

Министерство сельского хозяйства российской федерации
Казанский государственный аграрный университет

Кафедра ОИД

Пояснительная записка

к курсовому проекту по деталям машин и основам конструирования
Тема: Проектирование привода ленточного конвейера

ПЛК 042.00.00.ПЗ

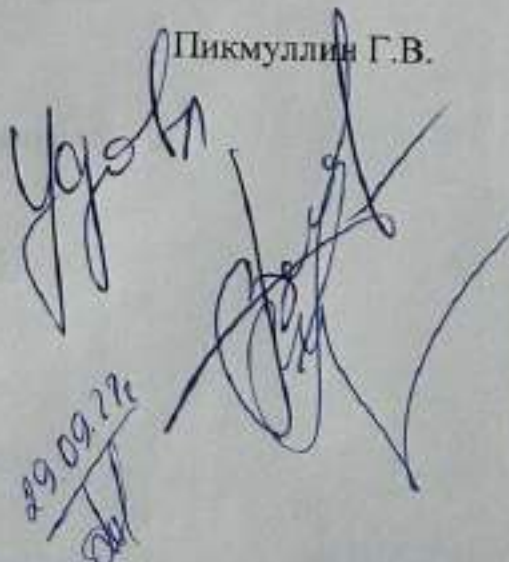
Разработал: студент группы Б202-06у

Зянкин А.А.

Руководитель проекта: доцент

Пикмуллин Г.В.

Казань-2024



Handwritten signatures of the student and the supervisor, along with a date stamp '29.09.24' and a signature 'Об'.

7. Конструктивные размеры корпуса редуктора

7.1 Толщина стенок корпуса и крышки

$$\delta = 0,025 \cdot Q_w + 3 = 0,025 \cdot 152 + 3 = 6,8 \text{ мм} \quad (60)$$

принимаем $\delta = 8 \text{ мм}$

$$\delta_s = 0,02 \cdot Q_w + 3 = 0,02 \cdot 152 + 3 = 6,1 \text{ мм} \quad (61)$$

7.2 Толщина фланцев корпуса и крышки

$$b = b_1 = 1,5 \cdot \delta = 12 \text{ мм} \quad (62)$$

7.3 Толщина нижнего пояса корпуса при наличии бобышек

$$P_1 = 1,5 \cdot \delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм} \quad (63)$$

$$P_2 = (2,25 \div 2,75) \cdot \delta = 18 \div 22 \text{ мм} \quad (64)$$

7.4 Диаметр болтов фундаментальные

$$d_1 = (0,03 \div 0,036) \cdot Q_w + 12 \quad (65)$$

$$d_1 = (0,03 \div 0,036) \cdot 152 + 12 = 16,6 \div 17,5 \text{ мм}$$

принимаем $d_1 = 16 \text{ мм}$, M16

крепящих крышку к корпусу у подшипников

$$d_2 = (0,7 \div 0,75) \cdot d_1 = (0,7 \div 0,75) \cdot 16 = 11,2 \div 12 \text{ мм} \quad (66)$$

принимаем $d_2 = 12$, M12

соединяющих крышку с корпусом

$$d_3 = (0,5 \div 0,6) \cdot d_1 = (0,5 \div 0,6) \cdot 16 = 9 \div 10 \text{ мм} \quad (67)$$

принимаем болты с резьбой M10

8.2.1 Силы в зацеплении

Окружная сила на червячном колесе равна осевой силе на червяке

$$F_{t4} = F_{a3} = 2M_3/d_4 = 2 \cdot 937,5 \cdot 10^3 / 240 = 7812,5 \text{ Н} \quad (81)$$

Окружная сила на червяке равна осевой силе на колесе

$$F_{t3} = F_{a4} = 2M_2/d_3 = 2 \cdot 36,8 \cdot 10^3 / 64 = 1150 \text{ Н} \quad (82)$$

Радиальные силы на червяке и колесе

$$F_{r4} = F_{a4} = F_{t4} \cdot \tan \alpha = 7812,5 \cdot \tan 20^\circ = 2843,5 \text{ Н} \quad (83)$$

8.2.2 Реакции опор в плоскости xz

$$R_{x1} = (F_{t3} \cdot l_2 / 2 - F_{t2} \cdot l) \cdot 1 / l_2$$

$$R_{x1} = 1/284 \cdot (1150 \cdot 284/2 - 602,8 \cdot 40) = 490 \text{ Н}$$

$$R_{x2} = 1/l_2 \cdot (F_{t3} \cdot l_2 / 2 + F_{t3} \cdot (l_1 + l_2) + F_{a2} \cdot d_2 / 2) \quad (84)$$

$$R_{x2} = 1/284 \cdot (1150 \cdot 284/2 + 602,8 \cdot (40 + 284) + 155,45 \cdot 100/2) = 1290 \text{ Н}$$

В плоскости yz

$$R_{y1} = 1/l_2 \cdot (F_{r3} \cdot l_2 / 2 - F_{r2} \cdot l - F_{a3} \cdot d_3 / 2 + F_{a2} \cdot d_2 / 2) \quad (85)$$

$$R_{y1} = 1/284 \cdot (2843,5 \cdot 284/2 - 226,65 \cdot 40 - 7812,5 \cdot 64/2 + 155,45 \cdot 100/2) = 536,9 \text{ Н} \quad (86)$$

$$R_{y2} = 1/l_2 \cdot (F_{r3} \cdot l_2 / 2 + F_{r2} \cdot (l_2 + l_1) + F_{a3} \cdot d_3 / 2 - F_{a2} \cdot d_2 / 2) \quad (87)$$

$$R_{y2} = 1/284 \cdot (2843,5 \cdot 284/2 - 226,65 \cdot (284 + 40) + 7812,5 \cdot 64/2 - 155,4 \cdot 100/2) = 2533,2 \text{ Н}$$

Суммарные реакции

$$P_1 = R_{r1} = \sqrt{(R_{x1}^2 + R_{y1}^2)} = \sqrt{(490^2 + 536,92)} = 726,9 \text{ Н}$$

$$P_2 = R_{r2} = \sqrt{(R_{x2}^2 + R_{y2}^2)} = \sqrt{(1290^2 + 2533,2)} = 2842,7 \text{ Н}$$

Осевые составляющие радиальных реакций ролико-конических подшипников и радиально однорядных подшипников

$$S_1 = e \cdot R_{r1} = 0,38 \cdot 726,9 = 276,222 \text{ Н} \quad (88)$$

$$S_2 = 0,83 \cdot e \cdot F_{r3} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 2842,7 = 872,9 \text{ Н} \quad (89)$$

6. Конструктивные размеры червячного и зубчатого колес

6.1 Конструктивные размеры зубчатого

Колеса кованое $d_2=100$ мм, $d_{a2}=104$ мм, $b_2=17,75$ мм

Диаметр ступицы

$$d_{ст2}=1,6 \cdot d_{k2}=1,6 \cdot 25=40 \text{ мм}$$

Длина ступицы

$$l_{ст2}=(1,2 \div 1,5) \cdot d_{k2}=30 \div 37,5 \text{ мм} \quad (51)$$

Толщина обода

$$\delta_{o2}=(2,5 \div 4) \cdot m=(2,5 \div 4) \cdot 2=5 \div 8 \text{ мм} \quad (52)$$

принимаем $\delta_{o2}=8$ мм

Толщина диска

$$c_2=0,3 \cdot b_2=0,3 \cdot 17,75=5,325 \text{ мм} \quad (53)$$

принимаем $c_2=6$ мм

6.2 Конструктивные размеры червячного колеса

Диаметр ступицы червячного колеса

$$d_{ст4}=(1,6 \div 1,8) \cdot d_{k3}=(1,6 \div 1,8) \cdot 75=120 \div 135 \quad (54)$$

принимаем $d_{ст4}=120$ мм

Длина ступицы

$$l_{ст4}=(1,2 \div 1,8) \cdot d_{k3}=(1,2 \div 1,8) \cdot 75=90 \div 135 \quad (55)$$

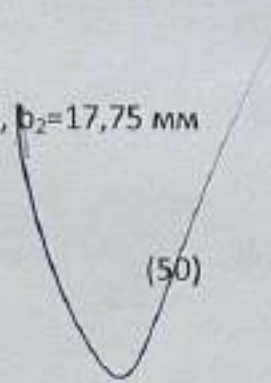
принимаем $l_{ст4}=90$ мм

Толщина обода

$$\delta_{o4}=\delta_{o3}=2 \cdot m=2 \cdot 8=16 \text{ мм} \quad (56)$$

Толщина диска

$$c_4=0,25 \cdot b_4=0,25 \cdot 60=15 \text{ мм} \quad (57)$$



Диаметр винта

$$d_{\text{винт}} = (1,2 \div 1,4) \cdot m = (1,2 \div 1,4) \cdot 8 = 9,6 \div 11,2 \text{ мм} \quad (58)$$

