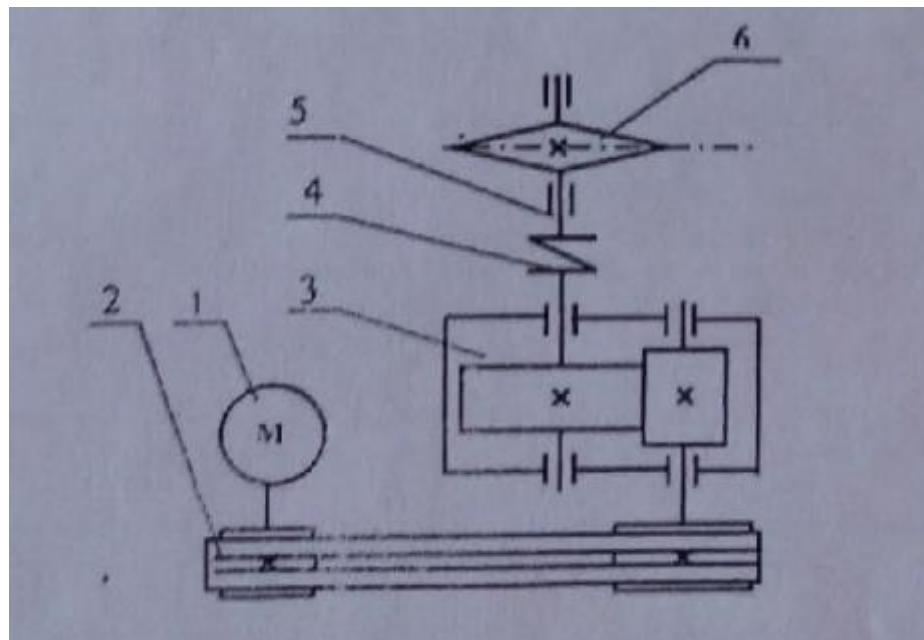


1 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТЫ ПРИВОДА

Кинематическая схема:



*Рис. 1 – Кинематическая схема привода ленточного конвейера
1 – электродвигатель, 2 – открытая клиноременная передача, 3 – одноступенчатый редуктор, 4 – муфта, 5 – приводной вал, 6 – тяговая звёздочка*

1.1 Определение расчетной мощности привода

Расчетная мощность электродвигателя определяется по формуле [1, с.49, формула 6.1]:

$$P_{\text{рд}} = \frac{P}{\eta_{\text{общ}}}, \quad (1)$$

где P – мощность на приводном валу конвейера, кВт, $P=3$ кВт;
 $\eta_{\text{общ}}$ – общий КПД привода.

Для рассматриваемой схемы общий КПД привода определяем по формуле:

$$\eta_{\text{общ}} = \eta_{\text{оп}} \cdot \eta_{\text{ред}} \cdot \eta_{\text{м}} \cdot \eta_{\text{нк}}, \quad (2)$$

где $\eta_{\text{м}}$ – КПД муфты; $\eta_{\text{м}} = 0,99$ [1, с.140, т.П2.1];

$\eta_{\text{ред}}$ – КПД редуктора; $\eta_{\text{ред}} = 0,98$ [2, с.15, т.П1.1];

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КП.М.22.03.00.00.00.П3

Лист
4

η_{on} – КПД открытой клиноременной передачи; $\eta_{on}=0,94$ [1, с.140, т.П2.1];

η_{nk} – КПД пары подшипников качения; $\eta_{nk}=0,99$ [1, с.140, т.П2.1];

$$\eta_{общ} = 0,99 \cdot 0,98 \cdot 0,94 \cdot 0,99 = 0,903;$$

$$P_{\omega} = \frac{3}{0,903} = 3,322 \text{ кВт.}$$

1.2 Выбор электродвигателя

Ориентировочно требуемая частота вращения вала электродвигателя определяется по формуле [1, с.50, формула 6.3]:

$$n_{mp} = n \cdot u_{on\min} \cdot u_{ped.cp}, \quad (3)$$

где $u_{on\min}$ – наименьшее значение передаточного числа открытой передачи привода; $u_{on\min} = 2$ [1, с.141, т.П2.3];

$u_{ped.cp}$ – среднее значение передаточного числа редуктора привода; $u_{ped.cp} = 4$ [1, с.141, т.П2.3];

n – номинальная частота вращения приводного вала; $n=150$ об/мин,

$$n_{mp} = 150 \cdot 2 \cdot 4 = 1200 \text{ об/мин.}$$

По величине n_{mp} с учетом P_{ω} принимаем по [9, с.384, т.19.27] электродвигатель АИР100L4

Техническая характеристика принятого электродвигателя представлена в таблице 1.

Таблица 1

Характеристика электродвигателя

Обозначение электродвигателя	Номинальная мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	$\frac{T_{пуск}}{T_{ном}}$	$\frac{T_{max}}{T_{ном}}$	$d_{эд},$ мм
АИР100L4	4	1410	2	2,2	28

1.3 Определение общего передаточного числа привода и разбивка его по передачам

Общее передаточное число привода определяется по формуле [1, с.51, формула 6.6]

$$u_{общ} = \frac{n_{\omega}}{n}; \quad (4)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КП.М.22.03.00.00.00.П3

Лист

$$u_{общ} = \frac{1410}{150} = 9,4$$

Оставляем передаточное число редуктора $u_{ред} = 4$, тогда передаточное число открытой клиноременной передачи составит

$$u_{on} = \frac{u_{общ}}{u_{ред}} = \frac{9,4}{4} = 2,35$$

1.4 Силовые и кинематические параметры привода

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

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

Определяем частоты вращения валов привода[1, с. 51]:

$$n_{эд} = 1410 \text{ об/мин};$$

$$n_1 = \frac{n_{эд}}{u_{on}}; n_1 = \frac{1410}{2,35} = 600 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_{ред}}; n_2 = \frac{600}{4} = 150 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = n_2; n_3 = 150 \text{ об/мин.}$$

Определение мощностей, передаваемых на валы привода[1, с. 52]:

$$P_{эд} = 3,322 \text{ кВт};$$

$$P_1 = P_{эд} \cdot \eta_{on}; P_1 = 3,322 \cdot 0,94 = 3,123 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{ред}; P_2 = 3,123 \cdot 0,98 = 3,06 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_m \cdot \eta_{nk}; P_3 = 3,06 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 3 \text{ кВт.}$$

