

Введение

Машины делятся на двигатели, преобразующие один вид энергии в другой, и рабочие механизмы, выполняющие технологические операции.

Проектирование механизмов - самостоятельная творческая работа инженера. При этом должны соблюдаться требования экономичности производства и эксплуатации механизмов, надежности и долговечности.

Кинематическая схема привода конвейера приведена в задании. Вращение привода передается от электродвигателя конвейеру посредством цилиндрической передачи, муфты и червячного редуктора.

Исходными данными для проекта являются:

окружная сила на барабане $F_t = 3500 \text{ Н}$,

скорость движения ленты $V_4 = 0.5 \text{ м/с}$,

диаметр барабана $D_6 = 0.4 \text{ м}$,

срок службы привода $L = 20000 \text{ часов}$.

При выполнении проекта использовалась справочная литература, ГОСТы, нормы, таблицы и номограммы.

Пояснительная записка к проекту включает: кинематический расчет и выбор электродвигателя и редуктора: расчет открытой зубчатой передачи, конструирование и расчет приводного вала; проверочный расчет шпоночных соединений и подшипников.

1 ЭНЕРГЕТИЧЕСКИЙ И КИНЕМАТИЧЕСКИЙ РАСЧЕТ ПРИВОДА

На рисунке 1 представлена схема привода с обозначением валов.

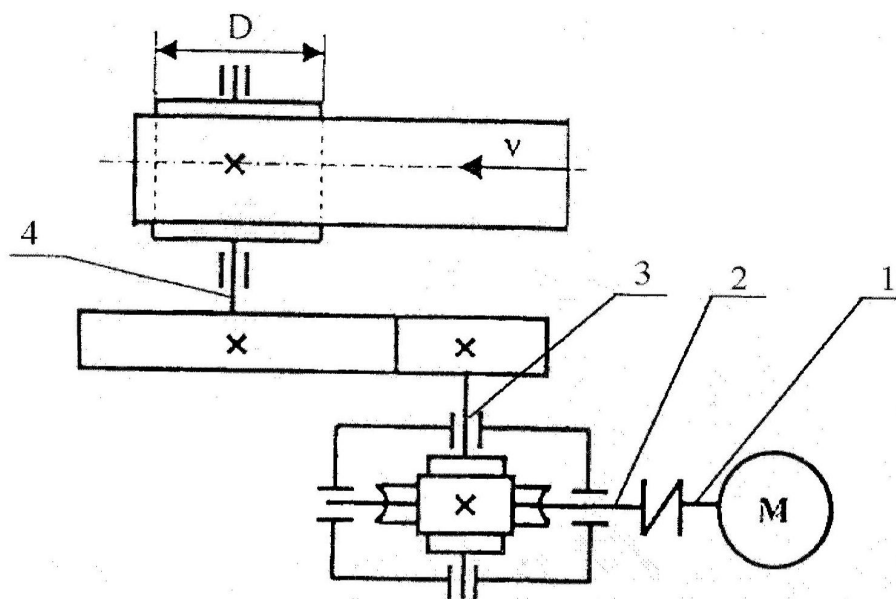


Рисунок 1.1 - Схема привода:

1 - электродвигатель; 2 - редуктор; 3 - открытая передача;
4 - приводной вал

1.1 Определение требуемой мощности и выбор двигателя

Общий КПД привода складывается из следующих составляющих:

- КПД муфты $\eta_m = 0.98$ [3, с. 354];
- КПД червячного редуктора с учетом всех потерь $\eta_p = 0.93$ [7, с. 26];
- КПД открытой зубчатой передачи $\eta_{оп} = 0.92$ [3, с. 354];
- потери на трение в опорах валов $\eta_{тр} = 0.99$ [3, с. 354].

Таким образом общий КПД привода равен

$$\eta = \eta_m \cdot \eta_p \cdot \eta_{оп} \cdot \eta_{тр}; \quad (1)$$

$$\eta = 0.98 \cdot 0.93 \cdot 0.92 \cdot 0.99 = 0.83 .$$

Мощность на приводном валу привода равна

$$P_4 = F_t \cdot V_4 = 3500 \cdot 0.5 = 1750 \text{ Вт}. \quad (2)$$

Тогда расчетная мощность привода равна

$$P_{\text{расч}} = \frac{P_4}{\eta} = \frac{1750}{0.83} = 2108.43 \text{ Вт.}$$

1.2 Выбор электродвигателя

Ориентировочно требуемая частота вращения вала электродвигателя определяется по формуле [3, с. 50]

$$n_{\text{тр}} = n_4 u_{\text{опmin}} u_{\text{ред.ср}}, \quad (3)$$

где n_4 - частота вращения приводного вала, об/мин;

$$n_4 = \frac{60 \cdot V_4}{\pi \cdot D_6};$$

$$n_4 = \frac{60 \cdot 0.5}{\pi \cdot 0.4} = 23.87 \text{ об/мин};$$

$u_{\text{опmin}}$ - значение передаточного числа открытой передачи, $u_{\text{опmin}} = 4$ [3, с. 364];

