_F]_0 \cdot K_{FL} = 112 \cdot 0,608 = 68,1 \text{ МПа}.$$

Допускаемое напряжение изгиба при расчете на действие максимальной нагрузки

$$[\sigma_{FM}] = 0,8\sigma_T = 0,8 \cdot 200 = 160 \text{ МПа}.$$

2.1. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Для расчета червячной передачи принимаем число заходов червяка $z_1 = 2$.
Число зубьев червячного колеса

$$z_2 = z_1 \cdot U_1 = 2 \cdot 20 = 40. \text{ Принимаем } z_2 = 40.$$

Коэффициент диаметра червяка

$$q = 0,25z_2 = 0,25 \cdot 40 = 10.$$

Согласуем со стандартом [т. 13, с. 254, 1] принимаем $q = 10$.

Коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца

$$K_{H\beta} = K_{F\beta} = 1 + \left(\frac{z_2}{\Theta} \right)^3 (1 - m_p) = 1 + \left(\frac{40}{86} \right)^3 (1 - 0,7) = 1,035$$

где коэффициент деформации червяка $\Theta = 86$ [т. 3.27, с. 86, 1]; отношение средневзвешенного момента на колесе к максимальному

Изм.	Лис	№ докум.	Подпись	Да-
------	-----	----------	---------	-----

ДМ 05.20.00.000 ПЗ

Лист

8

$$m_p = \sum \frac{T_{2i} N_i}{T_2 N_\Sigma} = \sum \frac{T_{2i} 60 n_2 t_i}{T_2 60 n_2 t_\Sigma} = \sum \frac{T_{2i} t_i}{T_2 t_\Sigma} = \frac{T \cdot 0,6t + 0,6T \cdot 0,4t}{T \cdot t} = 0,7.$$

Коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку в зацеплении

$$K_{HV} = K_{FV} = 0,3 + 0,1n + 0,02V_c = 0,3 + 0,1 \cdot 8 + 0,02 \cdot 6,89 = 1,238.$$

Межосевое расстояние передачи из условия контактной выносливости

$$a_w = (z_2/q + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{[\sigma_H] z_2/q}\right)^2 T_2 K_{H\beta} K_{HV}} =$$

$$= (40/10 + 1) \sqrt[3]{\left(\frac{170}{150 \cdot 40/10}\right)^2 \cdot 214200 \cdot 1,035 \cdot 1,238} = 140,17 \text{ мм.}$$

Модуль зацепления

$$m = \frac{2a_w}{z_2 + q} = \frac{2 \cdot 140,17}{40 + 10} = 5,6 \text{ мм.}$$

Согласно СТ СЭВ 267-76 [т. 12, с. 254,1] принимаем $m = 6,3$ мм.

Согласно СТ СЭВ 229-76 [т. 8, с. 253, 1] принимаем $a_w = 157,5$ мм.

Коэффициент смещения червяка при стандартном модуле и межосевом расстоянии

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(z_2 + q) = \frac{157,5}{6,3} - 0,5 \cdot (40 + 10) = 0.$$

Делительный угол подъема витков червяка $\gamma = 11^\circ 18' 36''$ [т. 3.22, с. 83, 1].

Делительные диаметры червяка и червячного колеса

$$d_1 = qm = 10 \cdot 6,3 = 63 \text{ мм,} \quad d_2 = m \cdot z_2 = 6,3 \cdot 40 = 252 \text{ мм.}$$

Начальные диаметры червяка и червячного колеса

$$d_{w1} = (q + 2x) \cdot m = (10 + 2 \cdot 0) \cdot 6,3 = 63 \text{ мм,} \quad d_{w2} = d_2 = m \cdot z_2 = 6,3 \cdot 40 = 252 \text{ мм.}$$

Расчетная скорость скольжения

$$V_c = \frac{\pi d_{w1} n_1}{60000 \cos \gamma} = \frac{3,14 \cdot 63 \cdot 2880}{60000 \cdot 0,98058} = 9,69 \text{ м/с.}$$

Уточняем параметры передачи. Степень точности $n = 8$. Допускаемое контактное напряжение

$$[\sigma'_H] = 150 \cdot \frac{K'_{HV}}{K_{HV}} = 150 \cdot \frac{1,238}{1,294} = 143,5 \text{ МПа.}$$

Коэффициент динамической нагрузки

$$K'_{HV} = K'_{FV} = 0,3 + 0,1n + 0,02V_c = 0,3 + 0,1 \cdot 8 + 0,02 \cdot 9,69 = 1,294.$$

Приведенный угол трения $\varphi' = 1^\circ 48'$ [т. 3.25, с. 85, 1].

Коэффициент полезного действия передачи

$$\eta' = 0,95 \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \varphi')} = 0,95 \cdot \frac{\operatorname{tg} 11,31^\circ}{\operatorname{tg}(11,31^\circ + 1,8^\circ)} = 0,95 \cdot \frac{0,2}{0,23289} = 0,816.$$

Фактический крутящий момент на валу червячного колеса

$$T'_2 = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{N_1 U_1 \eta'}{n_1} = 9550 \cdot 10^3 \cdot \frac{3,92 \cdot 20 \cdot 0,816}{2880} = 221622,8 \text{ Н} \cdot \text{мм,}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-
------	------	----------	---------	-----

ДМ 05.20.00.000 ПЗ

Лист

9

где мощность на валу червяка

$$N_1 = \frac{T_1 \omega_1}{1000} = \frac{13,5 \cdot 301,44}{1000} = 3,92 \text{ кВт.}$$

2.2. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА НА КОНТАКТНУЮ ПРОЧНОСТЬ

Действующее контактное напряжение

$$\sigma_H = \frac{170}{z_2/q} \sqrt{\left(\frac{z_2/q+1}{a_w}\right)^3 T_2' K_{H\beta} K'_{HV}} \leq [\sigma'_H]$$

$$\sigma_H = \frac{170}{40/10} \sqrt{\left(\frac{40/10+1}{157,5}\right)^3 \cdot 221622,8 \cdot 1,035 \cdot 1,294} = 130,9 \text{ МПа} < [\sigma'_H] = 143,5 \text{ МПа.}$$

Расчетное контактное напряжение при действии максимальной нагрузки

$$\sigma_{HM} = \sigma_H \sqrt{T_M/T_H} = 130,9 \cdot \sqrt{2,2} = 194,2 \text{ МПа} < [\sigma_{HM}] = 400 \text{ МПа.}$$

2.3. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ЗУБЬЕВ ЧЕРВЯЧНОГО КОЛЕСА НА ИЗГИБ

Предварительно определяем величины, необходимые для расчета. Эквивалентное число зубьев червячного колеса

$$z_3 = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{0,98058^3} = 42,5.$$

Коэффициент формы зуба $Y_F = 1,52$ [т. 3.28, с. 87, 1].

Расчетное напряжение изгиба

$$\sigma_F = \frac{2T_2' \cos \gamma}{1,2 d_{w1} d_{w2} m} Y_F K_{F\beta} K'_{FV} \leq [\sigma_F]$$

$$\sigma_F = \frac{2 \cdot 221622,8 \cdot 0,98058}{1,2 \cdot 63 \cdot 252 \cdot 6,3} \cdot 1,52 \cdot 1,035 \cdot 1,294 = 7,37 \text{ МПа} < [\sigma_F] = 68,1 \text{ МПа.}$$

Расчетное напряжение изгиба от максимальной нагрузки

$$\sigma_{FM} = \sigma_F \frac{T_M}{T_H} \leq [\sigma_{FM}]$$

$$\sigma_{FM} = 7,37 \cdot 2,2 = 16,2 \text{ МПа} < [\sigma_{FM}] = 160 \text{ МПа.}$$

Принимаем геометрические параметры передачи [т. 3.23, с. 84, 1].

Число заходов червяка $z_1 = 2$.

Число зубьев червячного колеса $z_2 = 40$.

Модуль зацепления $m = 6,3$ мм.

Коэффициент диаметра червяка $q = 10$.

Делительный угол подъема витков червяка $\gamma = 11^\circ 18' 36''$.

Коэффициент смещения червяка $x = 0$.

Межосевое расстояние $a_w = 157,5$ мм.

Коэффициент радиального зазора $s = 0,2$.

Делительный диаметр червяка $d_1 = 63$ мм.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-
------	------	----------	---------	-----

ДМ 05.20.00.000 ПЗ

Лист

10

Начальный диаметр червяка $d_{w1} = 63$ мм.