принимаем $d_{\text{винт}} = 10 \text{ мм}$

Длина винта

$$l_{\text{винт}} = (0,3 \div 0,4) \cdot b_d = (0,3 \div 0,4) \cdot 60 = 18 \div 24 \text{ мм} \quad (59)$$

принимаем $l_{\text{винт}} = 24 \text{ мм}$

5. Предварительный расчет валов редуктора

5.1 Определяем диаметр ведущего вала

$$d_{b1} \geq \sqrt[3]{\frac{16 M_{k1}}{\pi \times [R_k]}}$$

где $[R_k] = 25 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение на кручение

Диаметр выходного вала

$$d_{b1} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 18,9 \times 103}{3,14 \times 25}} = 15,7 \text{ мм}$$

так как вал редуктора соединен муфтой с валом электродвигателя, согласовываем диаметр ротора $d_{дв} = 24 \text{ мм}$ и вала d_{b1} . Выбираем МУ втулочно-пальцевую по ГОСТ 20884-82 с расточкой полумуфт $d_{дв} = 2 \text{ мм}$ и $d_{b1} = 16 \text{ мм}$

Принимаем под подшипниками $d_{n1} = 30 \text{ мм}$

Шестерню выполняем заодно с валом

5.2 Определяем диаметр промежуточного вала. Витки червяка выполнены за одно целое с валом

Диаметр под зубчатое колесо

$$d_{kr} = 7 \cdot \sqrt[3]{M_2} = 7 \cdot \sqrt[3]{36,8} = 23,31 \text{ мм} \quad (46)$$

Принимаем $d_{kr} = 25 \text{ мм}$

Диаметр подшипниковых шеек

$$d_{n2} = d_{kr} + 3 \cdot r = 25 + 3 \cdot 2 = 31 \text{ мм} \quad \text{где, } r = 2 \quad (47)$$

принимаем $d_{n2} = 32 \text{ мм}$ [1]

$$d_{on2} = d_{n2} + 3 \cdot r = 32 + 3 \cdot 2 = 38 \text{ мм}$$

Принимаем $d_{on2} = 40 \text{ мм}$ [1] (48)

5.3 Расстояние между опорами червяка принимаем $l_2 = d_e \cdot M_4 = 272 \text{ мм}$

5.4 Определение диаметра выходного вала

$$d_{b3} = \sqrt[3]{\frac{16M_3}{\pi \times [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{16 \times 937,5 \times 10^3}{3,14 \times 25}} = 57,6 \text{ мм} \quad (49)$$

Принимаем $d_{b3} = 60 \text{ мм}$

Диаметры подшипниковых шеек $d_{п3} = 70 \text{ мм}$, диаметр вала в месте посадки, червячного колеса $d_{к3} = 75 \text{ мм}$

v - окружная скорость ;

$$F_u = m \cdot v^2 = 0,45 \cdot 2,54 = 2,90 \text{ Н} ;$$

$$F = 9,81 \cdot k_f \cdot m \cdot a ;$$

(3.15)

где k_f - коэффициент учитывающий расположение передачи к горизонту ;

m - масса цепи ;

a - межосевое расстояние ;

$k_f = 6$ - горизонтальное положение .

$$F = 9,81 \cdot k_f \cdot m \cdot a = 9,81 \cdot 6 \cdot 0,45 \cdot 557 \cdot 10^{-3} = 14,753 \text{ Н} ;$$

$$S = \frac{F_c}{F_t + F_c + F} = \frac{60 \cdot 10^3}{1833 + 2,90 + 14,753} = 32,4 ;$$

$[S]$ - коэффициент запаса прочности ;

$$[S] = 7,3 ;$$

$$[S] \leq S ;$$

$7,3 \leq 32,4$. Условие выполняется.

$$\Delta = \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi} = \frac{79 - 23}{2 \cdot 3,14} = 8,917 ;$$

$$L_t = 2 \cdot a_t + 0,5 \cdot z_c + \frac{\Delta^2}{a_t} = 2 \cdot 40 + 0,5 \cdot 102 + \frac{8,917^2}{40} = 143,025 ;$$

4.12 Расчетная длина цепи.

$$L = L_t \cdot t = 143,025 \cdot 40 = 5,721 \text{ м.}$$

4.13 Определим коэффициенты запаса прочности цепи

$$S = \frac{F_b}{F_t + F_v + F} ; \quad (3.11)$$

где F_b - разрушающая нагрузка в цепи;

F_t - окружная сила ;

F_v - нагрузка от центробежных сил ;

F - силы от провисания цепи.

$$F_t = \frac{2 \cdot M_1}{d_{a1}} ; \quad (3.12)$$

$$d_{a1} = \frac{z_1 \cdot t}{\pi} ;$$

(3.13)

где z_1 - число зубьев на ведущей звездочке ;

t - шаг цепи ;

d_{a1} - диаметр делительный окружности ведущей звездочки.

$$d_{a1} = \frac{z_1 \cdot t}{\pi} = \frac{23 \cdot 12,7}{3,14} = 93,025 \text{ мм ;}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot T_1}{d_{a1}} = \frac{2 \cdot 85400}{93,025} = 1833 \text{ Н ;}$$

$$F_v = m \cdot v^2 ; \quad (3.14)$$

где m - масса цепи ;

$\kappa_1 = 1$ - нагрузка близка к постоянной ;

$\kappa_2 = 1$;

$\kappa_3 = 1$;

$\kappa_4 = 1,25$ - периодическое регулирование ;

$\kappa_5 = 1,5$ - периодическая смазка ;

$\kappa_6 = 1$ - односменная работа.

$$\kappa_7 = \kappa_1 \cdot \kappa_2 \cdot \kappa_3 \cdot \kappa_4 \cdot \kappa_5 \cdot \kappa_6 = 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1 = 1,88 .$$

4.5 Определим вращающий момент на валу барабана и ведомой звездочки:

$$T_2 = P \cdot D \cdot 0,5 = 2000 \cdot 275 \cdot 0,5 = 275000 \text{ Нмм} .$$

4.6 Определим частоту вращения ведомой звездочки:

$$n_2 = n_1 \cdot U = 139,31 \cdot 3,43 = 477,83 \text{ мин}^{-1} .$$

4.7 Определяем шаг цепи:

$$t = 2,8 \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot k_2}{z_1 \cdot [P]}} ; \quad (3.4)$$

где M_1 - момент на входной звездочке ;

k_2 - коэффициент, учитывающий условие монтажа эксплуатации и конструкции ;

z_1 - число зубьев ведущей звездочки ;

$[P]$ - допускаемое среднее давление ;

$$t = 2,8 \cdot \sqrt{\frac{T_1 \cdot k_2}{z_1 \cdot [P]}} = 2,8 \cdot \sqrt{\frac{160552 \cdot 1,88}{460}} = 13,94 \text{ мм} .$$

4.8 Определим скорость цепи.

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} ; \quad (3.5)$$

$$v = \frac{z_1 \cdot t \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{23 \cdot 13,94 \cdot 477,83}{60 \cdot 10^3} = 2,54 \frac{\text{м}}{\text{с}}.$$

4.9 Проверим расчетное давление.

$$P = 2,8^3 \cdot \frac{T_1 \cdot k_2}{z_1 \cdot t^3}; \quad (3.6)$$

$$P = 2,8^3 \cdot \frac{T_1 \cdot k_2}{z_1 \cdot t^3} = 2,8^3 \cdot \frac{85400 \cdot 1,88}{23 \cdot 13,94^3} = 56,37 \text{ МПа};$$

Подбираем цепь приводную, роликовую, однородную нормальной серии ПР:

$$t = 31,5 \text{ мм}; B_{\text{ан}} = 15,88 \text{ мм}; d = 7,95 \text{ мм}; d_1 = 15,88 \text{ мм}; h = 24,2 \text{ мм}; b = 39;$$

$$b_1 = 22 \text{ мм}.$$

Разрушающая нагрузка 60 кН, масса 2,6 кг

Цепь ПР 25,4-60 ГОСТ 13568-75.

4.10 Определим геометрические параметры передачи.

$$a = 40 \cdot t; \quad (3.7)$$

где t – шаг цепи;

$$a = 40 \cdot t = 40 \cdot 13,94 = 557,6 \text{ мм}.$$

4.11 Определим число звеньев в цепи.

$$L_c = 2 \cdot a_c + 0,5 \cdot z_c + \frac{\Delta^2}{a_c}; \quad (3.8)$$

$$\text{где } a_c = \frac{a}{t};$$

z_c – сумма чисел зубьев;

$$\Delta = \frac{z_2 - z_1}{2 \cdot \pi}; \quad (3.9)$$

$$a_c = \frac{a}{t} = \frac{1016}{25,4} = 40;$$

$$z_c = z_1 + z_2 = 23 + 79 = 102;$$

Межосевое расстояние при стандартных значениях m и g :

$$Q_w = m(q + Z_4)/2 = 8(8 + 30)/2 = 152 \text{ мм} \quad (28)$$

3.4 Основные размеры червяка.