Определение вращающих моментов передаваемых на валы[1, с. 52]:

$$T_i = 9550 \frac{P_i}{n_i}; \quad (5)$$

$$T_{эд} = 9550 \cdot \frac{3,322}{1410} = 22,5 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{3,123}{600} = 49,708 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{3,06}{150} = 194,82 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_3 = 9550 \cdot \frac{3}{150} = 191 \text{ Н}\cdot\text{м.}$$

Результаты расчета представлены в таблице 2.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

Таблица 2

Силовые и кинематические параметры привода

Номер вала	Частота вращения, об/мин	Мощность, кВт	Крутящий момент, Н·м
Электродвигатель	1410	3,322	22,5
1	600	3,123	49,708
2	150	3,06	194,82
3	150	3	191

1.5 Выбор редуктора и муфты

Передаточное число редуктора $u_{ped} = 4$.

Расчетный крутящий момент на выходном валу редуктора определяется по формуле [2, с.6, формула 3]:

$$T_{\text{ВЫХ.РАСЧ.}} = T_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} \cdot K_{\text{УР}}, \quad (6)$$

где $T_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}}$ – требуемый крутящий момент на выходном валу редуктора, $T_{\text{ВЫХ.ТРЕБ.}} = T_2 = 194,82 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

$K_{\text{УР}}$ – коэффициент условия работы, определяем по формуле [2, с.4, формула 1]:

$$K_{\text{УР}} = K_1 \cdot K_2 \cdot K_3 \cdot K_{\text{ПВ}} \cdot K_{\text{РЕВ}}, \quad (7)$$

где K_1 – коэффициент, учитывающий динамические характеристики двигателя, $K_1 = 1,2$ [2, с.7, табл.1];

K_2 – коэффициент, учитывающий продолжительность работы в сутки, $K_2 = 1$ [2, с.7, табл.2];

K_3 – коэффициент, учитывающий количество пусков в час, $K_3 = 1,2$ [2, с.8, табл.3];

$K_{\text{ПВ}}$ – коэффициент, учитывающий продолжительность включения (ПВ), $K_{\text{ПВ}} = 1,0$ [2, с.8, табл.4];

$K_{\text{РЕВ}}$ – коэффициент, учитывающий реверсивность редуктора, $K_{\text{РЕВ.}} = 1$ (передача нереверсивная).

$$K_{\text{УР}} = 1,2 \cdot 1 \cdot 1,2 \cdot 1 \cdot 1 = 1,44;$$

$$T_{\text{ВЫХ.РАСЧ.}} = 194,82 \cdot 1,44 = 280,54 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Из каталога выбираем стандартный одноступенчатый редуктор из условия [2, с.9, формула 6]:

$$T_{\text{ВЫХ.НОМ.}} \geq T_{\text{ВЫХ.РАСЧ.}}, \quad (8)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист
					КП.М.22.03.00.00.00.П3

где $T_{вых.ном}$ - номинальный крутящий момент из таблицы [2, с.15, т.П.1.1] для одноступенчатого цилиндрического редуктора, $T_{вых.ном}=315 \text{ Н}\cdot\text{м} \geq T_{вых.расч}=280,54 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Принимаем редуктор: Редуктор 1ЦУ-100.

Выполняем проверку правильности выбора редуктора по консольным радиальным нагрузкам на входном и выходном валах редуктора [2, с.9, формулы 11,12]:

$$F_{вых.ном} \geq F_{вых.расч}. \quad (9)$$

$$F_{вх.ном} \geq F_{вх.расч}. \quad (10)$$

где $F_{вых.ном}$, $F_{вх.ном}$ – номинальные радиальные консольные нагрузки из таблицы [2, с.15, т.П.1.1] для цилиндрического одноступенчатого редуктора, для редуктора 1ЦУ-100: $F_{вых.ном}=2240 \text{ Н}$, $F_{вх.ном}=630 \text{ Н}$;

$F_{вых.расч}$, $F_{вх.расч}$ – расчетные радиальные консольные нагрузки на выходном и входном валах редуктора соответственно [2, с.9, формулы 7,8]:

$$F_{вых.расч} = F_{вых.треб.} \cdot K_{yp}, \quad (11)$$

$$F_{вх.расч} = F_{вх.треб.} \cdot K_{yp}, \quad (12)$$

где $F_{вых.треб.}$, $F_{вх.треб.}$ – требуемые радиальные консольные нагрузки на выходном и входном валах редуктора соответственно,

$$F_{вых.треб.} = F_M,$$

где F_M – консольная нагрузка от муфты, выбранной в зависимости от требуемого крутящего момента и диаметров валов, которых она соединяет.

$$F_M = (0,2 \dots 0,5) \cdot 2 \cdot T_2 / D_0 \quad (13)$$

где D_0 – диаметр муфты, в месте приложения нагрузки.

Для соединения выходного вала редуктора $d_{вых.} = 35 \text{ мм}$ и приводного вала $d_{в.пр.} = 48 \text{ мм}$ используем муфту упругую с торообразной оболочкой из условия:

$$T_{н.ном} > T_{н.расч} \quad (14)$$

$$T_{н.ном.расч} = T_2 \cdot K_{yp};$$

$$T_{н.ном.расч} = 194,82 \cdot 1,44 = 280,54 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Согласно условию

$$315 > 280,54;$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист
					КП.М.22.03.00.00.00.П3

Принимаем муфту Муфта-315-35-48-УЗ

$F_M=0H$.

$$F_{BX.PAC\chi} = F_{Op},$$

где F_{Op} – консольная нагрузка от открытой клиноременной передачи,
 $F_{Op}=757,475$ Н (см. п.2).

$$F_{VYIX.HOM}=2240 H \geq F_{VYIX.PAC\chi}=0H$$

$$F_{BX.HOM}=630 H \geq F_{BX.PAC\chi}=757,475 \cdot 1,44=1090,764 H$$

Условия выполнены.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КП.М.22.03.00.00.00.П3

Лист
9

РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА

Исходные данные:

Мощность электродвигателя $P_{эд}=3,322 \text{ кВт}$

Передаточное число открытой клиноременной передачи $u_{окн} = 2,35$

Частота вращения вала электродвигателя $n_{эд} = 1410 \text{ об/мин.}$

1. Крутящий момент на ведущем шкиве

$$T_{эд} = 9550 \frac{P_{эд}}{n_{эд}} = 22,5$$

2. По заданным величинам $P_{эд}$ и $n_{эд}$ [13, с.83, рисунок 5.2] принимаем сечение ремня А.