Делительный и начальный диаметры червячного колеса $d_2 = d_{w2} = 252$ мм.

Диаметр вершин витков червяка

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 62 + 2 \cdot 6,3 = 75,6 \text{ мм.}$$

Диаметр вершин зубьев колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot (1 + x) \cdot m = 252 + 2 \cdot (1 + 0) \cdot 6,3 = 264,6 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин витков червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2 \cdot (1 + c) \cdot m = 63 - 2 \cdot (1 + 0,2) \cdot 6,3 = 55,44 \text{ мм.}$$

Диаметр впадин зубьев колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2 \cdot (1 + c) \cdot m + 2xm = 252 - 2 \cdot (1 + 0,2) \cdot 6,3 + 2 \cdot 0 \cdot 6,3 = 244,44 \text{ мм.}$$

Наибольший диаметр червячного колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} = 264,6 + \frac{6 \cdot 6,3}{2 + 2} = 274,05 \text{ мм.} \quad \text{Принимаем } d_{am2} = 274 \text{ мм.}$$

Длина нарезной части червяка

$$b_1 \geq (11 + 0,06z_2) \cdot m + 25 = (11 + 0,06 \cdot 40) \cdot 6,3 + 25 = 109,42 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_1 = 110$ мм.

Ширина венца червячного колеса

$$b_2 \leq 0,75d_{a1} = 0,75 \cdot 75,6 = 56,7 \text{ мм.} \quad \text{Принимаем } b_2 = 56 \text{ мм.}$$

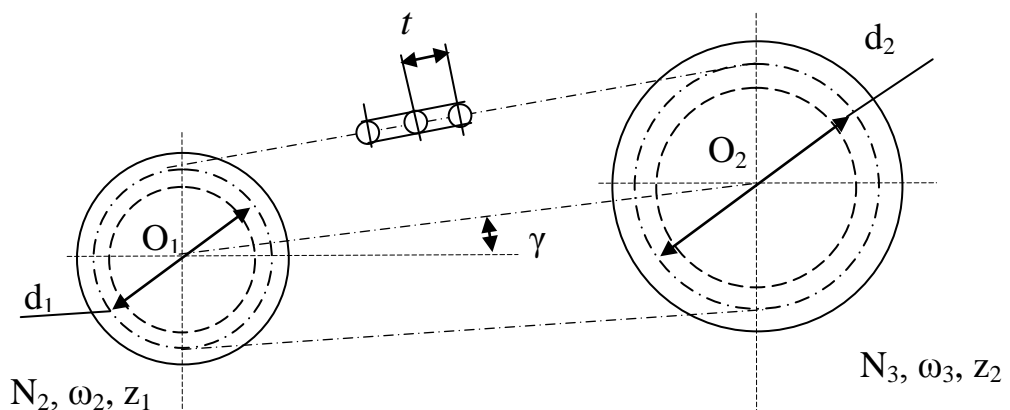
3. РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

Крутящий момент на ведущей звездочке $T_2 = 221,6$ Н·м (из расчета конического редуктора), частота вращения ведущей звездочки $n_2 = 144$ мин⁻¹, угловая скорость ведущей звездочки $\omega_2 = 15,072$ с⁻¹. Передаточное число цепной передачи $U_2 = 4,5$. По табл. 2.25 [с. 40, 1] принимаем число зубьев ведущей звездочки $z_1 = 22$. Число зубьев ведомой звездочки

$$z_2 = z_1 U_2 = 22 \cdot 4,5 = 99. \quad \text{Принимаем } z_2 = 100.$$

Мощность на ведущей звездочке

$$N = \frac{T_2 \cdot \omega_2}{1000} = \frac{221,6 \cdot 15,072}{1000} = 3,339 \text{ кВт.}$$



					a	Лист
					ДМ 05.20.00.000 ПЗ	11
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		

Рисунок 2.1 – Кинематическая схема цепной передачи

Согласно условиям эксплуатации передачи принимаем $K_1 = 1,25$ – нагрузка переменная; $K_2 = 1,25$ – межосевое расстояние нерегулируемое; $K_3 = 1,0$ – при межосевом расстоянии $a = 40t$; $K_4 = 1,0$ – передача горизонтальная; $K_5 = 1,0$ – смазка консистентная внутришарнирная; $K_6 = 1,25$ – работа двухсменная [с. 42, 1].

Коэффициент эксплуатации передачи

$$K_9 = K_1 K_2 K_3 K_4 K_5 K_6 = 1,25 \cdot 1,25 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,25 = 1,953.$$

Для цепи ПР по ГОСТ 13568-75 коэффициент $S_t = 0,28$. По частоте вращения ведущей звездочки предварительно принимаем шаг цепи $t = 25,4$ мм [т. 2.26, с. 40, 1]. Допускаемое удельное давление в шарнирах $[P] = 35$ МПа [т. 2.28, с. 42, 1]. Для однорядной цепи коэффициент $K_m = 1,0$.

Расчетный шаг цепи

$$t = 183 \cdot \sqrt[3]{\frac{10 \cdot N \cdot K_9}{S_t \cdot [P] \cdot z_1 \cdot n_2 \cdot K_m}} = 183 \cdot \sqrt[3]{\frac{10 \cdot 3,339 \cdot 1,953}{0,28 \cdot 35 \cdot 22 \cdot 211,1 \cdot 1,0}} = 21,85 \text{ мм}.$$

Принимаем цепь ПР-25,4-5670 ГОСТ 13568 – 75, у которой $t = 25,4$ мм, $Q_{\text{раз-р}} = 56700$ Н, $h = 24,2$ мм, $S_{\text{оп}} = 179,7$ мм², $q = 2,6$ кг, $B_{\text{вн}} = 15,88$ мм, $d_1 = 15,88$ мм [т. 6, с. 252, 1].

Проверяем условие $n_1 = 144 \text{ мин}^{-1} < n_{1\text{max}}$. По табл. 2.26 [с. 40, 1] при $t = 25,4$ мм допускаемая частота вращения малой звездочки $n_{1\text{max}} = 800 \text{ мин}^{-1}$, условие выполнено.

Окружная скорость цепи

$$V = \frac{z_1 n_1 t}{60000} = \frac{22 \cdot 144 \cdot 25,4}{60000} = 1,34 \text{ м/с}.$$

Окружное усилие, передаваемое цепью

$$F_t = \frac{1000N}{V} = \frac{1000 \cdot 3,339}{1,34} = 2491,8 \text{ Н}.$$

Среднее удельное давление в шарнирах цепи

$$P = \frac{F_t}{S_{on}} = \frac{2491,8}{179,7} = 13,8 \text{ МПа} < [P] = 35 \text{ МПа.}$$

Определяем срок службы цепи

$$T = 5200 \frac{\Delta t K_c \sqrt{z_1} \sqrt[3]{a_t U}}{P \sqrt[3]{V} K_s},$$

где допускаемое увеличение шага цепи $\Delta t = 3 \%$ [с. 43, 1];

межосевое расстояние, выраженное в шагах

$$a_t = 40;$$

коэффициент смазки цепи при коэффициенте способа смазки $K_{cn} = 1,4$
[т. 2.29, с. 43, 1]

$$K_c = \frac{K_{cn}}{\sqrt{V}} = \frac{1,4}{\sqrt{1,34}} = 1,2.$$

Тогда

$$T = 5200 \cdot \frac{3 \cdot 1,2 \cdot \sqrt{22} \cdot \sqrt[3]{40 \cdot 4,5}}{8,7 \cdot \sqrt[3]{1,34} \cdot 1,953} = 26569 \text{ часов} \geq t_{\Sigma} = 25092 \text{ часов.}$$

Межосевое расстояние

$$a = 40 \cdot t = 40 \cdot 25,4 = 1016 \text{ мм} = 1,016 \text{ м.}$$

Сила натяжения от провисания ведомой ветви от собственной массы

$$F_f = K_f \cdot q \cdot g \cdot a = 6 \cdot 2,6 \cdot 9,81 \cdot 1,016 = 155 \text{ Н,}$$

где $K_f = 6,0$ – коэффициент провисания [с. 41, 1],

Суммарная сила натяжения ведущей ветви

$$F_{\Sigma} = F_f + F_t K_1 = 155 + 2491,8 \cdot 1,25 = 3269,75 \text{ Н.}$$

Нагрузка, действующая на валы передачи

$$R = (1,15 \dots 1,2) F_t = (1,15 \dots 1,2) \cdot 2491,8 = (2865,6 \dots 2990) \text{ Н.}$$