Делительный диаметр червяка:

$$d_3 = q \cdot m = 8 \cdot 8 = 64 \text{ мм} \quad (30)$$

Диаметр вершин витков червяка:

$$d_{a3} = d_3 + 2m = 64 + 2 \cdot 8 = 80 \text{ мм} \quad (31)$$

Диаметр впадин витков червяка:

$$d_{f3} = d_3 - 2,4m = 64 - 2,4 \cdot 8 = 44,8 \text{ мм} \quad (32)$$

Длина нарезной части шлифованного червяка:

$$b_0 \geq (11 + 0,06 \cdot Z_4) \cdot m \quad (33)$$

$$b_3 = (11 + 0,06 \cdot 30) \cdot 8 = 102,4 \text{ мм}$$

принимаем $b_3 = 103 \text{ мм}$

Делительный угол подъема витка γ

$$\text{при } Z_3 = 1 \text{ и } q = 8 \quad \gamma = 7^\circ 7' \quad [1] \text{ стр. 215}$$

3.5 Основные размеры венца червячного колеса.

Делительный диаметр червячного колеса:

$$d_4 = Z_4 \cdot m = 30 \cdot 8 = 240 \text{ мм} \quad (34)$$

Диаметр вершин зубьев червячного колеса:

$$d_{a4} = d_4 + 2m = 240 + 2 \cdot 8 = 256 \text{ мм} \quad (35)$$

Диаметр впадин зубьев червячного колеса:

$$d_{f4} = d_4 - 2,4 \cdot m = 240 - 2,4 \cdot 8 = 220,8 \text{ мм} \quad (36)$$

Наибольший диаметр червячного колеса:

$$d_{0M4} = d_{a4} + 6m/(Z_0 + 2) = 256 + 6 \cdot 8/(1 + 2) = 272 \text{ мм} \quad (37)$$

4. РАСЧЕТ ЦЕПНОЙ ПЕРЕДАЧИ

4.1 Выберем число зубьев ведущей звездочки.

$$z_1 = 29 - 2 \cdot u; \quad (3.1)$$

где $u=3,44$ – передаточное число,

$$z_1 = 29 - 2 \cdot 3,44 = 22,12.$$

Принимаем $z_1 = 23$.

4.2 Определим число зубьев ведомой звездочки.

$$z_2 = z_1 \cdot u = 23 \cdot 3,44 = 79,12.$$

Принимаем $z_2 = 79$.

4.3 Уточним передаточное число.

$$u = \frac{z_2}{z_1}; \quad (3.2)$$

где z_2 – число зубьев ведомой звездочки ;

z_1 – число зубьев ведущей звездочки ;

$$u = \frac{79}{23} = 3,434 ;$$

4.4 Определим коэффициент k_3 .

$$k_3 = k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6 ; \quad (3.3)$$

где k_1 – коэффициент, учитывающий характер изменения нагрузки ;

k_2 – коэффициент, учитывающий влияние межосевого расстояния ;

k_3 – коэффициент, учитывающий угол наклона передачи к горизонту ;

k_4 – коэффициент, учитывающий способ регулирования ;

k_5 – коэффициент, учитывающий влияние способа смазки цепной передачи ;

k_6 – коэффициент, учитывающий характер работы.

Напряжение изгиба:

$$\sigma_F = 1.2 \cdot 937.5 \cdot 10^3 \cdot 1.18 \cdot 1.76 / 30 \cdot 60 \cdot 8^2 = 20.28 \text{ МПа}$$

$$\sigma_F = 20.28 \text{ МПа} < [\sigma_y] < 53.3 \text{ МПа}$$

Ширина венца червячного колеса:

$$b_4 \leq 0,75d_{a3} = 0,75 \cdot 80 = 60 \text{ мм} \quad (38)$$

3.6 Окружная скорость червяка:

$$\vartheta = \pi \cdot d_3 \cdot n_2 / 60 = 3,14 \cdot 64 \cdot 722,25 \cdot 10^{-3} / 60 = 2,42 \text{ м/с} \quad (39)$$

3.7 Скорость скольжения:

$$\vartheta_5 = \vartheta_3 / \cos \gamma = 2,42 / \cos 7^\circ 7' = 2,45 \text{ м/с} \quad (40)$$

$$\text{При этой скорости } [\sigma_H] = 170 \text{ МПа} \quad [1]$$

3.8 Определение коэффициента неравномерности распределения нагрузки:

$$K_\beta = 1 + (Z_4 / \theta) \cdot (1 - x) \quad (41)$$

где, $\theta = 72$ - коэффициент деформации червяка [1] стр. 256

$x = 0,6$ - вспомогательный коэффициент [1] стр. 77

$$K_\beta = 1 + (30 / 72)^3 \cdot (1 - 0,6) = 1,03$$

3.9 Коэффициент нагрузки:

$$K = K_\beta \cdot K_\theta \quad (42)$$

где, $K_\theta = 1,15$ - коэффициент динамичности [1] стр. 96

$$K = 1,5 \cdot 1,03 = 1,18$$

3.10 Проверка по контактным напряжениям:

$$\sigma_H = 170 / (Z_4 / g) \cdot \sqrt{(M_3 \cdot K (Z_4 / g + 1))^3 / a_w^3} \leq [\sigma_H] \quad (43)$$

$$\sigma_H = 170 / (30 / 8) \cdot \sqrt{(937,5 \cdot 10^{-3} \cdot 1,18 (30 / 8 + 1))^3 / 152^3} = 169,87 \text{ МПа}$$

$$169,87 \text{ МПа} < 170 \text{ МПа}$$

3.11 Проверка прочности зубьев червячного колеса на изгиб.
Эквивалентное число зубьев:

$$Z_\theta = Z_4 / \cos \gamma = 30 / \cos 7^\circ 7' = 30 \quad (44)$$

Коэффициент формы зуба $\theta_F = 1,76$

Ширина шестерни:

$$b_1 = b_2 + 5 \text{ мм} = 17,75 + 5 = 22,75 \text{ мм} \quad (20)$$

2.7 Определяем коэффициент ширины шестерни по диаметру:

$$\Psi_{bd} = b_1 / d_1 = 22,75 / 50 = 0,45 \quad (21)$$

2.8 Окружающая скорость колес и степень точности передачи:

$$v = \omega_1 \cdot d_1 / 2 = \pi \cdot d_1 \cdot n_1 / 60 = 3,14 \cdot 50 \cdot 1444,5 / 60 = 3,78 \text{ м/с} \quad (22)$$

При такой скорости принимаем 8-ю степень точности [1] стр.27

2.9 Определение коэффициента нагрузки:

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} \cdot K_{H\nu} \quad (23)$$

$$K_{H\beta} = 1,15$$

$$K_{H\alpha} = 1,09$$

$$K_{H\nu} = 1,1$$

$$K_H = 1,15 \cdot 1,09 \cdot 1,1 = 1,38$$

2.10 Проверка контактных напряжений:

$$\sigma_H = (310 / Q_w) \sqrt{(K_H \cdot M_2 \cdot (U_1 + 1)^3) / b_{1m} U_1^2} \quad (24)$$

$$\sigma_H = (310 / 71) \sqrt{(1,38 \cdot 36,8 \cdot 10^3 \cdot (3 + 1)^3) / 17,75 \cdot 2^2} = 622,6$$

2.11 Силы, действующие в зацеплении:

$$\text{Окружная: } F_1 = 2M_1 / d_1 = 2 \cdot 18,9 \cdot 10^3 / 50 = 767 \text{ Н} \quad (25)$$

$$\text{Радиальная: } F_2 = F_1 \cdot \tan 20^\circ = 13,23 \text{ Н}$$

$U=2$ – передаточное число быстроходной ступени;

b – ширина венца;

$K_{H\beta}=1,25$ – коэффициент симметричности расстояния колёс;

$K_{\alpha}=46$ – коэффициент для прямозубых колёс;

$M=36,8 \times 10^3$ Нм – вращающий момент на валу колёс;

$$Q_w = 46(3+1) \cdot \sqrt[3]{(36,8 \cdot 10^3 \cdot 1,25)} / (909^2 \cdot 3^2 \cdot 0,25) = 69,2 \text{ мм.}$$

Ближайшее значение межосевого расстояния по ГОСТ 2185-66

$$Q_w = 71 \text{ мм} \quad [1] \text{ стр.30}$$

2.4 Номинальный модуль зацепления:

$$m = (0,01 \div 0,02) \cdot Q_w = (0,01 \div 0,02) \cdot 71 = 0,71 \div 1,42$$

Принимаем стандартное значение $m=2$ [1] стр.30

2.5 Определение числа зубьев шестерни и колеса:

$$Z_1 = 2Q_w / ((U_1 + 1) \cdot m) = (2 \cdot 71) / (2 \cdot 1,25) = 23,6 \quad (13)$$

$$\text{Принимаем } Z_1 = 25, \text{ тогда } Z_2 = Z_1 \cdot U_1 = 25 \cdot 2 = 50 \quad (14)$$

2.6 Определение основных размеров шестерни и колеса:

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2 \cdot 25 = 50 \text{ мм} \quad (15)$$

$$d_2 = m \cdot z_2 = 2 \cdot 50 = 100 \text{ мм}$$

Проверка:

$$Q_w = (d_1 + d_2) / 2 = 150 / 2 = 75 \text{ мм} \quad (16)$$

Диаметр вершин зубьев:

$$d_{a1} = d_1 + 2m = 50 + 4 = 54 \text{ мм} \quad (17)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2m = 100 + 4 = 104 \text{ мм} \quad (18)$$

Ширина колеса

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot Q_w = 0,25 \cdot 71 = 17,75 \text{ мм} \quad (19)$$

3. Расчёт червячной передачи редуктора

3.1 Определение числа зубьев червячного колеса.