$u_{\text{ред.ср}}$ - значение передаточного числа редуктора, $u_{\text{редср}} = 6.3$ [3, с. 364]

$$n_{\text{тр}} = 23.87 \cdot 4 \cdot 6.3 = 601.52 \text{ об/мин.}$$

По величине $n_{\text{тр}}$ с учетом $P_{\text{расч}}$ принимаем электродвигатель АИР112МА8 [1, с. 390], характеристики которого приведены в таблице 1 .

Таблица 1 - Технические характеристики электродвигателя

Номинальная мощность	$P_{\text{ном}} = 2200 \text{ Вт}$
Номинальная частота вращения	$n_1 = 700 \text{ об/мин}$
Пусковая перегрузка	$T_{\text{max}}/T_{\text{ном}} = 2,2$
Диаметр вала	$d_{\text{вэд}} = 32 \text{ мм}$

1.2 Определение частоты вращения и угловой скорости каждого вала

Общее передаточное число привода

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_1}{n_4}; \quad (4)$$

$$u_{\text{общ}} = \frac{700}{23.87} = 29.33 .$$

Выбираем стандартный редуктор Ч-125М с фактическим передаточным числом $u_p = 6.3$ [7, с. 26] .

Таблица 2 - Технические характеристики редуктора

Межосевое расстояния	125 мм
Номинальный крутящий момент на тихоходном валу	746 Н м
Диаметр быстроходного вала	32 мм
Диаметр тихоходного вала	55 мм

Передаточное число открытой передачи

$$u_{\text{оп}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_p}; \quad (5)$$

$$u_{\text{оп}} = \frac{29.33}{6.3} = 4.66 .$$

Частоты вращения валов привода

$$n_1 = 700 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = n_1 = 700 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_p} = \frac{700}{6.3} = 111.11 \text{ об/мин};$$

$$n_{4.} = \frac{n_3}{u_{\text{оп}}} = \frac{111.11}{4.66} = 23.84 \text{ об/мин.}$$

1.3 Определение мощностей и вращающих моментов на каждом валу

Мощности на валах привода

$$P_1 = P_{\text{расч}} = 2108.43 \text{ Вт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_M; \quad (6)$$

$$P_2 = 2108.43 \cdot 0.98 = 2066.26 \text{ Вт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_p;$$

$$P_3 = 2108.43 \cdot 0.98 \cdot 0.93 = 1921.62 \text{ Вт};$$

$$P_{4.} = P_3 \cdot \eta_{\text{оп}} \cdot \eta_{\text{тр}};$$

$$P_{4.} = 1921.62 \cdot 0.92 \cdot 0.99 = 1750.21 \text{ Вт}.$$

Крутящие моменты на валах привода

$$T_1 = \frac{9.55 \cdot P_1}{n_1}; \quad (7)$$

$$T_1 = \frac{9.55 \cdot 2108.43}{700} = 28.77 \text{ Н·м};$$

$$T_2 = \frac{9.55 \cdot P_2}{n_2};$$

$$T_2 = \frac{9.55 \cdot 2066.26}{700} = 28.19 \text{ Н·м};$$

$$T_3 = \frac{9.55 \cdot P_3}{n_3};$$

$$T_3 = \frac{9.55 \cdot 1921.62}{111.11} = 165.16 \text{ Н·м};$$

$$T_4 = \frac{9.55 \cdot P_{4.}}{n_4};$$

$$T_4 = \frac{9.55 \cdot 1750.21}{23.87} = 700.23 \text{ Н·м}.$$

Диаметр приводного вала при допускаемом напряжении кручения

$$\tau_K = 15 \cdot 10^6 \text{ Па [3, с. 318]}$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{T_4}{0.2 \cdot \tau_K}}; \quad (8)$$

$$d_4 = \sqrt[3]{\frac{700.23}{0.2 \cdot 15 \cdot 10^6}} = 0.062 \text{ м.}$$

Полученное значение диаметра приводного вала округляем до значения из ряда Ra 40 [3, с.312] и принимаем окончательно диаметр приводного вала $d_{пр} = 63$ мм.

Результаты расчетов представим в таблице 3.