Принимаем $R = 2900 \text{ Н.}$

Проверяем цепь по запасу прочности [т. 2.30, с. 43, 1]

$$n = \frac{Q_{разр}}{F_{\Sigma}} = \frac{56700}{3269,75} = 17,3 > [n] = 6,3.$$

Длина цепи, выраженная в шагах

$$L_t = \frac{2a}{t} + \frac{z_1 + z_2}{2} + \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2 \frac{t}{a} = \frac{2 \cdot 1016}{25,4} + \frac{22 + 100}{2} + \left(\frac{100 - 22}{2 \cdot 3,14} \right)^2 \cdot \frac{25,4}{1016} = 150,9$$

					<i>ДМ 05.20.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		12

Количество звеньев цепи округляем до четного числа $L_t = 152$. Уточняем действительное межосевое расстояние

$$a_p = \frac{t}{4} \left[L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} + \sqrt{\left(L_t - \frac{z_1 + z_2}{2} \right)^2 - 8 \left(\frac{z_2 - z_1}{2\pi} \right)^2} \right] =$$

$$= \frac{25,4}{4} \cdot \left[152 - \frac{22 + 100}{2} + \sqrt{\left(152 - \frac{22 + 100}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{100 - 22}{2 \cdot 3,14} \right)^2} \right] = 1029,9 \text{ мм}$$

Монтажное межосевое расстояние

$$a_m = (0,996 \dots 0,998)a_p = (0,996 \dots 0,998) \cdot 1029,9 = (1025,8 \dots 1027,8) \text{ мм.}$$

Принимаем $a_m = 1028 \text{ мм}$.

Окончательно принимаем геометрические параметры передачи [т. 2.32, с. 49, 1]

Диаметры делительных окружностей

$$d_{d1} = \frac{t}{\sin(180^\circ/z_1)} = \frac{25,4}{\sin(180^\circ/22)} = 178,87 \text{ мм.}$$

$$d_{d2} = \frac{t}{\sin(180^\circ/z_2)} = \frac{25,4}{\sin(180^\circ/100)} = 891,23 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей выступов

$$D_{e1} = t \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} \right) = 25,4 \cdot \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{22} \right) = 189,36 \text{ мм.}$$

$$D_{e2} = t \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_2} \right) = 25,4 \cdot \left(0,5 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{100} \right) = 901,82 \text{ мм.}$$

Диаметры окружностей впадин

$$D_{i1} = d_{d1} - 2r = 178,87 - 2 \cdot 8,03 = 192,81 \text{ мм,}$$

$$D_{i2} = d_{d2} - 2r = 891,23 - 2 \cdot 8,03 = 875,17 \text{ мм,}$$

где радиус впадин

$$r = 0,5025d_1 + 0,05 = 0,5025 \cdot 15,88 + 0,05 = 8,03 \text{ мм.}$$

Ширина зуба

$$b_1 = 0,93B_{\text{вн}} - 0,15 = 0,93 \cdot 15,88 - 0,15 = 14,62 \text{ мм.}$$

Диаметры ободков

$$D_{o1} = t \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} - 1,3h = 25,4 \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{22} - 1,3 \cdot 24,2 = 145,2 \text{ мм.}$$

$$D_{o2} = t \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_2} - 1,3h = 25,4 \cdot \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{100} - 1,3 \cdot 24,2 = 857,65 \text{ мм.}$$

4. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

4.1. БЫСТРОХОДНЫЙ ВАЛ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Ориентировочный диаметр вала в опасном сечении при пониженном допус- каемом напряжении кручения $[\tau] = 15 \text{ МПа}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_1}{0,2 [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{13500}{0,2 \cdot 15}} = 16,5 \text{ мм.}$$

Принимаем:

размеры консольного участка вала $d_1 = 28 \text{ мм}$, $l_1 = 42 \text{ мм}$,
диаметр вала под уплотнение $d_2 = 35 \text{ мм}$,
диаметр вала под подшипники $d_3 = 35 \text{ мм}$.

4.2. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТИХОХОДНОГО ВАЛА ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Ориентировочный диаметр вала в опасном сечении при пониженном допус- каемом напряжении кручения $[\tau] = 20 \text{ МПа}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_2'}{0,2 [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{221622,8}{0,2 \cdot 20}} = 38,06 \text{ мм.}$$

Принимаем:

размеры консольного участка вала $d_1 = 40 \text{ мм}$, $l_1 = 82 \text{ мм}$,
диаметр вала под уплотнение $d_2 = 50 \text{ мм}$,
диаметр вала под подшипники $d_3 = 50 \text{ мм}$,
диаметр вала под зубчатое колесо $d_4 = 56 \text{ мм}$.

4.3. ПРОЕКТИРОВОЧНЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО ВАЛА БАРАБАНА

Ориентировочный диаметр вала в опасном сечении при пониженном допус- каемом напряжении кручения $[\tau] = 20 \text{ МПа}$

$$d = \sqrt[3]{\frac{T_3}{0,2[\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{788800}{0,2 \cdot 20}} = 58,2 \text{ мм.}$$

Принимаем:

размеры консольного участка вала $d_1 = 58$ мм, $l_1 = 82$ мм,
диаметр вала под уплотнение $d_2 = 60$ мм,
диаметр вала под подшипники $d_3 = 60$ мм,
диаметр вала под ведущую звездочку $d_4 = 64$ мм.

5. КОМПОНОВКА РЕДУКТОРА

Конструкция червячного колеса – биметаллическая Определяем основные размеры червячного колеса [т. 3.58, с. 109 – 110, 1].

Толщина венца и обода

$$\delta_o = 2,4m = 2,4 \cdot 6,3 = 15,12 \text{ мм. Принимаем } \delta_o = 15 \text{ мм.}$$

Толщина ступицы

$$\delta_{ст} = (0,25 \dots 0,35) \cdot d_B = (0,25 \dots 0,35) \cdot 56 = (14 \dots 20) \text{ мм. Принимаем } \delta_{ст} = 16 \text{ мм.}$$

Толщина диска

$$C = (0,15 \dots 0,3) \cdot b = (0,15 \dots 0,3) \cdot 54 = (8,1 \dots 16,2) \text{ мм. Принимаем } C = 15 \text{ мм.}$$

Длина ступицы

$$l_{ст} = (1,0 \dots 1,6) \cdot d_B = (1,0 \dots 1,6) \cdot 56 = (56 \dots 90) \text{ мм. Принимаем } l_{ст} = 70 \text{ мм.}$$

Фаска зубчатого венца

$$n = 0,5m = 0,5 \cdot 6 = 3,0 \text{ мм. Принимаем } n = 3,0 \text{ мм.}$$

Основные размеры корпуса и крышки редуктора [т. 4.3, с. 142 – 143, 1].

Толщина стенок

$$\delta = 0,04 \cdot a_w + 2 = 0,04 \cdot 156 + 2 = 8,24 \text{ мм. Принимаем } \delta = 8 \text{ мм.}$$

Толщина верхнего фланца корпуса и фланца крышки

$$S = (1,5 \dots 1,75) \cdot \delta = (1,5 \dots 1,75) \cdot 8 = (12 \dots 14) \text{ мм. Принимаем } S = 12 \text{ мм.}$$

Толщина нижнего фланца корпуса

$$S_1 = 2,35 \delta = 2,35 \cdot 8 = 19 \text{ мм. Принимаем } S_1 = 20 \text{ мм.}$$

Диаметр фундаментных болтов

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a_w + 12 = (0,03 \dots 0,036) \cdot 156 + 12 = (16,68 \dots 17,6) \text{ мм.}$$

Принимаем болты М16: ширина фланца $K_1 = 40$ мм, координата болта $C_1 = 21$ мм, диаметр планировки $D_1 = 32$ мм.

Диаметр болтов бобышек

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot d_1 = (0,7 \dots 0,75) \cdot 16 = 11 \dots 12 \text{ мм.}$$

Принимаем болты М12: $K_2 = 33$ мм, $C_2 = 18$ мм, $D_2 = 26$ мм.

Диаметр болтов фланцев

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6) \cdot d_1 = (0,5 \dots 0,6) \cdot 16 = 8 \dots 9,6 \text{ мм.}$$

Принимаем болты М8: $K_3 = 24$ мм, $C_3 = 13$ мм, $D_3 = 17$ мм.