Число витков червяка принимаем в зависимости от передаточного числа. При $U_2=30$, принимаем $Z_3=1$ [1] число зубьев червячного колеса

$$Z_4 = Z_3 \cdot U_2 = 1 \cdot 30 = 30 \quad (30)$$

При этом $U_2 = Z_4 / Z_3 = 30 / 1 = 30$

3.2 Выбор материала.

Принимаем для червяка Ст45 с закалкой до твердости не менее HRC 45 и последующим шлифованием. Так как к редуктору не предъявляется специальных требований, то в целях экономии принимаем для венца червячного колеса бронзу Бр А9Ж3Л (отливка в песчаную форму)

Предварительно примем скорость скольжения $v = 5$ м/с. Тогда при длительной работе допускаемое контактное напряжение $[\sigma_H] = 155$ МПа

Допустимое напряжение изгиба для реверсивной работы

$$[\sigma_{OF}] = K_{FL} \cdot [\sigma_{OF}]', \text{ где}$$

$$K_{FL} = 0,543 - \text{коэффициент длительной работы} \quad [1]$$

$[\sigma_{OF}]' = 98$ МПа – основное допускаемое напряжение изгиба

$$[\sigma_{OF}] = 0,543 \cdot 98 = 58,3 \text{ МПа}$$

3.3 Определение межосевого расстояния из условия контактной выносливости:

$$Q_w = (Z_4/q + 1) \cdot \sqrt[3]{(170 / ((Z_4/q) \cdot [\sigma_H] \cdot M_3 \cdot K))} \quad (27)$$

$$Q_w = (30/10 + 1) \cdot \sqrt[3]{(170) / ((30/10) \cdot 155 \cdot 937,5 \cdot 10^3 \cdot 1,2)} = 177,2 \text{ мм}$$

Модуль:

$$m = 2Q_w / (Z_4 + q) = 2 \cdot 177,2 / (30 + 10) = 8,86$$

Принимаем стандартное значение модуля: $m = 8$ мм, $g = 8$ мм [1] стр.33

1.4. Определяем отклонения между расчетным передаточным отношением ΔU :

$$\Delta U = 157.82 - 137.6 / 157.82 \cdot 100\% = 1.5\%$$

1.5% < 3%, где 3%-допустимое значение

1.5. Определение угловой скорости валов:

$$W_{дв} = \pi \cdot n_{дв} / 30 = 3.14 \cdot 1474 / 30 = 154 \text{ мин}^{-1}$$

Угловая скорость ведомого вала

$$W_2 = W_{дв} / 2 = 154 / 2 = 77.1 \text{ рад/с}$$

Угловая скорость выходного вала

$$W_1 = W_2 / w_1 = 77.1 / 20 = 3.8 \text{ рад/с}$$

1.6. Определение вращающих моментов.

Вращающий момент на валу шестерни:

$$M_1 = N_1 / w, \text{ где}$$

W_1 - угловая скорость двигателя

$$M_1 = 4.6 \cdot 10^3 / 154 = 0.029 \cdot 10^3 \text{ Н мм}$$

Вращающий момент на валу колеса:

$$M_2 = 2 \cdot 0.029 \cdot 10^3 \cdot 0.036 \cdot 10^3 \text{ Н мм}$$

$$M_2 = M_1 \cdot V_1 \cdot \eta$$

Вращающий момент на валу червячного колеса:

$$M_3 = M_2 \cdot V_2 \cdot \eta, \text{ где}$$

V_2 - передаточное отношение червячной передачи

$$M_3 = 0.051 \cdot 10^3 \cdot 20 = 1.02 \cdot 10^3 \cdot 0.856 = 0.875 \cdot 10^3 \text{ Н мм}$$

Вращающий момент на четверном валу:

$$M_4 = M_3 \cdot U_3 \cdot \eta, \text{ где } U_3 = 3.44 - \text{передаточное отношение цепной передачи}$$

$$M_4 = 0.875 \cdot 10^3 \cdot 3.44 \cdot 0.856 = 2.57 \cdot 10^3 \text{ Н мм}$$

1. Выбор электродвигателя и кинематический расчет.

1.1. Определения потребной мощности и выбор электродвигателя:

$$N_{эл.дв.} = PV / \eta_{общ.}; \text{ где} \quad (1)$$

$$\eta_{общ.} = \eta_{зуб.} \cdot \eta_{чер.} \cdot \eta_{цеп.}, \text{ где} \quad (2)$$

$\eta_{зуб.} = 0.96$ - КПД пары цилиндрических зубчатых колес,

$\eta_{чер.} = 0.80$ - КПД червячного механизма,

$\eta_{цеп.} = 0.92$ - КПД цепной передачи;

$$\eta_{общ.} = 0.96 \times 0.80 \times 0.92 = 0.7$$

$$N = (8 \cdot 0.3) / 0.70 = 3.42 \text{ кВт} \quad (3)$$

По требуемой мощности $N = 3.42$ кВт выбираем электродвигатель серии 4А закрытый, обдуваемый, с синхронной частотой вращения 1500 мин^{-1} , 4А 100L493 по ГОСТ 19523-81 с параметрами скольжения $S = 4.7\%$, $T_{пуск.} / T_{ном.} = 2.0$, $N_{эл.дв.} = 4$ кВт.

1.2. Определение частоты вращения барабана:

$$n_6 = 60 \cdot V / \pi \cdot D = 60 \cdot 0.3 / 3.14 \cdot 0.275 = 25.5 \text{ мин}^{-1} \quad (4)$$

Определяем $N_{ном.}$

$$n_{ном.} = n_{эл.дв.} \cdot \eta_{эл.дв.} \cdot S / 100 = 1500 \cdot 1500 \cdot 4.7 / 100 = 1474 \text{ мин}^{-1} \quad (5)$$

1.3. Определение передаточного отношения привода:

$$U_{общ.} = n_{ном.} / n_6 = 1474 / 25.5 = 57.82 \quad (6)$$

$U_{цеп.} = 3.44$ - передаточное число цепной передачи;