Параметры поперечных сечений ремня [3, с.44, т.П1.13]:

$B_p = 11 \text{ мм}; H_p = 8 \text{ мм}; B = 13 \text{ мм}; H = 2,8 \text{ мм}; A = 81 \text{ мм}^2; q = 0,1 \text{ кг/м.}$

3. Диаметр меньшего шкива [3, с.44, т.П1.13] для сечения А – $D_{1\min} = 90 \text{ мм}$. Так как в рассматриваемом случае нет жестких ограничений к габаритам передачи, то для повышения долговечности ремня принимаем $D_1 = 100 \text{ мм.}$

4. Определяем диаметр большого шкива [3, с.4, формула 1.2]

$$D_2 = D_1 \cdot u_{окн} \cdot (1 - \varepsilon);$$

где ε – коэффициент упругого скольжения, $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$,

$$D_2 = 100 \cdot 2,35 \cdot (1 - 0,01) = 232,65 \text{ мм.}$$

Стандартный диаметр [3, с.45, т.П1.16] $D_2 = 200 \text{ мм.}$

5. Определяем фактическое передаточное число [3, с.4, формула 1.3]

$$u_{окн} = \frac{D_2}{D_1 \cdot (1 - \varepsilon)};$$

$$u_{окн} = \frac{232,65}{100 \cdot (1 - 0,01)} = 2,35;$$

Полученное передаточное число отличается от заданного на 0 %, что допустимо.

6. Определяем скорость ремня [3, с.4, формула 1.3]

$$v = \frac{\pi \cdot D_1 \cdot n_{эд}}{60 \cdot 1000}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист
					КП.М.22.03.00.00.00.П3

где D_1 – расчетный диаметр меньшего шкива, мм;

$n_{\text{ед}}$ – частота вращение меньшего шкива, об/мин;

$$v = \frac{3,14 \cdot 100 \cdot 1410}{60 \cdot 1000} = 7,383 \text{ м/с}$$

7. Частота вращения вала ведомого шкива [3, с.11, формула 1.22]

$$n_1 = \frac{D_1 \cdot n_{\text{ед}} \cdot (1 - \varepsilon)}{D_2};$$

$$n_1 = \frac{100 \cdot 1410 \cdot (1 - 0,01)}{232,65} = 600 \text{ об/мин.}$$

8. Межосевое расстояние согласно таблицы [3, с.45, т.П1.17]

$$a = 1,0 \cdot D_2 = 1,0 \cdot 232,65 = 232,65 \text{ мм.}$$

9. Расчётная длина ремня [3, с.5, формула 1.6]

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (D_1 + D_2) + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4 \cdot a}$$

$$L = 2 \cdot 232,65 + \frac{3,14}{2} \cdot (100 + 232,65) + \frac{(232,65 - 100)^2}{4 \cdot 232,65} = 1006,469 \text{ мм}$$

Принимаем $L = 1060$ мм [3, с.44, т.П1.14]

10. По стандартной длине L уточняем действительное межосевое расстояние [3, с.6, формула 1.9]

$$a = \frac{2L - \pi \cdot (D_1 + D_2) + \sqrt{(2L - \pi \cdot (D_1 + D_2))^2 - 8 \cdot (D_2 - D_1)^2}}{8},$$

$$a = \frac{2 \cdot 1060 - \frac{3,14}{2} \cdot (100 + 232,65) + \sqrt{(2 \cdot 1060 - 3,14 \cdot (100 + 232,65))^2 - 8 \cdot (232,65 - 100)^2}}{8} = 325,707$$

мм;

Минимальное межосевое расстояние для удобства монтажа и снятия ремней [3, с.12]

$$a_{\min} = a - 0,01L = 325,707 - 0,01 \cdot 1060 = 315,707 \text{ мм.}$$

Максимальное межосевое расстояние для создания натяжения и подтягивания ремня при вытяжке [3, с.12]

$$a_{\max} = a + 0,025L = 325,707 + 0,025 \cdot 1060 = 352,707 \text{ мм.}$$

11. Определяем угол обхвата на меньшем шкиве по формуле [3, с.6, формула 1.10]

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{a}.$$

$$\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{232,65 - 100}{232,65} = 147,5 > 120^\circ$$

12. Исходная длина ремня [3, с.45, т.П1.18] $L_0 = 1700$ мм.

Относительная длина

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	Лист
					КП.М.22.03.00.00.00.П3

$$\frac{L}{L_0} = \frac{1060}{1700} = 0,63.$$

13. Определяем мощность, допускаемую на один клиновой ремень [3,с.13, формула 1.23]

$$[P] = (P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_L + \Delta P_u) \cdot C_p \quad (23)$$

где P_0 – мощность, допускаемая на один ремень при $\alpha = 180^\circ$, $u_{окн} = 1$, исходной длине L_0 и спокойной работе [3,с.45, т.П1.18]; $P_0 = 1,6$;

C_α – коэффициент, учитывающий влияние угла обхвата на тяговую способность ремня [3,с.46, т.П1.19]; $C_\alpha = 0,92$;

C_L – коэффициент, учитывающий влияние длины ремня на его долговечность, определяется в зависимости от отношения $\frac{L_0}{L}$ [3,с.46, т.П1.20]; $C_L = 0,89$;

C_p – коэффициент режима работы [3,с.43, т.П1.10]; $C_p = 1$;

ΔP_u – поправка, учитывающая уменьшение влияния на долговечность изгиба ремня на большом шкиве с увеличением передаточного числа [3,с.13, формула 1.24];

$$\Delta P_u = 0,0001 \cdot \Delta T_u \cdot n_{\text{од}}$$

где ΔT_u – поправка к крутящему моменту на меньшем шкиве [3,с.46, т.П1.20], $\Delta T_u = 1,1 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

$$\Delta P_u = 0,0001 \cdot 1,1 \cdot 1410 = 0,155 \text{ кВт},$$

$$[P] = (1,6 \cdot 0,92 \cdot 0,89 + 0,155) \cdot 1 = 1,465 \text{ кВт}$$

14. Определяем расчетное число клиновых ремней в передаче [3,с.13, формула 1.25]

$$z = \frac{P}{[P]},$$

где P – мощность, передаваемая меньшим шкивом, $\text{Н}\cdot\text{м}$.

$$z = \frac{3,322}{1,465} = 2,268.$$

Коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки $C_z = 0,95$ [3,с.46, т.П1.22].