Толщина ребер корпуса

$c_1 = (0,8 \dots 1,0) \cdot \delta = (0,8 \dots 1,0) \cdot 8 = 6,4 \dots 8$ мм. Принимаем $c_1 = 8$ мм.

Расстояние от внутренней стенки редуктора до торца вращающейся детали

$l_1 = (1,0 \dots 1,2) \cdot \delta = (1,0 \dots 1,2) \cdot 8 = 8 \dots 10$ мм. Принимаем $l_1 = 8$ мм.

Расстояние от торца подшипника качения тихоходного вала до внутренней стенки корпуса редуктора

$$l = \delta = 8 \text{ мм.}$$

Наименьший зазор между внутренней стенкой корпуса редуктора и червячным колесом

$$b = 1,2\delta = 1,2 \cdot 8 = 10 \text{ мм.}$$

Расстояние от оси червяка до внутренней поверхности днища

$$H_1 = (2 \dots 2,5) \cdot d_{\text{подш}} = (2 \dots 2,5) \cdot 35 = (70 \dots 88) \text{ мм.}$$

Намечаем подшипники для опор валов.

Быстроходный вал червячного редуктора. Устанавливаем в паре роликоподшипник радиально-упорный конический № 7607, у которых $d = 35$ мм; $D = 80$ мм; $B = 31$ мм; $C = 27$ мм; $T = 33$ мм; динамическая грузоподъемность $C = 71600$ Н; статическая грузоподъемность $C_0 = 61500$ Н [т. 20, с. 260, 1]. Расстояние между точкой приложения реакции и широким торцом наружного кольца подшипника при коэффициенте $e = 0,3$

$$a = \frac{T}{2} + \frac{(d + D)e}{6} = \frac{33}{2} + \frac{(35 + 80) \cdot 0,3}{6} = 22 \text{ мм.}$$

Тихоходный вал червячного редуктора. Устанавливаем в паре шарикоподшипник радиальный однорядный № 310, у которых $d = 50$ мм; $D = 110$ мм; $B = 27$ мм; динамическая грузоподъемность $C = 48500$ Н; статическая грузоподъемность $C_0 = 36300$ Н [т. 15, с. 255, 1].

Приводной вал ведущей звездочки. Устанавливаем в паре шарикоподшипник радиальный однорядный № 312, у которых $d = 60$ мм; $D = 130$ мм; $B = 31$ мм; динамическая грузоподъемность $C = 64100$ Н; статическая грузоподъемность $C_0 = 49400$ Н [т. 15, с. 255, 1].

6. ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ВАЛОВ

6.1. РАСЧЕТ НАГРУЗОК НА ВАЛЫ РЕДУКТОРА

Составляем пространственную схему сил, действующих на валы редуктора. Определяем составляющие усилия в зацеплении червячной передачи редуктора [т. 5.2, с. 172, 1].

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-
------	------	----------	---------	-----

ДМ 07.07.00.000 ПЗ

Лист

13

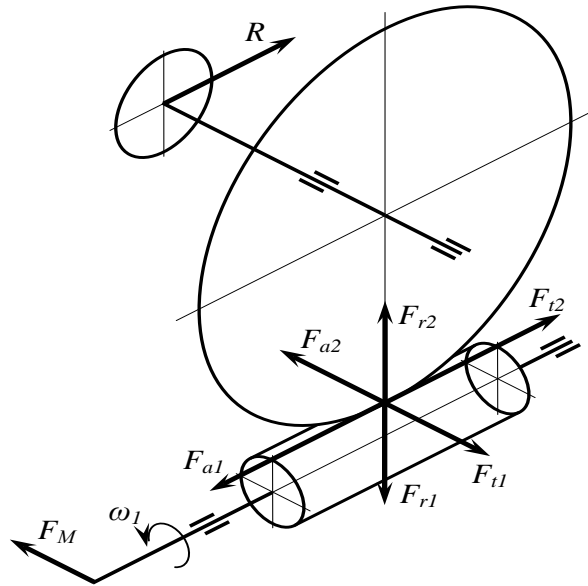


Рисунок 6.1 – Пространственная схема сил, действующих на валы редуктора

Окружная сила на червяке и осевая сила на червячном колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 13500}{72} = 433,3 \text{ Н.}$$

Окружная сила на червячном колесе и осевая сила на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T'_2}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 221622,8}{324} = 1750,9 \text{ Н.}$$

Радиальная сила

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t2} \cdot \text{tg } \alpha = 1750,9 \cdot 0,36397 = 637,3 \text{ Н.}$$

Неуравновешенное радиальное усилие на консольном участке быстроходного вала, создаваемое муфтой МУВП 63-24.1.I-25.2.I ГОСТ 21424-75

$$F_M = 0,25F_{tm} = 0,25 \cdot 457,46 = 114,37 \text{ Н} \cdot \text{м,}$$

где окружная сила по диаметру $D_1 = 71 \text{ мм}$ центров пальцев муфты

$$F_m = \frac{2T_{ос}}{D_1} = \frac{2 \cdot 13270}{71} = 373,5 \text{ Н.}$$

Радиальная нагрузка на консоли тихоходного вала от цепной передачи $R = 2900 \text{ Н}$.

6.2 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ БИСТРОХОДНОГО ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ

Составляем расчетную схему вала червяка, определяем реакции в опорах.

$$a = 80 \text{ мм, } b = 100 \text{ мм, } l = a + 2b = 80 + 2 \cdot 100 = 280 \text{ мм.}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-
------	------	----------	---------	-----

DM 05.20.00.000 ПЗ

Лист

18

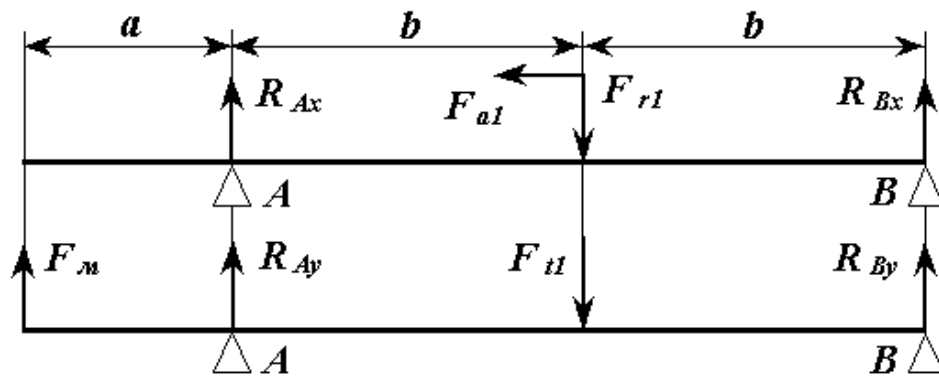


Рисунок 6.2. – Расчетная схема быстроходного вала

Вертикальная плоскость

$$\Sigma M_A = 0; F_{r1} \cdot b - 0,5 F_{a1} \cdot d_{wl} - R_{Bx} \cdot 2b = 0.$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{r1}b - 0,5F_{a1}d_{wl}}{2b} = \frac{637,3 \cdot 100 - 0,5 \cdot 1750,9 \cdot 72}{2 \cdot 100} = 56 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_B = 0; R_{Ax} \cdot 2b - F_{r1} \cdot b - 0,5 F_{a1} \cdot d_{wl} = 0.$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{r1}b + 0,5F_{a1}d_{wl}}{2b} = \frac{637,3 \cdot 100 + 0,5 \cdot 1750,9 \cdot 72}{2 \cdot 100} = 581,3 \text{ Н.}$$

Проверка: $\Sigma X = 0; R_{Ax} - F_{r1} + R_{Bx} = 581,3 - 637,3 + 56 = 0.$

Горизонтальная плоскость

$$\Sigma M_A = 0; F_M \cdot a + F_{t1} \cdot b - R_{By} \cdot 2b = 0.$$

$$R_{By} = \frac{F_M a + F_{t1} b}{2b} = \frac{114,37 \cdot 80 + 433,3 \cdot 100}{2 \cdot 100} = 262,4 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_B = 0; F_M \cdot l + R_{Ay} \cdot 2b - F_{t1} \cdot b = 0.$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{t1}b - F_M l}{2b} = \frac{433,3 \cdot 100 - 114,37 \cdot 280}{2 \cdot 100} = 56,5 \text{ Н.}$$

Проверка: $\Sigma Y = 0; F_M + R_{Ay} - F_{t1} + R_{By} = 114,37 + 56,5 - 433,3 + 262,4 = 0.$