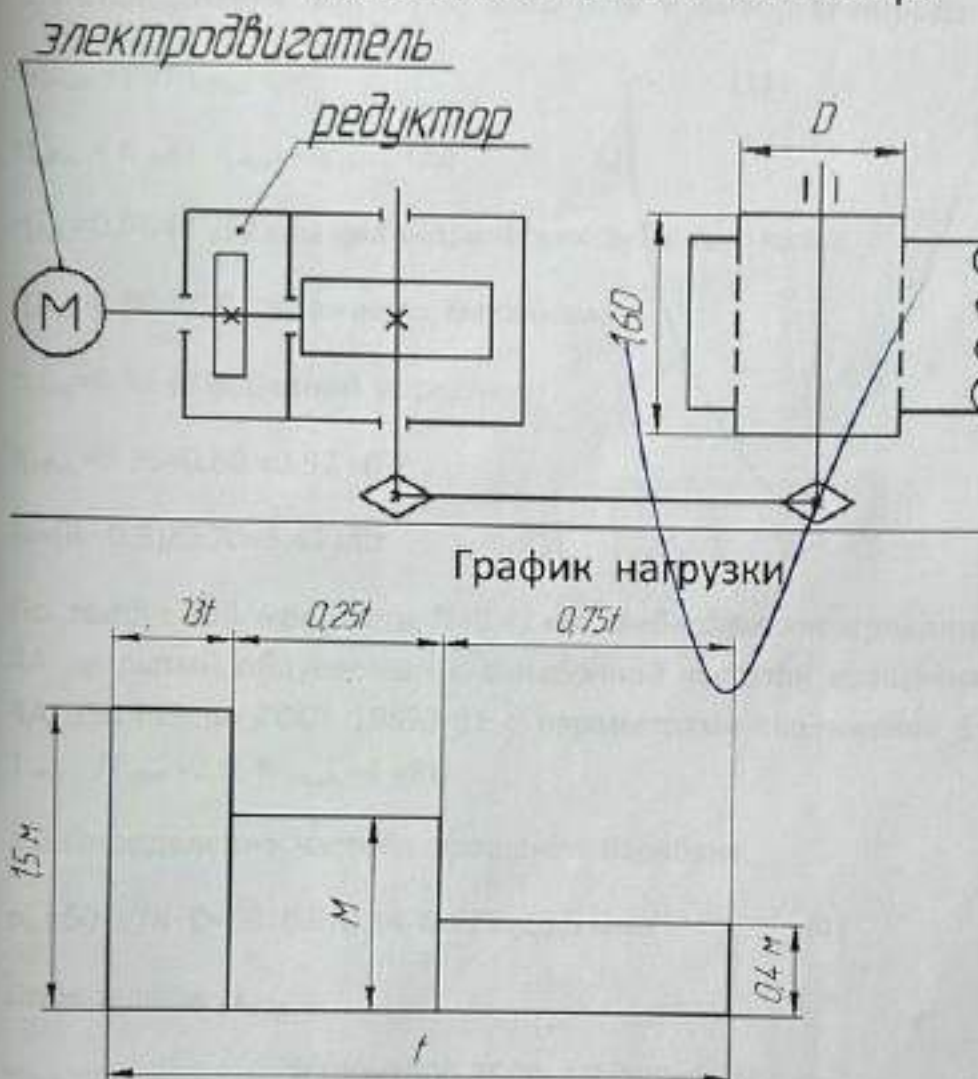
$U_{цил.} = 2.0$ - передаточное число цилиндрической передачи;

$U_{черв.} = 20$ - передаточное число червячной передачи;

$$U_{общ.} = U_{цеп.} \cdot U_{черв.} \cdot U_{цил.}$$

$$U_{общ.} = 3.44 \cdot 2 \cdot 20 = 137.6 \quad (7)$$

Задание №2 вариант 4 Привод ленточного конвейера



Срок службы 5 лет.

$K_{сут}=0.3$

$K_{год}=0.4$

1. Разработать сборочный чертеж редуктора.

2. Чертеж общего вида привода.

3. Рабочие чертежи: - корпуса редуктора,

- вала выходного.

- колеса зубчатого (червячного)

- рамы сварной.

Исходные данные:

$P = 6 \text{ кВт}$;

$V = 0.45 \text{ м/с}$;

$D = 350 \text{ мм}$.

$$M_{Б-Б} = \sqrt{86,4^2 + 156,2^2} = 17867,4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

11.3.4 Момент сопротивления изгибу

$$W_k = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{b t_1 (d - t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \times 60^3}{32} - \frac{18 \times 7 (60 - 7)^2}{2 \times 60} = 18245,55 \text{ мм}^3$$

11.3.5 Момент сопротивления кручению

$$W_k = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{b t_1 (d - t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \times 25^3}{16} - \frac{18 \times 7 (60 - 7)^2}{2 \times 60} = 39440,55 \text{ мм}^3$$

11.3.6 Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений

$$\tau_v = \tau_m = \frac{M_z}{2W_k} = 425,6 \cdot 10^3 / 2 \cdot 394 \cdot 10^3 = 5,4 \text{ МПа} \quad (105)$$

11.3.7 Амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = M_{Б-Б} / W_k = \frac{178,674 \times 10^3}{18,2 \times 10^3} = 9,81 \text{ МПа}$$

11.3.8 Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{\sigma - 1}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \times \sigma_v + \psi_\sigma \times \sigma_m}, \text{ где}$$

$$K_\sigma = 1,78; \quad \varepsilon_\sigma = 0,8; \quad \sigma_m = 0 \quad [1]$$

$$S_\sigma = \frac{335}{\frac{1,78}{0,8} \times 9,81} = 15,4$$

11.3.9 Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_\tau = \frac{\tau - 1}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \times \tau_v} + \psi_\tau \times \tau_m}, \text{ где}$$

$$K_\tau = 1,68; \quad \varepsilon_\tau = 0,69; \quad \psi_\tau = 0,1$$

$$S_\tau = \frac{193}{15,4 \times \frac{1,68}{0,69} + 0,1 \times 15,4} = 9,96$$

11.3.10 Результирующий коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_\sigma \times S_\tau}{\sqrt{(S_\sigma^2 \times S_\tau^2)}} = 8,36 > [S]$$

11.3.1 Коэффициент запаса прочности на кручение

$$S = S_\tau = \frac{\tau - 1}{\frac{K_\tau}{\varepsilon_\tau \times \tau_v} + \Psi_\tau \times \tau_m}, \text{ где} \quad (104)$$

$$\tau_v = \tau_m = \frac{M_3}{2W_k}$$

$$W_k = \frac{\pi \times d^3}{16} - \frac{b t_1 (d - t_1)^2}{2d}$$

$$W_k = \frac{3,14 \times 50^3}{16} - \frac{12 \times 5 (50 - 5)^2}{2 \times 50} = 23316 \text{ мм}^3$$

$$\tau_v = \tau_m = 425,6 \cdot 10^3 / 2 \cdot 23316 = 913 \text{ МПа}$$

$$K_\tau = 1,68; \varepsilon_\tau = 0,73; \Psi_\tau = 0,1$$

$$S_\tau = \frac{192}{9,13 \times \frac{1,68}{0,73} + 0,1 \times 9,13} = 8,8$$

11.3.2 Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{\sigma - 1}{\frac{K_\sigma}{\varepsilon_\sigma} \times \sigma_v + \Psi_\sigma \times \sigma_m}, \text{ где} \quad (110)$$

$$\sigma_v = M_{A-A} / W_k = 20,9 \text{ МПа} \quad (111)$$

$$M_{A-A} = 430 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}; K_\sigma = 1,78; \varepsilon_\sigma = 0,85$$

$$S_\sigma = \frac{335}{\frac{1,78}{0,85} \times 20,9} = 7,639$$

11.3.3 Результирующий коэффициент запаса прочности

$$S = \frac{S_\sigma \times S_\tau}{\sqrt{(S_\sigma^2 \times S_\tau^2)}} = 5,7 > [S]$$

Сечение Б-Б

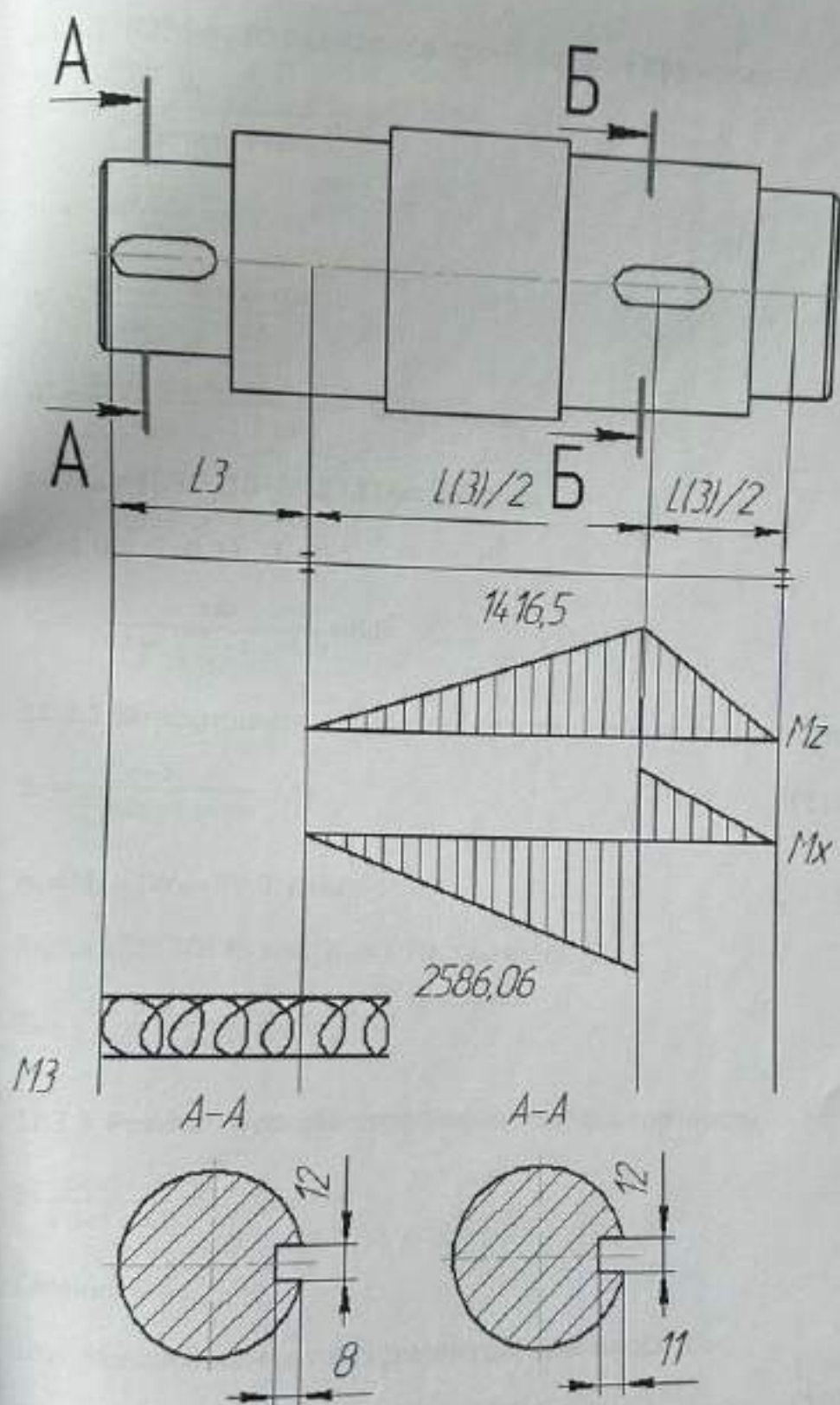
Изгибающий момент в горизонтальной плоскости