15. Действительное число ремней в передаче [3,с.14, формула 1.26]

$$z' = \frac{z}{C_z}, \quad (26)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат	Лист
					12

$$z' = \frac{2,268}{0,95} = 2,388$$

Принимаем число ремней $z' = 3$.

16. Для расчета валов и подшипников необходимо знать усилия, действующие на валы.

Сила начального натяжения одного клинового ремня F_0 , Н, определяется по формуле [3, с.14, формула 1.27]

$$F_0 = \frac{780 \cdot P}{v \cdot C_\alpha \cdot C_p \cdot z'} + q \cdot v^2,$$

где v – скорость ремня, м/с;

q – масса одного погонного метра ремня, кг/м.

$$F_0 = \frac{780 \cdot 3,322}{7,383 \cdot 0,92 \cdot 1 \cdot 3} + 0,1 \cdot 7,383^2 = 165,2 \text{ Н.}$$

Окружная сила, передаваемая комплектом клиновых ремней или поликлиновым ремнем F_t , Н, определяется по формуле [3, с.14, формула 1.28]

$$F_t = \frac{P \cdot 10^3}{v} ;$$

$$F_t = \frac{3,322 \cdot 10^3}{7,383} = 449,953 \text{ Н.}$$

Силы натяжения ведущей F_1 и ведомой ветвей F_2 , Н:

– одного клинового ремня [3, с.14, формулы 1.29, 1.30]

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2z'} ;$$

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2z'} ;$$

$$F_1 = 165,2 + \frac{449,953}{2 \cdot 3} = 259,411 \text{ Н,}$$

$$F_2 = 165,2 - \frac{449,953}{2 \cdot 3} = 70,989 \text{ Н.}$$

Усилие, действующее на вал от клиноременной передачи F_{on} , Н, определяется по формуле [3, с.15, формула 1.31]

$$F_{on} = 2 \cdot F_0 \cdot z' \cdot \sin \frac{\alpha_1}{2} ,$$

$$F_{on} = 2 \cdot 165,2 \cdot 3 \cdot \sin \frac{147,5}{2} = 757,475 \text{ Н.}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат

КП.М.22.03.00.00.00.П3

Лист

13

Проверочный расчёт

Прочность одного клинового ремня по максимальным напряжениям в сечении ведущей ветви проверяется по условию [3,с.8, формула 1.18]

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

где σ_1 – напряжение растяжения [3,с.8, формула 1.19], МПа

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

$$\sigma_1 = \frac{165,2}{81} + \frac{449,953}{2 \cdot 3 \cdot 81} = 3,203 \text{ МПа.}$$

σ_u – напряжения изгиба [3,с.8, формула 1.20], МПа:

$$\sigma_u = E_u \cdot \frac{H_p}{D_1},$$

где E_u – модуль продольной упругости при изгибе для прорезиненных ремней, МПа, $E_u=80$ МПа,

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

σ_v - напряжения от центробежных сил [3,с.9, формула 1.21], МПа,

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

где ρ – плотность материала ремня, $\rho=1250$ кг/м³.

$$\sigma_v = 1250 \cdot 7,383^2 \cdot 10^{-6} = 0,068 \text{ МПа;}$$

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение растяжения, МПа; $[\sigma_p] = 10$ МПа;

$$\sigma_{\max} = 3,203 + 6,4 + 0,068 = 9,671 \leq 10$$

Условие прочности выполняется.

Определяем частоту пробегов ремня

$$U = \frac{v}{L} \leq [U],$$

где $[U]$ – допустимая частота пробегов ремня, $[U]=30\text{c}^{-1}$.

$$U = \frac{7,383}{1060} = 6,965\text{c}^{-1}.$$

Условие выполняется.

Параметры клиноременной передачи представлены в таблице 1.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КП.М.22.03.00.00.00.П3

Лист

14

Таблица 1

Параметры клиноременной передачи

Наименование параметра	Значение
Тип ремня	Клиновой
Сечение ремня	A
Количество ремней	3
Межосевое расстояние, мм	325,707
Длина ремня, мм	1006,469
Угол обхвата малого шкива, град	147,5
Диаметр ведущего шкива, мм	100
Диаметр ведомого шкива, мм	233
Максимальное напряжение, МПа	9,671
Сила предварительного напряжения, Н	165,2
Сила давления ремня на вал, Н	757,475

3 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО ВАЛА

Предварительный расчет валов ведём на кручение по пониженным допускаемым напряжениям.

Диаметр выходного конца приводного вала определяется по формуле [5, с.13, формула 2.1]

$$d_{\text{спр}} \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot T \cdot 10^3}{\pi[\tau_k]}}, \quad (37)$$

где $[\tau_k]$ - допускаемое напряжение на кручение, МПа; $[\tau_k] = 15 \dots 25$ МПа,

T – вращающий момент на приводном валу, $T = T_3 = \dots \text{Н} \cdot \text{м}$.

$$d_{\text{спр}} = \sqrt[3]{\frac{16 \cdot 191 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 20}} = 36,5 \quad \text{мм};$$

Принимаем $d_{\text{спр}} = 48$ мм [6, с.161]

Диаметр вала под уплотнением [5, с.13, формула 2.2]

$$d_{\text{упр}} = d_{\text{спр}} + 2 \cdot t; \quad (38)$$

$$d_{\text{упр}} = 48 + 2 \cdot 4 = 56 \text{ мм}$$

принимаем $d_{\text{упр}} = 60$ мм.