Определяем прогиб вала посередине нарезной части червяка [Т. 5.18, с. 187, 1]. Модуль упругости для стали $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа. Осевой момент инерции сечения

$$J = \frac{\pi d_{f1}^4}{64} = \frac{3,14 \cdot 45,6^4}{64} = 2,12 \cdot 10^5 \text{ мм}^4.$$

Прогиб вала в вертикальной плоскости от силы F_{r1}

$$Y_B = Y(F_{r1}) = \frac{F_{r1}b^3}{6EJ} = \frac{637,3 \cdot 106^3}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,12 \cdot 10^5} = 0,0028 \text{ мм.}$$

Прогиб вала в горизонтальной плоскости от сил F_{t1} и F_M

$$Y_{\Gamma} = Y(F_{t1}) + Y(F_M) = 0,0019 + 0,0006 = 0,0025 \text{ мм,}$$

где

$$Y(F_{t1}) = \frac{F_{t1}b^3}{6EJ} = \frac{433,3 \cdot 106^3}{6 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,12 \cdot 10^5} = 0,0019 \text{ мм.}$$

$$Y(F_M) = \frac{F_M ab^2}{4EJ} = \frac{114,37 \cdot 80 \cdot 106^2}{4 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 2,12 \cdot 10^5} = 0,0006 \text{ мм.}$$

Общий прогиб вала

$$Y = \sqrt{Y_B^2 + Y_{\Gamma}^2} = \sqrt{0,0028^2 + 0,0025^2} = 0,0037 \text{ мм,}$$

что меньше допускаемого прогиба вала червяка

$$[Y] = \left(\frac{1}{100} \dots \frac{1}{150} \right) m = \left(\frac{1}{100} \dots \frac{1}{150} \right) \cdot 6,3 = (0,06 \dots 0,04) \text{ мм.}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-
------	------	----------	---------	-----

ДМ 05.20.00.000 ПЗ

Лист

19

6.3 ПРОВЕРОЧНЫЙ РАСЧЕТ ТИХОХОДНОГО

ВАЛА НА ПРОЧНОСТЬ

Составляем расчетную схему вала, определяем реакции в опорах, строим эпюры изгибающих и крутящего моментов. Из компоновки редуктора
 $a = 95 \text{ мм}$, $b = 54 \text{ мм}$, $l = a + 2b = 95 + 2 \cdot 54 = 225 \text{ мм}$.

Вертикальная плоскость

$$\Sigma M_A = 0; 0,5 \cdot F_{a2} \cdot d_{w2} - F_{r2} \cdot b + R_{Bx} \cdot 2b = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{r2}b - 0,5F_{a2}d_{w2}}{2b} = \frac{637,3 \cdot 54 - 0,5 \cdot 433,3 \cdot 324}{2 \cdot 54} = -186,9 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_B = 0; -R_{Ax} \cdot 2b + 0,5 \cdot F_{a2} \cdot d_{w2} + F_{r2} \cdot b = 0$$

$$R_{Ax} = \frac{0,5F_{a2}d_{w2} + F_{r2}b}{2b} = \frac{0,5 \cdot 433,3 \cdot 324 + 637,3 \cdot 54}{2 \cdot 54} = 824,2 \text{ Н.}$$

Проверка: $\Sigma X = 0; -R_{Ax} + F_{r2} - R_{Bx} = -824,2 + 637,3 - (-186,9) = 0.$

Изгибающие моменты в вертикальной плоскости

При $0 \leq z_1 < a$ $M_X = 0.$

При $0 \leq z_2 < b$ $M_X = -R_{Ax} \cdot z_2.$

$M_{X(z_2=0)} = 0.$

$M_{X(z_2=b)} = -R_{Ax} \cdot b = -824,2 \cdot 54 = -44505 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$

При $0 \leq z_3 < b$ $M_X = -R_{Bx} \cdot z_3$

$M_{X(z_3=0)} = 0.$

$M_{X(z_3=b)} = -R_{Bx} \cdot b = -(-186,9) \cdot 54 = 10092,6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$

Горизонтальная плоскость

$$\Sigma M_A = 0; R \cdot a - F_{t2} \cdot b - R_{By} \cdot 2b = 0$$

$$R_{By} = \frac{Ra - F_{t2}b}{2b} = \frac{2361,9 \cdot 95 - 1750,9 \cdot 54}{2 \cdot 54} = 1202,2 \text{ Н.}$$

$$\Sigma M_B = 0; R \cdot l - R_{Ay} \cdot 2b + F_{t2} \cdot b = 0$$

$$R_{Ay} = \frac{Rl + F_{t2}b}{2b} = \frac{2361,9 \cdot 225 + 1750,9 \cdot 54}{2 \cdot 54} = 5796 \text{ Н.}$$

Проверка: $\Sigma Y = 0; R - R_{Ay} + F_{t2} + R_{By} = 2361,9 - 5796 + 1750,9 + 1202,2 = 0.$

Изгибающие моменты в горизонтальной плоскости

При $0 \leq z_1 < a$ $M_Y = R \cdot z_1.$

$M_{Y(z_1=0)} = 0.$

$M_{Y(z_1=a)} = R \cdot a = 2361,9 \cdot 95 = 224380,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$

При $0 \leq z_2 < b$ $M_Y = R \cdot (a + z_2) - R_{Ay} \cdot z_2$

$M_{Y(z_2=0)} = R \cdot a = 2361,9 \cdot 95 = 224380,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$

$M_{Y(z_2=b)} = R \cdot (a + b) - R_{Ay} \cdot b = 2361,9 \cdot (95 + 54) - 5796 \cdot 54 = 38939,1 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$

При $0 \leq z_3 < b$ $M_Y = R_{By} \cdot z_3.$

$M_{Y(z_3=0)} = 0$

$M_{Y(z_3=b)} = R_{By} \cdot b = 1202,2 \cdot 54 = 64918,8 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-
------	------	----------	---------	-----

ДМ 05.20.00.000 ПЗ

Лист

20

Суммарные изгибающие моменты

$$M_{\Sigma}(1) = 0.$$

$$M_{\Sigma}(2) = \sqrt{0 + 224380,5^2} = 224380,5 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{\Sigma}(3) = \sqrt{(-44505)^2 + 38939,1^2} = 59135 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

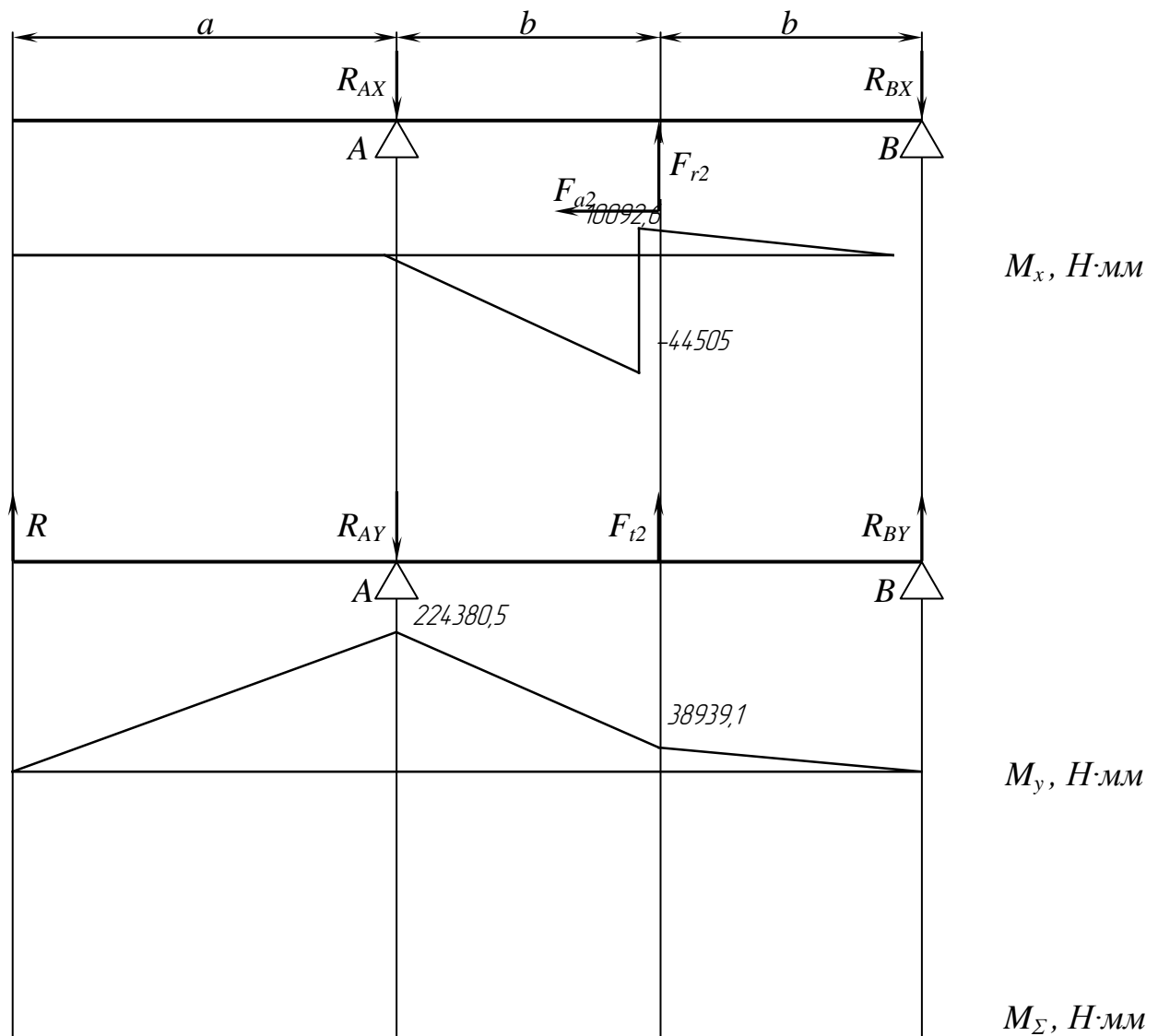
$$M_{\Sigma}(3') = \sqrt{10092,6^2 + 64918,8^2} = 65698,6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_{\Sigma}(4) = 0.$$