$$M' = F_{x3} \cdot l_3 / 2 = 1662,5 \cdot 104 / 2 = 86450 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (107)$$

Изгибающий момент в вертикальной плоскости

$$M'' = F_{y4} \cdot d_4 / 2 - R_{y3} \cdot l_3 / 2 = 978,1 \cdot 256 / 2 - 597,8 \cdot 104 / 2 = 156282,4 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (109)$$

Суммарный изгибающий момент в сечении А-А



Материал вала сталь 45 – улучшение $\sigma_b=780$ мПа; $\sigma_{-1}=335$ мПа;

$\tau_{-1}=193$ мПа

[1]

Сечение А-А

$$M'' = F_{a2} \cdot d_2 / 2 - F_{r2} \cdot l / 2 = 155,5 \cdot 113,6 / 2 - 226,6 \cdot 40 / 2 = 4296,4 \text{ Н} \cdot \text{мм} \quad (109)$$

Суммарный изгибающий момент в сечении А-А

$$M_{A-A} = \sqrt{12056^2 + 4296,4^2} = 12798,7 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Момент сопротивления кручению

$$W_k = \frac{\pi \times d^3}{16} - \frac{b t_1 (d - t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \times 25^3}{16} = 2586 \text{ мм}^3 \quad (109)$$

Момент сопротивления изгибу

$$W_k = \frac{\pi \times d^3}{32} - \frac{b t_1 (d - t_1)^2}{2d} = \frac{3,14 \times 25^3}{32} = 1053 \text{ мм}^3 \quad (110)$$

$$\tau_v = \tau_m = 31,6 \cdot 10^3 / 2 \cdot 2586 = 6 \text{ МПа}$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба

$$\sigma_v = M_{A-A} / W_k = 12,15 \text{ МПа} \quad (111)$$

$$S_t = \frac{193}{6 \times \frac{1,7}{0,83} + 0,1 \times 6} = 14,96$$

11.2.2 Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_0 = \frac{\sigma - 1}{\frac{K_\sigma}{\sigma} \times \sigma_v + \Psi \sigma \times \sigma_m} \quad (112)$$

$$S_0 = \frac{335}{\frac{1,8}{0,92} \times 12,15 + 0,2 \times 12,15} = 12,78$$

11.2.3 Приведенный момент инерции поперечного сечения червяка

$$I_{пр} = \frac{\pi \times d^4 \times 13}{64} (0,375 + 0,625 \cdot \frac{d_2^3}{d_1^3}) \quad (112)$$

$$I_{пр} = \frac{3,14 \times 44,8^4}{64} (0,375 + 0,625 \cdot \frac{80^3}{44,8^3}) = 2,9516 \text{ мин}^{-1}$$

11.2.4 Стрела прогиба

$$f = \frac{12 \times l^3 (F_2 t_3 + F_2 r_3)}{48 E I_{пр}} \quad (113)$$

$$f = \frac{284 \times 10^3 ((978,1)^2 + (1110,3)^2)}{48 \times 2,1 \times 10^5 \times 2,95 \times 10^5} = 0,0087$$

Допускаемый прогиб

$$[f] = (0,005 \div 0,001)m = (0,005 \div 0,001)8 = 0,04 \div 0,08$$

(114)

$$f = 0,0087 \text{ мм} < [f]$$

11.3 Ведомый вал

11.1.1 Коэффициент запаса прочности

$$S = S_T = \frac{\tau - 1}{K_\tau / (\varepsilon_\tau \times \tau_v \times \Psi_\tau \times \tau_m)}, \text{ где} \quad (105)$$

τ - амплитуда от нулевого цикла

τ_m - среднее напряжение от нулевого цикла

S_T - коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

ε_τ - масштабный фактор для нормальных напряжений

K_τ - эффективный коэффициент касательных напряжений

$$\tau_m = \tau_v = \tau_{\max} / 2 = M_1 / 2W_k; \quad (106)$$

$$W_k = 3,14 \cdot 18^3 / 16 = 1022 \text{ мм}^3$$

$$\tau_v = \tau_m = 10,15 \cdot 10^3 / 2 \cdot 1022 = 526 \text{ мПа}$$

$$K_\tau = 1,68; \quad \varepsilon_\tau = 0,84; \quad \Psi_\tau = 0,1$$

$$S = S_T = \frac{193}{1,68 / (0,84 \times 5,26 + 0,1 \times 5,26)} = 17,47$$

Такой большой коэффициент запаса прочности объясняется тем, что диаметр вала был увеличен при конструировании для соединения его со стандартной муфтой, с валом электродвигателя. По этой причине проверить прочность по нормальным напряжениям в других сечениях нет необходимости.

11.2 Промежуточный вал

Материал червячного вала Ст 45 - улучшение $\sigma_B = 78 \text{ мПа}$; $\sigma_{-1} = 335 \text{ мПа}$;

$$\tau_1 = 193 \text{ мПа}$$

$$S = S_T = \frac{\tau - 1}{K_\tau / (\varepsilon_\tau \times \tau_v \times \Psi_\tau \times \tau_m)} \quad (107)$$

$$K_\tau = 1,8; \quad \varepsilon_\tau = 0,92; \quad \Psi_\tau = 0,1$$

Изгибающий момент в горизонтальной плоскости (108)

$$M' = F_{t2} \cdot \text{lim} 2 / 2 = 602,8 \cdot 20 = 12056 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Изгибающий момент в вертикальной плоскости

Для проектируемого редуктора площадь теплоотводящей поверхности
 $A=0,62 \text{ м}^2$

10.2 Определение мощности на червяке

$$P_z = \Pi_{\text{из}} \cdot M_z / 302$$

$$P_z = \frac{3,14 \times 22,17 \times 425,6}{30 \times 0,77} = 1829 \text{ кВт}$$

10.3 Определение температуры нагрева без искусственного охлаждения

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1-\eta) \times P_z}{(K_T \times A) + 20} \leq [t_{\text{раб}}], \text{ где} \quad (104)$$

$$K_T = 15 \text{ В/м}^2\text{с} \quad [1]$$

$$[t_{\text{раб}}] = 95^\circ\text{C} \quad [1]$$

$$t_{\text{раб}} = \frac{(1-0,77) \times 1829}{15 \times 0,62 + 20} = 19^\circ\text{C} < [t_{\text{раб}}]$$

11. Уточненный расчет валов

11.1 Ведущий вал

$$R_{r3}=R_{r4}=F_{t4}/2=7814,5/2=3906,2 \text{ Н} \quad (93)$$

в плоскости yz

$$R_{y3} \cdot l_3 + F_{r4} \cdot l_3/2 - F_{a4} \cdot d_4/2 = 0 \quad (94)$$

$$R_{y3} = 1/104 \cdot (1150 \cdot 240/2 + 2843,5 \cdot 104/2) = 597,8 \text{ Н} \quad (95)$$

$$R_{y4} \cdot l_3 - F_{r4} \cdot l_3/2 - F_{a4} \cdot d_4/2 = 0 \quad (96)$$

$$R_{y4} = 1/104 \cdot (1150 \cdot 240/2 + 2843,5 \cdot 104/2) = 2748,6 \text{ Н} \quad (97)$$