Диаметр вала под подшипники

$$d_{\text{ппр}} = 60 \text{ мм.}$$

Диаметр вала для упора подшипников

$$d_{\text{унппр}} = d_{\text{ппр}} + 3 \cdot r; \quad (39)$$

$$d_{\text{унппр}} = 60 + 3 \cdot 3,5 = 70,5 \text{ мм};$$

принимаем $d_{\text{унппр}} = 75$ мм.

Диаметр вала в зоне посадки ступицы звездочки цепного конвейера $d_{\text{сп.зб.}} = 85$ мм.

Величину $t = 5,6$ и $r = 3,5$ принимаем по [9, с.42, т.3.1].

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КП.М.22.03.00.00.00.ПЗ

Лист

16

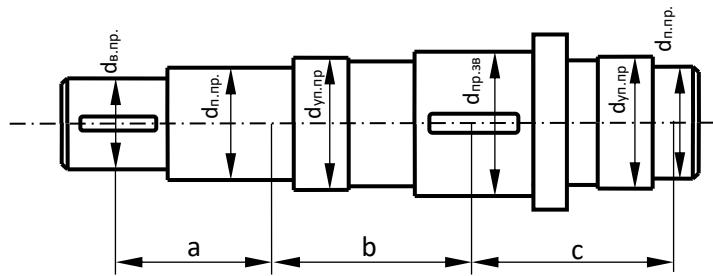


Рис. 2 – Эскиз вала

Расстояния a , b , c (расстояния между точками приложения нагрузок на вал) определяем при проектировании приводного вала.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист	17
					КП.М.22.03.00.00.00.П3	

4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ДЕТАЛЕЙ ОТКРЫТОЙ КЛИНОРЕМЕННОЙ ПЕРЕДАЧИ

Обод шкива [7, с.231, т.10.23].

Диаметр

$$d_e = d_p + 2t, \quad (40)$$

где d_p – диаметр шкива, мм;

t – размер профиля канавок шкива [7, с.426, т.К40], $t = 3,3\text{мм}$.

Шкив ведущий

$$d_{e1} = 100 + 2 \cdot 3,3 = 107\text{мм},$$

Шкив ведомый

$$d_{e2} = 232,65 + 2 \cdot 3,3 = 240\text{мм.}$$

Ширина

$$B = (z - 1)p + 2f, \quad (41)$$

где z – количество ремней;

p, f – размеры профиля канавок шкива [7, с.426, т. К40], $p = 15$ мм, $f = 10$ мм.

$$B_{1,2} = (3 - 1)15 + 2 \cdot 10 = 50\text{мм.}$$

Толщина

$$\delta = (D + 2B) \cdot 0,03 \quad (42)$$

Шкив ведущий

$$\delta_1 = (100 + 2 \cdot 50) \cdot 0,03 \approx 6\text{мм}$$

Шкив ведомый

$$\delta_2 = (232,65 + 2 \cdot 50) \cdot 0,03 \approx 10\text{мм}$$

Диск шкива.

Толщина

$$C = (1,1 \dots 1,3) \cdot \delta \quad (43)$$

Шкив ведущий

$$C_1 = (1,1 \dots 1,3) \cdot 6 = 7,2 \approx 7\text{мм}$$

Шкив ведомый

$$C_2 = (1,1 \dots 1,3) \cdot 10 = 12\text{мм}$$

Отверстия в диске не выполняем.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КП.М.22.03.00.00.00.П3

Лист

Ступица шкива.

Внутренний диаметр

Шкив ведущий $d=d_{\varnothing}=28\text{мм.}$

Шкив ведомый $d=d_{\text{вх.вед.}}=25\text{мм.}$

Наружный диаметр

$$d_{cm} = 1,6d ; \quad (44)$$

Шкив ведущий

$$d_{cm1} = 1,6 \cdot 28 \approx 45\text{мм}$$

Шкив ведомый

$$d_{cm2} = 1,6 \cdot 25 \approx 40\text{мм}$$

Длина

Шкив ведущий

$$l_{cm1} = 67,5\text{мм.}$$

Шкив ведомый

$$l_{cm2} = 60\text{мм.}$$

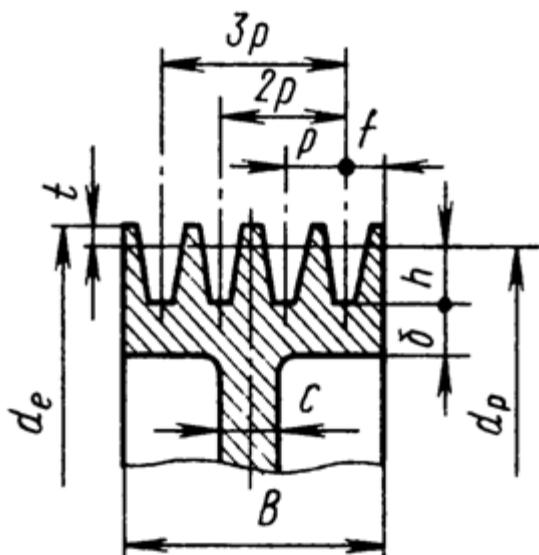
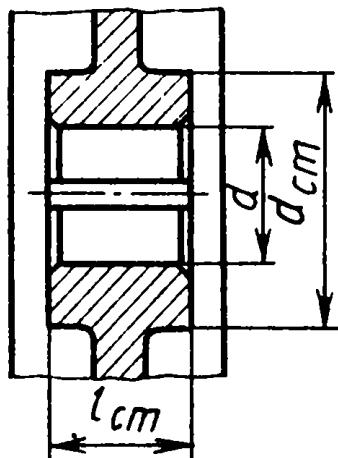


Рис. 3 – Эскиз диска, обода и ступицы шкива.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

6 ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ ПРИВОДНОГО ВАЛА ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

6.1 Определение усилий

Усилие от муфты $F_m=0$

Делительный диаметр тяговой звездочки [5, с.24]

$$d_o = \frac{t}{\sin(\frac{180}{z})}, \quad (64)$$

где t , z – шаг цепи и количество зубьев тяговой звездочки (см. лист задания)

$$d_o = \frac{100}{\sin(\frac{180}{10})} = 324 \text{мм.}$$

Расчетное усилие S определяется по формуле [5, с.9, формула 1.4]

$$S = S_{hab} + S_{c6}. \quad (65)$$

Усилия S_{hab} и S_{c6} определяются из системы уравнений [5, с.10, формула 1.5]

$$\left. \begin{aligned} S_{hab} - S_{c6} &= \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_3}{d_o}; \\ S_{hab} &= c \cdot S_{c6}, \end{aligned} \right\} \quad (66)$$

где c – коэффициент, зависящий от типа конвейера, $c=5$.