Материал вала – сталь 45 ГОСТ 1050-88. Сталь, нормализованная с характеристикой: временное сопротивление разрыву $\sigma_B = 610$ МПа. Предел выносливости при симметричном цикле напряжений изгиба $\sigma_{-1} = 270$ МПа. Предел выносливости при симметричном цикле напряжений кручения $\tau_{-1} = 150$ МПа. Коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла напряжений при изгибе $\psi_{\sigma} = 0,1$, при кручении $\psi_{\tau} = 0,05$ [Т. 5.1, с. 169, 1].

Проверяем запас прочности вала в сечении 1 – 1. Концентрация напряжений вызвана посадкой внутреннего кольца подшипника на вал диаметром $d = 50$ мм. Изгибающий момент в сечении $M_{и} = 224380,5$ Н·мм. Крутящий момент на валу $T = 221622,8$ Н·мм.

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении, вызванные посадкой внутреннего кольца подшипника на вал $K_{\sigma D} = 3,4$, $K_{\tau D} = 2,6$ [Т. 5.15, с. 184, 1].



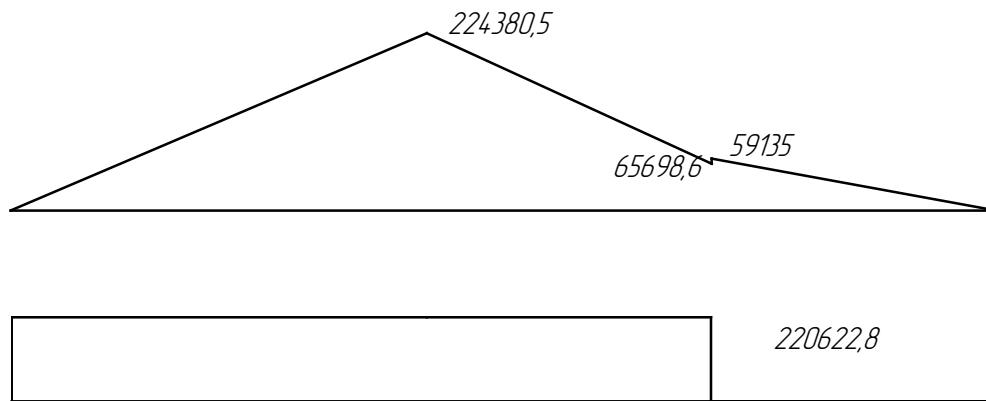


Рисунок 6.3. – Расчетная схема тихоходного вала

Осевой и полярный моменты сопротивления сечения

$$W_O = 0,1d^3 = 0,1 \cdot 50^3 = 12500 \text{ мм}^3, \quad W_P = 0,2d^3 = 0,2 \cdot 50^3 = 25000 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее значение номинальных напряжений изгиба

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M_u}{W_O} = \frac{224380,5}{12500} = 17,95 \text{ МПа}, \quad \sigma_m = 0.$$

Запас прочности для нормальных напряжений

$$n_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_\sigma \sigma_m} = \frac{270}{3,4 \cdot 17,95 + 0} = 4,42.$$

Номинальные напряжения кручения, амплитуда и среднее значение номинальных напряжений кручения

$$\tau = \frac{T}{W_P} = \frac{221622,8}{25000} = 8,82 \text{ МПа}, \quad \tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{8,82}{2} = 4,41 \text{ МПа}.$$

Запас прочности для касательных напряжений

$$n_\tau = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_\tau \tau_m} = \frac{150}{2,6 \cdot 4,41 + 0,05 \cdot 4,41} = 12,8$$

Общий запас прочности в сечении 1 – 1

$$n = \frac{n_\sigma n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{4,42 \cdot 12,8}{\sqrt{4,42^2 + 12,8^2}} = 4,28 \geq [n] = 1,8.$$

Проверяем запас прочности вала в сечении 2 – 2. Концентрация напряжений вызвана галтельным переходом от диаметра $d_1 = 50 \text{ мм}$ к диаметру $d_2 = 56 \text{ мм}$. Крутящий момент на валу $T = 221622,8 \text{ Н} \cdot \text{мм}$. Изгибающие моменты в сечении с координатой $z = 54 \text{ мм}$.

$$M_X = 0. \quad M_Y = R \cdot z = 2361,9 \cdot 54 = 127542,6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$M_\Sigma = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{0 + 127542,6^2} = 127542,6 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

При $h = 5 \text{ мм}$, $r = 1,6 \text{ мм}$ отношения $\frac{h}{r} = \frac{5}{1,6} = 3,1$, $\frac{r}{d_2} = \frac{1,6}{56} = 0,0286$.

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений при изгибе и кручении для галтельного перехода по табл. 5.11 [с. 183, 1] $K_\sigma = 2,03$, $K_\tau = 1,68$. Масштабный коэффициент при изгибе и кручении $\varepsilon_\sigma = 0,84$, $\varepsilon_\tau = 0,74$ [т. 5.16, с. 184, 1]. Коэффициент состояния поверхности $K_\sigma^n = K_\tau^n = 1,08$ [т. 5.14, с. 184, 1].

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-
------	------	----------	---------	-----

ДМ 05.20.00.000 ПЗ

Лист

22

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для данного сечения

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma} + K_{\sigma}^n - 1}{\varepsilon_{\sigma}} = \frac{2,03 + 1,08 - 1}{0,84} = 2,51; \quad K_{\tau D} = \frac{K_{\tau} + K_{\tau}^n - 1}{\varepsilon_{\tau}} = \frac{1,68 + 1,08 - 1}{0,74} = 2,38.$$

Осевой и полярный моменты сопротивления сечения

$$W_o = 0,1d_2^3 = 0,1 \cdot 56^3 = 17561,6 \text{ мм}^3, \quad W_p = 0,2d_2^3 = 0,2 \cdot 56^3 = 35123,2 \text{ мм}^3.$$

Амплитуда и среднее значение номинальных напряжений изгиба

$$\sigma_a = \sigma = \frac{M_u}{W_o} = \frac{127542,6}{17561,6} = 7,26 \text{ МПа}, \quad \sigma_m = 0.$$

Запас прочности для нормальных напряжений

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{270}{2,51 \cdot 7,26 + 0} = 14,82.$$

Номинальные напряжения кручения, амплитуда и среднее значение номинальных напряжений кручения

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{221622,8}{35123,2} = 6,28 \text{ МПа}; \quad \tau_a = \tau_m = \frac{\tau}{2} = \frac{6,28}{2} = 3,14 \text{ МПа}.$$

Запас прочности для касательных напряжений

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{150}{2,38 \cdot 3,14 + 0,05 \cdot 3,14} = 19,66.$$

Общий запас прочности в сечении 2 – 2

$$n = \frac{n_{\sigma} n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{14,82 \cdot 19,66}{\sqrt{14,82^2 + 19,66^2}} = 11,8 > [n] = 1,8.$$

7. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ

7.1. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ БЫСТРОХОДНОГО ВАЛА

Радиальная нагрузка на опоры 1 и 2

$$F_{R1} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{56^2 + 262,4^2} = 268,3 \text{ Н}.$$

$$F_{R2} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{581,3^2 + 56,5^2} = 584 \text{ Н}.$$

Осевая сила, приложенная к валу и воспринимаемая опорой 2 $F_a = 433,3 \text{ Н}$.