Таблица 3 - Параметры валов привода

Номер вала	Число оборотов n , об/мин	Передаваемая мощность P , Вт	Крутящий момент T , Н·м
э.д.	700	2108,43	28,77
1	700	2066,23	28,19
2	111,11	1921,62	165,16
3	23,87	1750	700,23

Для соединения вала электродвигателя с валом редуктора в соответствии с передаваемым крутящим моментом и с учетом коэффициента запаса и режима работы механизма устанавливаем муфту упругую втулочно-пальцевую МУВП 250-32-I-1, 32-II-1 ГОСТ 21424-75 [4, с.338].

Для проверки редуктора по допускаемому крутящему моменту определим коэффициент условий работы редуктора $K_{ур}$, исходя из следующих коэффициентов [7, с. 4-8]:

- коэффициент, учитывающий динамические характеристики двигателя, $K_D = 1.3$ (характер нагрузки - Б);

- коэффициент, учитывающий продолжительность работы в сутки, $K_C = 1.12$ (при продолжительности менее 16 часов в сутки);

- коэффициент, учитывающий вид приводимой машины, $K_M = 1.3$ (при количестве пусков в час менее 40);

- коэффициент, учитывающий продолжительность включения, $K_{ПВ} = 1.0$;

- коэффициент, учитывающий реверсивность редуктора, $K_{рев} = 1.1$.

$$K_{ур} = K_d \cdot K_c \cdot K_m \cdot K_{пв} \cdot K_{рев}; \quad (9)$$

$$K_{ур} = 1.3 \cdot 1.12 \cdot 1.3 \cdot 1.0 \cdot 1.1 = 2.08 .$$

$$\text{Тогда } T_{доп} = T_3 \cdot K_{ур};$$

$$T_{доп} = 165.16 \cdot 1.3 \cdot 1.12 \cdot 1.3 \cdot 1.0 \cdot 1.1 = 343.88 < T_{ном} = 746 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Условие выполняется

Проверим редуктор по консольным нагрузкам. На быстроходном валу действует консольная нагрузка, равная силе, возникающей от несоосности валов, соединенных муфтой [3, с. 386]

$$\text{Тогда } F_M = 0.25 \cdot \frac{2000 \cdot T_1}{D_0}, \quad (10)$$

$D_0 = 140$ мм - диаметр окружности муфты [3, с.440].

$$F_M = 0.25 \cdot \frac{2000 \cdot 28.77}{170} = 84.62 \text{ Н}.$$

$$\text{Тогда } F_d = F_M \cdot K_{ур}. \quad (11)$$

$$F_d = 84.62 \cdot 2.08 = 176.01 < F_{доп} = 1400 \text{ Н}.$$

Условие выполняется

На тихоходном валу действует радиальная консольная нагрузка от открытой передачи [7, с. 26] (смотри пункт 2 записки).

$$F_K = \sqrt{F_t^2 + F_r^2} \quad (12)$$

$$F_K = \sqrt{3012^2 + 1096^2} = 3205.21 \text{ Н}.$$

$$\text{Тогда } F_{д2} = F_K \cdot K_{ур}. \quad (13)$$

$$F_{д2} = 3205.21 \cdot 2.08 = 6666.84 < F_{доп2..} = 7000 \text{ Н}.$$

Условие выполняется

2 РАСЧЕТ ОТКРЫТОЙ ЗУБЧАТОЙ ПЕРЕДАЧИ ПРИВОДА

2.1 Выбор материала и определение допускаемых напряжений

Для изготовления колес открытой передачи принимаем чугун: для шестерни - марки ВЧ60, для колеса - марки ВЧ45 ГОСТ 1412-79 [9, с. 285].

Механические характеристики материалов коле приведены в таблице 3.

Таблица 3 - Механические характеристики материалов колес

Наименование	Марка чугуна	Предел прочности на		
		растяжение $\sigma_{вр}$, МПа	изгиб $\sigma_{вн}$, МПа	сжатие $\sigma_{вс}$, МПа
Шестерня	ВЧ60	600	1100	2190
Колесо	ВЧ45	450	700	1900

Материал шестерни выбран несколько прочнее потому, что напряжения изгиба в зубьях шестерни выше, чем в зубьях колеса, и число циклов нагружения для зуба шестерни больше, чем для зуба колеса [9, с. 252].

Так как абразивный износ поверхностей зубьев открытых передач происходит быстрее, чем выкрашивание зубьев под действием переменных контактных напряжений, то открытые передачи рассчитываю на выносливость по напряжениям изгиба.