Тогда

$$S_{hab} = 5 \cdot S_{c6};$$

$$5 \cdot S_{c6} - S_{c6} = \frac{2 \cdot 191 \cdot 10^3}{324};$$

$$S_{c6} = \frac{1180,44}{(5-1)} = 295,11 \text{Н};$$

$$S_{hab} = 5 \cdot 295,11 = 1475,55 \text{ Н.}$$

$$S = 1475,55 + 295,11 = 1770,66 \text{ Н.}$$

Расчетная разрушающая нагрузка [5, с.7, формула 1.1]

$$S_{разр.расч} = k_u \cdot S_{hab}; \quad (67)$$

где k_u – коэффициент запаса прочности тяговой пластинчатой цепи, $k_u=6$.

$$S_{разр.расч} = 6 \cdot 1475,55 = 8853,3 \text{Н.}$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

По [5, с.35, т.П2] выбираем цепь М28 с разрушающей нагрузкой $S_{\text{разр.}}=28\text{kH}$, что больше $S_{\text{разр.расч.}}$. Заданный шаг $t=100$ мм находится в предусмотренных пределах шагов для данной цепи.

Окончательно принимаем цепь:

M28-2-100-2 ГОСТ 588-81.

6.2 Определение основных размеров звездочки цепного конвейера

[5] – м/ук 3774

Основные размеры определяем, используя данные таблицы [5, с.36, т.П3].

Диаметр элемента зацепления D_u для тяговой пластинчатой цепи М28 типа 2 исполнения 2: $D_u = d_3 = 15$ мм.

Геометрическая характеристика зацепления λ :

$$\lambda = \frac{t}{D_u}; \quad (68)$$

$$\lambda = \frac{100}{15} = 6,67;$$

Диаметр делительной окружности: $d_o = 324$ мм.

Коэффициент числа зубьев K_z :

$$K_z = ctg\left(\frac{180}{z}\right); \quad (69)$$

$$K_z = ctg(180/10) = 3$$

Диаметр наружной окружности D_e ,

$$D_e = t \cdot [K + K_z - (0,31/\lambda)], \quad (70)$$

где K – коэффициент высоты зуба; $K = 0,56$ при $z = 10$ и $D_u < 80$ мм

$$D_e = 100 \cdot [0,56 + 3 - (0,31/6,67)] = 360 \text{ мм.}$$

Диаметр окружности впадин D_i

$$D_i = d_o - D_u, \quad (71)$$

$$D_i = 324 - 15 = 309 \text{ мм.}$$

Смещение центров дуг впадин e :

$$e_{\min} = 0,01 \cdot t; \quad (72)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

$$e_{\max} = 0,05 \cdot t, \quad (73)$$

$$e_{\min} = 0,01 \cdot 100 = 1 \text{ мм};$$

$$e_{\max} = 0,05 \cdot 100 = 5 \text{ мм.}$$

Радиус впадины зубьев r :

$$r = 0,5 \cdot D_u, \quad (74)$$

$$r = 0,5 \cdot 15 = 7,5 \text{ мм.}$$

Половина угла заострения зуба $\gamma = 16^\circ$.

Угол впадины зуба $\beta = 66^\circ$.

Расстояние между внутренними пластинами $b_3 = 17 \text{ мм.}$

Ширина пластины $h = 20 \text{ мм.}$

Ширина зуба звездочки для цепи типа 2:

$$b_{f \max} = 0,9 \cdot b_3 - 1, \quad (75)$$

$$b_{f \min} = 0,87 \cdot b_3 - 1,7, \quad (76)$$

$$b_{f \max} = 0,9 \cdot 17 - 1 = 14 \text{ мм},$$

$$b_{f \min} = 0,87 \cdot 17 - 1,7 = 13 \text{ мм.}$$

Ширина вершины зуба для цепи типа 2:

$$b = 0,75 \cdot b_f, \quad (77)$$

$$b = 0,75 \cdot 14 = 11 \text{ мм.}$$

Диаметр венца для цепи типа 2:

$$D_e = t \cdot K_z - 1,3 \cdot h, \quad (78)$$

$$D_e = 100 \cdot 3 - 1,3 \cdot 20 = 282 \text{ мм.}$$

Наружный диаметр ступицы

$$d_{cm} = 1,6 \cdot d_{np.zb.} = 1,6 \cdot 85 = 136 \text{ мм.}$$

Длина ступицы

$$l_{cm} = (1,2 \dots 1,5) \cdot d_{np.zb.} = (1,2 \dots 1,5) \cdot 85 = 125 \text{ мм.}$$

6.2 Определение опорных реакций, возникающих в подшипниковых узлах приводного вала и проверка долговечности подшипников

Схема нагружения приводного вала представлена на рисунке 4.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	КП.ХХ.ХХ.ХХ.00.00.00.ПЗ	Лист
						30

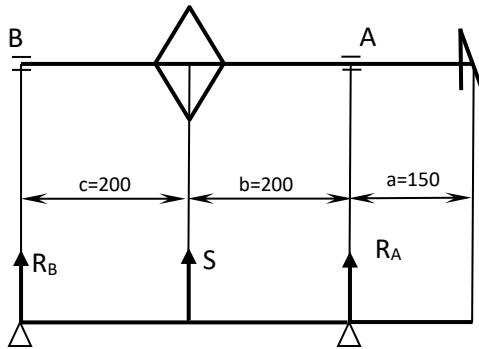


Рис. 4 – Схема нагружения приводного вала

Расстояния: $a=150\text{мм}$, $b=200\text{мм}$, $c=200\text{мм}$.