Частота вращения вала $n = 2880 \text{ мин}^{-1}$.

Коэффициент вращения кольца $V = 1,0$.

Коэффициент безопасности $K_{\sigma} = 1,4$.

Температурный коэффициент $K_{\tau} = 1,0$.

Принимаем подшипник № 7607 у которого динамическая грузоподъемность $C = 71600 \text{ Н}$, статическая грузоподъемность $C_0 = 61500 \text{ Н}$, коэффициент $e = 0,3$.

Осевые составляющие радиальных нагрузок

$$F_{S1} = 0,83eF_{R1} = 0,83 \cdot 0,3 \cdot 268,3 = 66,8 \text{ Н},$$

$$F_{S2} = 0,83eF_{R2} = 0,83 \cdot 0,3 \cdot 584 = 145,4 \text{ Н}.$$

Расчетная осевая нагрузка при $F_{S1} < F_{S2}$ и $F_a > F_{S2} - F_{S1}$ [Т. 6.6, с. 199, 1]

$$F_{a1} = F_{S1} = 66,8 \text{ Н},$$

$$F_{a2} = F_{S1} + F_a = 66,8 + 433,3 = 500,1 \text{ Н}.$$

Расчет ведем по более нагруженной опоре 2. Выбираем коэффициент радиальной нагрузки X и коэффициент осевой нагрузки Y . Так как отношение

$$\frac{F_{a2}}{VF_{R2}} = \frac{1750,9}{1,0 \cdot 584} = 3,0 \text{ больше } e = 0,3 \text{ то } X = 0,4, Y = 2,03 \text{ [т. 20, с. 260, 1].}$$

Эквивалентная нагрузка на опору 2

$$P = (XVF_{R2} + YF_{a2}) \cdot K_6 \cdot K_T = (0,4 \cdot 1,0 \cdot 584 + 2,03 \cdot 1750,9) \cdot 1,4 \cdot 1,0 = 5303,1 \text{ Н.}$$

Номинальная долговечность подшипника в миллионах оборотов

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{71600}{5303,1}\right)^{\frac{10}{3}} = 5373,6.$$

Номинальная долговечность подшипника в часах

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6 \cdot 5373,6}{60 \cdot 2880} = 31097 \text{ ч} > t_{\Sigma} = 11340 \text{ ч.}$$

7.2. ВЫБОР ПОДШИПНИКОВ ТИХОХОДНОГО ВАЛА

Радиальная нагрузка на опоры А и В

$$F_{rA} = \sqrt{R_{Ax}^2 + R_{Ay}^2} = \sqrt{824,2^2 + 5796^2} = 5854,3 \text{ Н.}$$

$$F_{rB} = \sqrt{R_{Bx}^2 + R_{By}^2} = \sqrt{(186,9)^2 + 1202,2^2} = 1216,6 \text{ Н.}$$

Осевая сила, приложенная к валу $F_a = F_{a2} = 433,3 \text{ Н.}$

Частота вращения вала $n = 138,5 \text{ мин}^{-1}$.

Коэффициент вращения кольца $V = 1,0$.

Коэффициент безопасности $K_6 = 1,5$.

Температурный коэффициент $K_T = 1,0$.

Принимаем подшипник № 310 у которого динамическая грузоподъемность $C = 48500 \text{ Н}$, статическая грузоподъемность $C_0 = 36300 \text{ Н}$. Расчет ведем по более нагруженной опоре А. Выбираем коэффициенты радиальной нагрузки X и осевой нагрузки Y [т. 6.1, с. 197, 1].

При отношении

$$\frac{F_a}{C_0} = \frac{433,3}{36300} = 0,012 \text{ коэффициент } e = 0,2.$$

Так как отношение

$$\frac{F_a}{VF_{rA}} = \frac{433,3}{1,0 \cdot 2361,9} = 0,18 \text{ меньше } e = 0,2 \text{ то } X = 1,0, Y = 0.$$

Эквивалентная нагрузка на опору А [т. 6.5, с. 199, 1]

$$P = V \cdot F_{rA} \cdot K_6 \cdot K_T = 1,0 \cdot 2361,9 \cdot 1,5 \cdot 1,0 = 3542,8 \text{ Н.}$$

Номинальная долговечность подшипника в миллионах оборотов

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-
------	------	----------	---------	-----

ДМ 05.20.00.000 ПЗ

Лист

24

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^3 = \left(\frac{48500}{3542,8}\right)^3 = 2565,6.$$

Номинальная долговечность подшипника в часах

$$L_h = \frac{10^6 L}{60n} = \frac{10^6 \cdot 2565,6}{60 \cdot 138,5} = 30873 \text{ ч} > [t_\Sigma] = 11340 \text{ ч.}$$

8. ВЫБОР ШПОНОК

На консоли быстроходного вала диаметром $d = 28$ мм, длиной $l = 42$ мм. Устанавливаем шпонку для соединения вала двигателя сечением $b \times h = 8 \times 7$ мм. Глубина шпоночного паза на валу $t_1 = 4,0$ мм, во втулке $t_2 = 3,3$ мм. Рабочая длина шпонки при допуске напряжении смятия $[\sigma_{см}] = 180$ МПа.

$$l_p \geq \frac{2T_1}{d(h-t_1)[\sigma_{см}]} = \frac{2 \cdot 13270}{28 \cdot (7-4) \cdot 180} = 2,8 \text{ мм.}$$

Полная длина шпонки $l \geq l_p + b = 2,8 + 8 = 10,8$ мм.

Принимаем шпонку $8 \times 7 \times 32$ ГОСТ 23360 – 78.

На тихоходном валу диаметром $d = 56$ мм под червячным колесом со ступицей длиной $l_{ст} = 70$ мм устанавливаем шпонку сечением $b \times h = 16 \times 10$ мм. Глубина шпоночного паза на валу $t_1 = 6$ мм, глубина шпоночного паза во втулке $t_2 = 4,3$ мм. Рабочая длина шпонки

$$l_p \geq \frac{2T'_2}{d(h-t_1)[\sigma_{см}]} = \frac{2 \cdot 221622,8}{56 \cdot (10-6) \cdot 180} = 10,9 \text{ мм.}$$

Полная длина шпонки $l \geq l_p + b = 10,9 + 16 = 26,9$ мм.

Принимаем шпонку $16 \times 10 \times 30$ ГОСТ 23360 – 78.

На консоли приводного вала диаметром $d = 60$ мм, длиной $l = 82$ мм устанавливаем шпонку сечением $b \times h = 16 \times 10$ мм. Глубина шпоночного паза на валу $t_1 = 6$ мм, во втулке $t_2 = 4,3$ мм. Рабочая длина шпонки

$$l_p \geq \frac{2T'_2}{d(h-t_1)[\sigma_{см}]} = \frac{2 \cdot 882491,2}{60 \cdot (10-6) \cdot 180} = 40,8 \text{ мм.}$$

Полная длина шпонки $l \geq l_p + b = 40,8 + 16 = 56,8$ мм.

Принимаем шпонку $16 \times 10 \times 63$ ГОСТ 23360 – 78.

9. СМАЗКА РЕДУКТОРА

					<i>ДМ 05.20.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лис	№ докум.	Подпись	Да-		25

При скорости скольжения в зацеплении $V_c = 0,6$ м/с рекомендуемая вязкость масла $\nu_{100} = 23$ сСт [т. 3.62, с. 116, 1]. Принимаем масло цилиндрическое 24 ГОСТ 6411-76, у которого кинематическая вязкость $\nu_{100} = 20 \dots 28$ сСт.