Проверка: $597,6 - 1808,05 + 2843,5 = 0$

$$P_3 = P_{r3} = \sqrt{(P_{z3}^2 + P_{y3}^2)} = \sqrt{(3906,2^2 + 597,8^2)} = 3951,6 \text{ Н} \quad (98)$$

$$P_4 = P_{r4} = \sqrt{(P_{z4}^2 + P_{y4}^2)} = \sqrt{(3906,2^2 + 2748,6^2)} = 4776,3 \text{ Н}$$

Осевые составляющие радиальных реакций конических подшипников

$$S_3 = 0,83 \cdot l \cdot P_{r3} = 0,83 \cdot 0,3 \cdot 3951,6 = 983,9 \text{ Н} \quad (99)$$

$$S_4 = 0,83 \cdot l \cdot P_{r4} = 0,83 \cdot 0,3 \cdot 4776,3 = 1189,2 \text{ Н}$$

где $l=0,3$

$S_3 < S_4$; $P_{a3} - F_a > S_4 - S_3$, тогда

$$P_{a3} = S_3 = 983,9 \text{ Н}$$

$$P_{a4} = S_4 + F_a = 983,9 + 1150 = 2133,9 \text{ Н}$$

Отношение: $\frac{P_{a3}}{P_{a4}} = \frac{983,9}{2133,9} = 0,298 < 1$

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\Sigma 3} = P_{r4} \cdot V K_{\delta} \cdot K_T = 3951,6 \cdot 1 \cdot 1,3 = 5137 \text{ Н}$$

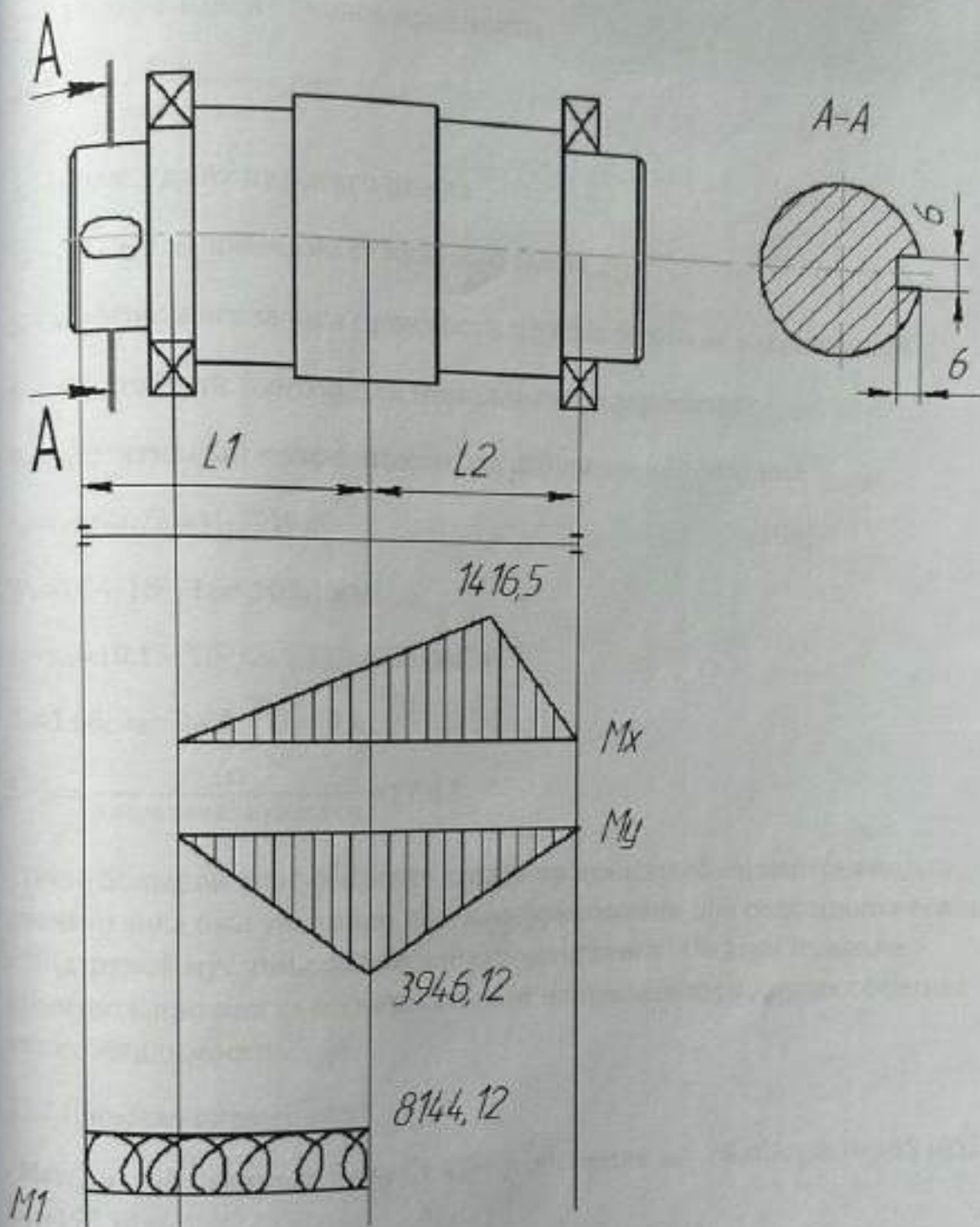
$$\frac{P_{a3}}{P_{a4}} = \frac{2133,9}{4776,3} = 0,44 > 1$$

8.3.2 Определение расчетной долговечности

Эквивалентная нагрузка

$$P_{a4} = (x \cdot P_{r4} + y \cdot P_{a2}) \cdot K_0 \cdot K_1 \quad (100)$$

$$P_{a4} = (0,45 \cdot 4776,3 \cdot 1 + 1,99 \cdot 2133,9) \cdot 1,3 \cdot 1 = 8314,5 \text{ Н}$$



Материал вала Ст 45, термическая обработка – улучшение $\sigma_b = 780$ МПа

Предел выносливости при симметричном угле изгиба

$$\sigma_{-1} = 0,43\sigma_b = 0,43 \times 780 = 335 \text{ МПа}$$

Предел выносливости при симметричном цикле касательных напряжений

$$\tau_{-1} = 0,58\sigma_{-1} = 0,58 \cdot 335 = 193 \text{ МПа}$$

в нашем случае $S_1 < S_2$; $F_{a1} - F_a \geq S_2 - S_1$

тогда $P_{a1} = S_1 = 276.22 \text{ Н}$

$$P_{a2} = S_1 + F_{a1} = 276.22 + 7812.5 = 8088.7 \text{ Н} \quad (90)$$

рассмотрим первый подшипник

Отношение $\frac{P_{a1}}{P_{a2}} = \frac{276.22}{8088.7} = 0.38 = e$ — осевую нагрузку не учитываем.

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\Sigma 1} = P_{r1} \cdot \vartheta \cdot K_6 = 726.9 \cdot 1 \cdot 1.31 = 944.9 \text{ Н}$$

$$\vartheta = 1; K_r = 1; K_6 = 1.3 \quad [1] \text{ стр. 118}$$

8.2.3 Определение расчетной долговечности

Долговечность определяется по наиболее нагруженному "второму" подшипнику

$$\text{Отношение } \frac{P_{a1}}{P_{r2}} = \frac{8088.7}{2842.7} = 2.8 > e$$

Эквивалентную нагрузку определяем с учетом осевой нагрузки

$$P_{\Sigma 2} = (X \cdot P_{r2} + Y \cdot P_{a2}) \cdot K_6 \cdot K_r \quad (91)$$

$$\text{Где, } x = 0.45; Y = 1.81 \quad [1] \text{ стр. 119}$$

$$P_{\Sigma 2} = (0.45 \cdot 2842.7 + 1.81 \cdot 8088.7) \cdot 1.31 = 20695.6 \text{ Н}$$

Расчетная долговечность, мин^{-1}

$$L = \left(\frac{C \cdot Z}{P_{\Sigma 2}} \right)^3 = \left(\frac{38.5 \times 2 \times 10^3}{20695.6} \right)^3 = 514 \text{ мин}^{-1}$$

Расчетная долговечность, ч

$$L_h = \frac{L \times 10^6}{60n} = \frac{514 \times 10^6}{60 \times 722.35} = 11861.56 \text{ ч} \quad (92)$$

Что больше установленного ГОСТ 16162-85

8.3 Ведомый вал

8.3.1 Определение реакций опор в плоскости xz

9.1.3 Ведомый вал

$$d_{в3}=45 \text{ мм};$$

$$l_2=110 \text{ мм};$$

$$b_{х1h}=14 \times 19 \text{ мм};$$

$$t_1=5,5 \text{ мм};$$

[2]

$$l=90 \text{ мм};$$

$$t_2=3,8 \text{ мм};$$

[1]

$$d_{х3}=60 \text{ мм};$$

$$l_{ст3}=80 \text{ мм};$$

$$b_{хh}=18 \times 11 \text{ мм};$$

$$l=90 \text{ мм};$$

[1]

$$t_1=7 \text{ мм};$$

$$t_2=4,4 \text{ мм};$$

[2]