Определяем опорные реакции (рис. 4)

$$\sum M_A = 0; -R_B \cdot (b+c) - S \cdot b = 0$$

$$R_B = \frac{-S \cdot b}{b+c};$$

$$R_B = -885,33 \text{ Н};$$

$$\sum M_B = 0; S \cdot c + R_A \cdot (b+c) = 0;$$

$$R_A = \frac{-S \cdot c}{b+c};$$

$$R_A = -885,33 \text{ Н}$$

Проверка: $\sum F_i = 0$;

$$R_A + R_B + S = 0;$$

$$0=0.$$

Подбор подшипников осуществляется по наиболее нагруженной опоре.

$$R = 885,33 \text{ Н}.$$

Для установки на приводной вал принимаем шариковые радиальные сферические двухрядные подшипники средней серии 13..., имеющие следующую характеристику [5, с.37, т.П4]:

$$d = 60 \text{ мм}; D = 130 \text{ мм}; B = 31 \text{ мм};$$

$$C = 57 \text{ кН}; C_0 = 28 \text{ кН}.$$

Нормальная долговечность подшипника, млн. об., определяется по формуле [5, с.17, формула 2.4]

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист

$$L = \left(\frac{C}{P_{\vartheta}} \right)^p, \quad (50)$$

где C – динамическая грузоподъемность подшипника, кН;
 P_{ϑ} – эквивалентная нагрузка, кН;
 p – показатель степени; для шариковых подшипников $p=3$.

Номинальная долговечность подшипника в часах определяется по формуле [5, с.17, формула 2.5]

$$L_h = \frac{10^6 L}{60 \cdot n}, \quad (51)$$

где n – частота вращения приводного вала.

Так как осевая нагрузка отсутствует, то эквивалентная нагрузка определяется по формуле [5, с.17, формула 2.6]

$$P_{\vartheta} = XVR \cdot K_{\delta} \cdot K_T, \quad (52)$$

где X – коэффициент радиальной нагрузки; $X=1$ [6, табл.9.18];
 V – коэффициент вращения; $V=1$;
 K_{δ} - коэффициент безопасности; $K_{\delta}=1,3$ [6, табл.9.19];
 K_T - температурный коэффициент ; $K_T=1,0$.

$$P_{\vartheta} = 1 \cdot 1 \cdot 885,33 \cdot 1,3 \cdot 1 = 1150,929 \text{ Н};$$

$$L = \left(\frac{57 \cdot 10^3}{1150,929} \right)^3 = 121,5 \text{ млн.об.}$$

$$L_h = \frac{10^6 \cdot 121,5}{60 \cdot 150} = 13500 \text{ ч} > [L_h] = 10000 \text{ ч.}$$

Долговечность подшипников приводного вала обеспечена.

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

7 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНОГО СОЕДИНЕНИЯ

Для изготовления шпонок принимаем сталь 45 нормализованную.

Напряжения смятия и условие прочности проверяются по формуле [5, с.18, формула 2.7]

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot T_3}{d \cdot l_p (h - t_1)} \leq [\sigma_{cm}], \quad (53)$$

где T_3 – предаваемый вращающий момент, Н·мм;
 d – диаметр вала в месте установки шпонки, мм;
 l_p – рабочая длина шпонки: $l_p = l_{cm} - b$, мм;

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

В месте установки *тяговой звездочки* [5, с.35, т.П1]:

$$d = d_{np.зб.} = 85 \text{ мм}; \quad b \times h = 25 \times 14 \text{ мм}; \quad t_1 = 9 \text{ мм},$$

$$l_p = d \cdot 1,5 - b \approx 103 \text{ мм}$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 191 \cdot 10^3}{85 \cdot 103 \cdot (14 - 9)} = 8,769 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

В месте установки *муфты/ клиноременной открытой передачи*:

$$d = d_{\text{б.нр.}} = 48 \text{ мм}; \quad b \times h = 14 \times 9 \text{ мм}; \quad t_1 = 5,5 \text{ мм}, \quad l_p \approx 72 \text{ мм}$$

$$\sigma_{cm} = \frac{2 \cdot 191 \cdot 10^3}{48 \cdot 72 \cdot (9 - 5,5)} = 31,58 \text{ МПа.}$$

Условие прочности выполняется.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дат

КП.М.22.03.00.00.00.ПЗ

Лист

27

8 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО ВАЛА

Принимаем, что нормальное напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения по отнулевому.

Прочность вала считается обеспеченной при условии [5, с.19, формула 2.8]

$$s \geq [s], \quad (54)$$

где $[s]$ - допускаемая величина коэффициента запаса прочности; $[s] = 2,5$ [7, с.162].

Коэффициент запаса прочности в опасном сечении определяется по формуле [5, с.19, формула 2.9]

$$s = \frac{s_\sigma s_\tau}{\sqrt{s_\sigma^2 + s_\tau^2}}; \quad (55)$$

где s_σ - коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям [5, с.19, формула 2.9],

$$s_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \beta} \sigma_v + \psi_\sigma \sigma_m}, \quad (56)$$

σ_{-1} - предел выносливости стали при симметричном цикле изгиба; $\sigma_{-1} = 0,43 \sigma_e$ - для углеродистых сталей;

k_σ - эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений;

ε_σ - масштабный фактор для нормальных напряжений;

β - коэффициент, учитывающий влияние шероховатости поверхности;

σ_v - амплитуда цикла нормальных напряжений, равная наибольшему напряжению изгиба σ_u в рассматриваемом сечении;

σ_m - среднее напряжение цикла нормальных напряжений;

ψ_σ - коэффициент, учитывающий материал вала;

s_τ - коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

$$s_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \beta} \tau_v + \psi_\tau \tau_m}, \quad (57)$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

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

Остальные обозначения в формуле для s_τ имеют тот же смысл, что и в формуле для s_σ , с той лишь разницей, что они относятся к напряжениям кручения.

Определяем величины и строим эпюру изгибающих моментов (рис.5).

$$M_1 = 0$$

$$M_2 = R_B \cdot c = -885,33 \cdot 200 = -177,066 \text{ кН}$$

$$M_3 = M_2$$

$$M_4 = R_B \cdot (c+b) + 5 \cdot b = -885,33 \cdot 400 + 5 \cdot 200 = -353,132 \text{ кН}$$

$$M_5 = M_4 = -353,132 \text{ кН}$$

$$M_6 = R_B \cdot (a+b+c) + S \cdot (a+b) + R_A \cdot a = 0$$

Рассмотрим место установки *мягкой звездочки*.