Рекомендуемый объем масляной ванны при условии, что на 1 кВт передаваемой мощности одной ступенью редуктора необходимо $0,35 \dots 0,7$ литра масла

$$V = (0,35 \dots 0,7) \cdot N_1 = (0,35 \dots 0,7) \cdot 4 = (1,4 \dots 2,8) \text{ литра.}$$

Подшипники вала червяка смазываются погружением нижних тел качения в масляную ванну редуктора. Для подшипников вала червячного колеса назначаем консистентную смазку УС-1 ГОСТ 1033-79.

10. ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ЧЕРВЯЧНОГО РЕДУКТОРА

Количество тепла, выделяемого в редукторе за секунду

$$Q_1 = N_1 \cdot (1 - \eta') = 4000 \cdot (1 - 0,816) = 736 \text{ Дж/с,}$$

где $N_1 = 4000$ Вт – мощность на червяке.

Количество тепла, отдаваемого корпусом в окружающую среду

$$Q_2 = K_t S (t_m - t_{окр}) = 15 \cdot 0,9 \cdot (75 - 20) = 742,5 \text{ Дж/с,}$$

где $K_t = 15$ Вт/(м²·град) – коэффициент теплоотдачи;

$S = 0,9$ м² – свободная поверхность охлаждения корпуса редуктора с учетом поверхности ребер;

$t_m = 75^\circ\text{C}$ – температура масла;

$t_{окр} = 20^\circ\text{C}$ – температура окружающего воздуха [с. 89, 1].

Так как $Q_1 < Q_2$, то достаточно естественного охлаждения редуктора.

11. ВЫБОР МУФТЫ

Для соединения вала электродвигателя с размерами $d_1 = 28$ мм, $l_1 = 60$ мм с быстроходным валом редуктора с размерами $d = 28$ мм, $l = 42$ мм назначаем муфту упругую втулочно-пальцевую. Крутящий момент, передаваемый муфтой

$$T_M = 125 \text{ Нм} \geq T_p = K_3 T_{дв} = 2 \cdot 13,27 = 26,54 \text{ Н}\cdot\text{м,}$$

где $K_3 = 2$ – коэффициент запаса [т. 7.1, с. 212, 1].

Принимаем муфту МУВП 125-28.1-28.2.I ГОСТ 21424-75 [т. 36, с. 271, 1] с крутящим моментом $T_M = 125$ Н·м, у которой для отверстия диаметром $d = 28$ мм длина ступицы $l_{ст} = 66$ мм (исполнение 1), для отверстия диаметром $d = 28$ мм

					<i>DM 05.20.00.000 ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-		26

длина ступицы $l_{ст} = 40$ мм (исполнение 2). Диаметр по центрам пальцев муфты $D_1 = 90$ мм.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В курсовом проекте определены кинематические и силовые параметры привода ленточного транспортера. Выбран электродвигатель, определено передаточное отношение привода, назначены передаточные числа червячной передачи редуктора и цепной передачи. Выполнен расчет и определены геометрические параметры цепной передачи. Расчет червячной передачи редуктора включает выбор материала, вида термообработки, способа получения заготовки, расчет допускаемых контактных напряжений и допускаемых напряжений изгиба, проектировочный и проверочные расчеты на контактную прочность и на изгиб, расчет геометрических параметров передачи. Выполнен расчет вала червяка на жесткость и вала червячного колеса редуктора на прочность. Подобраны по динамической грузоподъемности подшипники качения для валов редуктора. Выполнен расчет шпоночных соединений. Назначена смазка червячной передачи редуктора и подшипников. Назначена муфта для соединения вала электродвигателя с быстроходным валом редуктора.

Графическая часть курсового проекта включает чертеж общего вида привода, сборочный чертеж редуктора, рабочие чертежи четырех деталей, спецификации к общему виду привода и сборочному чертежу редуктора.

ЛИТЕРАТУРА

1. Киркач Н.Ф., Баласаян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. – Х.: Основа, 1991. – 276 с.
2. Цехнович Л.И., Петриченко И.П. Атлас конструкций редукторов. – К.: Выща шк. 1990. – 151 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин. – М.: Высш. Шк., – 383 с.
4. Баласаян Р.А. Атлас деталей машин. – Х.: Основа, 1996. – 256 с.
5. Бейзельман Р.Д., Цыпкин Б.В., Перель Л.Я. Подшипники качения. Справочник. – М.: Машиностроение, 1975. – 572 с.
6. Методичні вказівки і завдання до виконання курсового проекту з дисципліни “Деталі машин” / Укладач В.В. Кізілов. – Горлівка: АДІ ДонНТУ, 2002. – 39 с.

					ДМ 05.20.00.000 ПЗ		Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Да-			28

Формат	Экз.	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол-во	Прим.
				<u>Документация</u>		
A1			ДМ 05.20.00.000 ОВ	Общий вид		
A4			ДМ 05.20.00.000 ПЗ	Пояснительная записка		
				<u>Сборочные единицы</u>		
A1	1		ДМ 05.20.01.000	Редуктор червячный	1	
	2		ДМ 05.20.02.000	Рама сварная	1	
				<u>Детали</u>		
	3		ДМ 05.20.00.001	Шестерня	1	
	4		ДМ 05.20.00.002	Колесо зубчатое	1	
	5		ДМ 05.20.00.003	Шайба торцовая	1	
	6		ДМ 05.20.00.004	Шайба торцовая	1	
	7		ДМ 05.20.00.005	Планка стопорная	1	
	8		ДМ 05.20.00.006	Планка стопорная	1	
				<u>Стандартные изделия</u>		
	9			Болт М8×20 ГОСТ 7798 - 70	2	
	10			Болт М10×45 ГОСТ 7798 - 70	4	
	11			Болт М12×30 ГОСТ 7798 - 70	2	
	12			Болт М16×65 ГОСТ 7798 - 70	4	
	13			Гайка М10 ГОСТ 5915 - 70	4	
	14			Гайка М16 ГОСТ 5915 - 70	4	
	15			Шайба 10.65Г ГОСТ 6402 - 70	4	
	16			Шайба 16.65Г ГОСТ 6402 - 70	4	
	17			Шайба 16 ГОСТ 10906 - 78	4	

					ДМ 05.20.00.000		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Разработал					Литера	Лист	Листов
Проверил						1	2
Н. контр.					АДИ ДонНТУ, АТР-12 А		
Утв.							
Привод цепного транспортёра							

Формат	Экз	Лист	Обозначение	Наименование	Кол - во	Прим.	
		18		Муфта МУВП 125 - 32.1.1 - 19.2.1			
				ГОСТ 21424 - 75	1		
		19		Двигатель 4А100S82УЗ		4,0 кВт	
				ГОСТ 19523 - 81	1	2880 мин ⁻¹	
			ДМ 05.20.00.000				Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
					2		

Формат	Экз.	Поз.	Обозначение	Наименование	Кол-во	Прим.
				<u>Документация</u>		
A1			ДМ 05.20.01.000 СБ	Сборочный чертеж		
				<u>Сборочные единицы</u>		
		1	ДМ 05.20.01.100	Крышка смотровая	1	
		2	ДМ 05.20.01.200	Маслоуказатель жезловый	1	
				<u>Детали</u>		
		3	ДМ 05.20.01.001	Корпус редуктора	1	
		4	ДМ 05.20.01.002	Крышка редуктора	1	
A3		5	ДМ 05.20.01.003	Вал-шестерня	1	
A3		6	ДМ 05.20.01.004	Колесо зубчатое	1	
A3		7	ДМ 05.20.01.005	Вал тихоходный	1	
		8	ДМ 05.20.01.006	Кольцо магнеудерживающее	2	
		9	ДМ 05.20.01.007	Кольцо магнеудерживающее	2	
		10	ДМ 05.20.01.008	Крышка глухая	1	
		11	ДМ 05.20.01.009	Крышка сквозная	1	
A3		12	ДМ 05.20.01.010	Крышка сквозная	1	
		13	ДМ 05.20.01.011	Крышка глухая	1	
		14	ДМ 05.20.01.012	Прокладка		Набор
		15	ДМ 05.20.01.013	Прокладка		Набор
		16	ДМ 05.20.01.014	Прокладка	1	
		17	ДМ 05.20.01.015	Прокладка	1	
		18	ДМ 05.20.01.016	Продка М16 × 1,5	1	
		19	ДМ 05.20.01.017	Втулка распорная	1	

ДМ 05.20.01.000

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата
Разработал				
Проверил				
Н. контр.				
Утв.				

Редуктор

Литера	Лист	Листов
	1	2
АДИ ДонНТУ, АТР – 12 А		