9.2 Проверка на прочность

Все шпонки призматические, размеры сечений шпонок и пазов, длин шпонок по ГОСТ 23360-78

Материал шпонок – сталь 45 нормализованная

$$\sigma_{см}^{max} = \frac{2M}{d(h-t_1)(l-b)} \leq [\sigma_{см}], \text{ где} \quad (102)$$

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжении на смятие;

$[\sigma_{см}]=110 \text{ МПа}$ – для стали;

$[\sigma_{см}]=60 \text{ МПа}$ – для чугуна

$$\sigma_{см1}^{max} = \frac{2 \times 10,75 \times 10^3}{18(6-3,5)(25-8)} = 14 \text{ МПа} < [\sigma_{см}]=60 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{см2}^{max} = \frac{2 \times 31,3 \times 10^3}{25(7-4)(25-8)} = 49 \text{ МПа} < [\sigma_{см}]=110 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{см3}^{max} = \frac{2 \times 425,6 \times 10^3}{45(9-5,5)(90-14)} = 71,4 \text{ МПа} < [\sigma_{см}]=110 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{см4}^{max} = \frac{2 \times 425,6 \times 10^3}{60(11-7)(63-18)} = 78 \text{ МПа} < [\sigma_{см}]=110 \text{ МПа}$$

10.1 Определение площади теплоотводящей поверхности

$$A=12Q_w^{1,71}=70000^3 \text{ мм}=0,7 \text{ м}^2 \quad (103)$$

где $V=1$; $K_b=1,3$; $K_T=1$; $x=0,45$

[1]

расчетная долговечность, мин^{-1}

$$L = \left(\frac{C}{P_{\Sigma 4}} \right)^{3,3} = \left(\frac{57 \times 10^3}{8,3 \times 10^3} \right)^{3,3} = 2880,09 \text{ мин}^{-1}$$

расчетная долговечность

$$L_n = \frac{L \times 10^6}{60 \pi 3} = \frac{2880,09 \times 10^6}{60 \times 26,73} = 1794448,5 \text{ ч} \quad (101)$$

Что больше установленных ГОСТ 16162-85

9. Проверка прочности шпоночного соединения

9.1 Определяем размеры и подбираем шпонку

9.1.1 Ведущий вал

$$d_{b1} = 18 \text{ мм};$$

$$l_1 = 50 \text{ мм};$$

$$b_{sh} = 6 \times 6 \text{ мм};$$

$$t_1 = 3,5 \text{ мм}; \quad [2]$$

$$l = 40 \text{ мм};$$

$$t_2 = 2,8 \text{ мм}; \quad [1]$$

9.1.2 Промежуточный вал

$$d_{k2} = 25 \text{ мм};$$

$$l_{CT2} = 35 \text{ мм};$$

$$b_{sh} = 8 \times 7 \text{ мм};$$

$$t_1 = 2,5 \text{ мм}; \quad [1]$$

$$t_1 = 4 \text{ мм};$$

$$t_2 = 3,3 \text{ мм}; \quad [2]$$

Поз.	Обозначение	Наименование	Кол.	Примечание
41		Подшипник 36306		
42		ГОСТ 831-75	2	
		Подшипник ГОСТ 8328-75		
		32206	1	
43		Подшипник ГОСТ 8338-75		
44		107	2	
45		213	2	
		Рым-болт М16		
		ГОСТ 4751-73	2	
46		Шайба ГОСТ 6402-70		
47		6.65Г.029	12	
48		8.65Г.029	6	
49		10.65Г.029	12	
50		12.65Г.029	4	
		16.65Г.029	4	
		Шайба ГОСТ 14734-69		
51		7019-0623	1	
52		7019-0625	1	
		Шпонки ГОСТ 23360-78		
53		8×7×25	1	
54		8×7×36	1	
55		18×11×90	1	
56		20×12×80	1	
		Штифт ГОСТ 3129-70		
57		4h10×14	2	
58		8h10×24	1	
59		Штифт 10×30		
		ГОСТ 9464-79	2	

Изм. Лист

№ докум.

Подп.

Дата

Курсовой проект ПЛК 042.02.00

Формат А4

Копировал

Лист

3

Поз	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание
12		Шайба 7019-0637 ГОСТ 14734-69	1	
13		Шайба ГОСТ 6202-70 8.65Г.029	5	
14		14.65Г.029	4	
15		20.65Г.029	6	
16		Штифт 5×16 ГОСТ 3128-70	1	
		Прочие изделия		
17		Двигатель 4А100Л6 ТУ-510.781-81	1	
18		Муфта упругая с торообразной оболочкой 80-28.2-28.2 ГОСТ 20884-82	1	

Обозначение		Наименование	кол	Примечание
		Документация		
1	ПЛК 042.02.00.СБ	Сборочный чертеж	1	
2	ПЛК 042.02.00.ПЗ	Пояснительная записка	1	
		Сборочные единицы		
1	ПЛК 042.02.01	Колесо червячное	1	
2	ПЛК 042.02.02	Люк смотровой	1	
3	ПЛК 042.02.03	Маслоуказатель	1	
		Детали		
4	ПЛК 042.02.04	Вал		
5	ПЛК 042.02.05	Вал-шестерня	1	
6	ПЛК 042.02.06	Втулка	1	
7	ПЛК 042.02.07	Втулка	1	
8	ПЛК 042.02.08	Втулка	1	
9	ПЛК 042.02.09	Втулка	1	
10	ПЛК 042.02.010	Втулка	2	
11	ПЛК 042.02.011	Колесо червячное	1	
12	ПЛК 042.02.012	Корпус редуктора	1	
13	ПЛК 042.02.013	Крышка подшипника	1	
14	ПЛК 042.02.014	Крышка подшипника	1	
15	ПЛК 042.02.015	Крышка подшипника	1	
16	ПЛК 042.02.016	Крышка подшипника	1	
17	ПЛК 042.02.017	Крышка редуктора	1	

Курсовой проект ПЛК 042.02.00

Редуктор

Лист 1 из 3
Казанский ГАУ каф. ОИД
группа Б202-064
Формат А4

Копировал

Поз	Обозначение	Наименование	Кол	Примечание
18	ПЛК 042.02.018			
19	ПЛК 042.02.019	Крышка		
20	ПЛК 042.02.020	Отдушина	1	
21	ПЛК 042.02.021	Пробка	1	
22	ПЛК 042.02.022	Прокладка	1	
23	ПЛК 042.02.023	Прокладка	1	
24	ПЛК 042.02.024	Прокладка	1	
25	ПЛК 042.02.025	Прокладка	1	
26	ПЛК 042.02.026	Прокладка	1	
27	ПЛК 042.02.027	Прокладка	1	
28	ПЛК 042.02.028	Прокладка	2	
29	ПЛК 042.02.029	Стакан	1	
		Червяк	1	
		Стандартные изделия		
		Болт ГОСТ 7798-70		
32		M6-8d×18.66.029	8	
33		M6-8d×22.66.029	6	
34		M8-8d×28.66.029	6	
35		M10-8d×32.66.029	12	
36		M12-8d×38.66.029	4	
37		M16-8d×90.66.029	4	
38		Гайка M12-6H5		
		ГОСТ 5915-70	4	
		Манжета ГОСТ 8752-79		
		11-35×52-1	1	
39		11-65×90-1	1	
40				

Лист 2

Курсовой проект ПЛК 042.02.00

Формат А4

Копировал

12. Выбор сорта масла

Смазывание зацепления и подшипников производится разбрызгиванием жидкого масла

$$V = 0,75 \times N = 0,75 \cdot 32 = 1,126 \text{ дм}^3 \quad (115)$$

12.1 Объем масляной ванны

12.2 Вязкость масла

при $\sigma_n = 135 \text{ мПа}$

$$\nu = 1,23 \text{ м}^2/\text{с}$$

$$\mu = 25 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$$

Принимаем масло индустриальное И-25А по ГОСТ 20799-75

12.3 Смазывание подшипников

Камеры подшипников заполняем пластичным смазочным материалом прессолидол по ГОСТ 4366-76

13. Список использованной литературы

1. Курсовое проектирование деталей машин. Чернавский - 5-е изд. перераб. и допол. - М.; Машиностроение. 1984
2. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: уч. пособ. для вузов - 3-е издание - М. Высш. школа. 1978
3. Анурьев. Справочник конструктора-машиностроителя в 3-х томах. Т-1
4. Допуски и посадки. Справочник в 2-х ч./В.Д. Мягков, Л.Н. Романов
5. Курсовое проектирование деталей машин:уч.пособ. для техникумов /Г.М. Ицкович, С.А. Чернавский и др. Машиностроение.1980