Материал вала – сталь 45 нормализованная:

$$\sigma_e = 570 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 570 = 245 \text{ МПа};$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 245 = 142 \text{ МПа}.$$

Концентрация напряжений обусловлена наличием шпоночной канавки:

$$k_\sigma = 1,6; k_\tau = 1,5 [6, \text{табл. 8.5}];$$

$$\varepsilon_\sigma = 0,7; \varepsilon_\tau = 0,59 [6, \text{табл. 8.8}];$$

$$\psi_\sigma = 0,15; \psi_\tau = 0,1 [6, \text{с. 163, 166}].$$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

КП.М.22.03.00.00.00.П3

Лист

29

Ruc.5 – Эпюры изгибающих и крутящего моментов

Момент сопротивления кручению [6,табл. 8.5]

$$W_{k \text{ hemmo}} = \frac{\pi d^3}{16} - \frac{bt_1(d - t_1)^2}{2d}; \quad (58)$$

$$W_{k \text{ hemmo}} = \frac{3,14 \cdot 85^3}{16} - \frac{25 \cdot 9 \cdot (85 - 9)^2}{2 \cdot 85} = 112877,325 \text{ ММ}^3.$$

Момент сопротивления изгибу [6,табл. 8.5]

$$W_{\text{hemmo}} = \frac{\pi d^3}{32} - \frac{bt_1(d - t_1)^2}{2d}; \quad (59)$$

$$W_{\text{hemmo}} = \frac{3,14 \cdot 85^3}{32} - \frac{25 \cdot 9 \cdot (85 - 9)^2}{2 \cdot 85} = 52616,31 \text{ ММ}^3.$$

Амплитуда и среднее напряжение цикла касательных напряжений
[5,с.21, формула 2.13]

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист
					30

КП.М.22.03.00.00.00.П3

$$\tau_v = \tau_m = \frac{T_3}{2W_{\kappa \text{ нетто}}} ;$$

$$\tau_v = \frac{191 \cdot 10^3}{2 \cdot 112877,325} = 0,846 \text{ МПа.}$$

Амплитуда нормальных напряжений изгиба [5,с.21]

$$\sigma_v = \sigma_{\max} = \frac{|M_2|}{W_{\text{нетто}}} ; \sigma_v = \frac{177066}{52616,31} = 3,365 \text{ МПа; } \sigma_m = 0 ;$$

$$s_\sigma = \frac{245}{\frac{1,6}{0,7} \cdot 3,365} = 31,854 ; s_\tau = \frac{142}{\frac{1,5}{0,59} \cdot 0,846 + 0,1 \cdot 0,846} = 63,522 ;$$

$$s = \frac{31,854 \cdot 63,522}{\sqrt{31,854^2 + 63,522^2}} = 28,474 > [s].$$

Условие прочности выполняется.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

5 Эскизная компоновка привода

На этапе эскизной компоновки определяем взаимное расположение в пространстве редуктора, электродвигателя, муфты, барабана конвейера с учетом конструктивных размеров деталей открытой клиноременной передачи.

Взаимное расположение деталей передачи выполнено в соответствии с заданной схемой и представлено на первом листе графической части курсового проекта.

Габаритные размеры всех элементов берем из справочной литературы:

- электродвигатель АИР100L4: габаритные размеры $b \times h \times l = 226 \times 246 \times 455$ мм, длина выходного конца вала $l_1 = 60$ мм, расстояние между болтами крепления к раме $b_{10} \times l_{10} = 160 \times 140$ мм, высота от опорной поверхности до оси двигателя $h = 100$ мм.

- редуктор *ЦЦУ100*: габаритные размеры $b \times h \times l = 132 \times 210 \times 315$, расстояние между болтами крепления к рамке $A \times A_1 = 224 \times 95$ мм, высота от опорной поверхности до оси редуктора $h = 112$ мм, длина входного вала $l_1 = 60$ мм, выходного - $l_2 = 80$.

- муфта упругая с торообразной оболочкой М-315-35-48-УЗ ГОСТ Р 50892-96: диаметр муфты $D = 220$ мм, длины полумуфт $l = 70$ мм.

Редуктор и электродвигатель с натяжным устройством располагаем на раме. Рама представляет собой сварную конструкцию из швеллеров. Длину и ширину рамы определяем прорисовыванием по эскизной компоновке.

Для создания базовых поверхностей под двигатель и редуктор на раме предусматриваем платики высотой $h_{\text{пп}} = 5$ мм. Высоту базовой конструкции рамы определяем по формуле [4, с.11]

$$H = (0,09 \dots 0,12)L, \quad (45)$$

где L – длина рамы; $L = 700$ мм.

$$H = (0,09 \dots 0,12)700 = 63 \dots 84 \text{ мм.}$$

Исходя из размера H , предварительно выбираем швеллер №12. Но так как полку швеллера предполагаем, использовать для крепления редуктора, а также для крепления рамы к полу цеха, проверяем, достаточна ли ширина полки для этой цели.

Для выбранного редуктора крепежный болт М20.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист
					KП.М.22.03.00.00.00.П3

Для крепления рамы к полу цеха применяем фундаментные болты с коническим концом, устанавливаемые в скважине с цементным раствором. В зависимости от длины рамы применяем диаметр фундаментных болтов М20, количество болтов $n=8$ [4, с.13, т.2].

Для болтов М20 принимаем швеллер №12 высотой $H=160$ мм.

Глубина болта в фундаменте $H_6 = 250$ мм, размер отверстия под фундаментный болт принимаем 50x50 мм.

Далее определяем положение приводного вала относительно редуктора и положение барабана ленточного конвейера относительно опор вала для дальнейшего определения опорных реакций и подбора подшипников.

Размеры корпусов подшипников и крышек определяем по [9, с. 128].

Остальные размеры, необходимые для составления расчётной схемы, определяем из эскизной компоновки.

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Лист
					KП.М.22.03.00.00.00.П3