2.1 Определение допускаемых напряжений изгиба при расчете на выносливость

Допускаемые напряжения изгиба, МПа определяются по формуле [9]

$$\sigma_{FP} = 0.35\sigma_{вр} K_{FC} K_{FL}, \quad (14)$$

где K_{FC} - коэффициент, учитывающий влияние двустороннего приложения нагрузки, $K_{FC} = 1.0$ [9, с. 7];

K_{FL} - коэффициент долговечности

$$K_{FL} = \sqrt[9]{\frac{N_{F0}}{N_{FE}}}, \quad (15)$$

где N_{F0} - базовое число циклов перемены напряжений, $N_{F0} = 4 \cdot 10^6$;

N_{FE} - эквивалентное число циклов перемены напряжений

$$N_{FE} = 60 \cdot c \cdot \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right) \cdot n_i \cdot t_i, \quad (16)$$

где c - число колес, находящихся одновременно в зацеплении с шестерней,
 $c = 1$;

T_i - один из числа действующих моментов, Н·м;

T - максимальный момент, Н·м;

t_i - продолжительность работы передачи, $t_i = 20000$ ч.(по заданию).

Обозначив $T = \sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T} \right)$, получим

$$N_{FEш} = 60 \cdot c \cdot T \cdot n_3 \cdot t_i = 60 \cdot 111.11 \cdot 20000 = 133.33 \times 10^6 ;$$

$$N_{FEк} = \frac{N_{FEш}}{u_{оп}} = \frac{133330000.000000002}{4.66} = 28.61 \times 10^6 .$$

Так как $N_{FEш} > N_{F0}$, $N_{FEк} > N_{F0}$, то $K_{FL} = 1$.

$$\sigma_{FPш} = 0.35 \cdot 600 = 210 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{FPк} = 0.35 \cdot 450 = 158 \text{ МПа.}$$

2.2 Определение допускаемых напряжений при расчете на прочность при изгибе максимальной нагрузкой

Допускаемые напряжения определяются по формулам [9]

- для шестерни

$$\sigma_{FPMш} = 0.6\sigma_{врш}; \quad (17)$$

- для колеса

$$\sigma_{FPMк} = 0.6\sigma_{врк}. \quad (18)$$

Тогда

$$\sigma_{FPMш} = 0.6 \cdot 600 = 360 \text{ МПа.}$$

$$\sigma_{FPMк} = 0.6 \cdot 450 = 270 \text{ МПа.}$$

2.3 Проектировочный расчет по напряжениям изгиба

На основании рекомендации [9], принимаем число зубьев конической шестерни $z_1 = 20$.

Число зубьев колеса

$$z_{2.} = z_1 \cdot u_{оп} = 20 \cdot 4.66 = 93.2 \quad . \quad (19)$$

Принимаем $z_2 = 93$.

Уточняем величину передаточного отношения

$$u_{оп.} = \frac{z_2}{z_1} = \frac{93}{20} = 4.65 \quad . \quad (20)$$

Согласно рекомендации [9] принимаем прямозубую открытую цилиндрическую передачу и назначаем 9-ю степень точности.

Определяем коэффициенты формы зуба [9].

$$Y_{F1} = 4.05; \quad Y_{F2} = 4.0.$$

Определяем отношение, обозначив $G = \frac{\sigma_{FP}}{Y_F}$ (21)

$$G_1 = \frac{\sigma_{FPш}}{Y_{F1}} = \frac{210}{4.05} = 51.85 \text{ МПа};$$

$$G_2 = \frac{\sigma_{FPк}}{Y_{F2}} = \frac{158}{4.0} = 39.5 \text{ МПа}.$$

Так как $G_2 < G_1$, то дальнейший расчет ведем по колесу.

Модуль зацепления определяется по формуле [9]

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_F \cdot K_F \cdot K_{изн}}{z \cdot \psi_m \cdot \sigma_{FP}}} \cdot Y_F, \quad (22)$$

где T_F - крутящий момент на зубчатом колесе, по материалу которого ведется расчет, $T_F = T_4 = 700.23 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

K_F - коэффициент нагрузки, $K_F = 1.5$ [9];

$K_{\text{изн}}$ - коэффициент, учитывающий уменьшение толщины зуба в его опасном сечении вследствие износа, $K_{\text{изн}} = 1.5$ [9];

ψ_m - коэффициент ширины зубчатого венца относительно модуля зацепления, $\psi_m = 10$ [9, с.10]

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot T_F \cdot 10^3 \cdot K_F \cdot K_{\text{изн}}}{z_2 \cdot \psi_m \cdot \sigma_{\text{FPK}}} \cdot Y_{F2}},$$

$$m = \sqrt[3]{\frac{2 \cdot 700.23 \cdot 10^3 \cdot 1.5 \cdot 1.5}{93 \cdot 10 \cdot 158} \cdot 4.0} = 4.41 \text{ мм.}$$

Принимаем модуль $m = 5$

Ширина зубчатого венца определяется по формуле [9]

$$b_{w2} = \psi_m \cdot m. \quad (23)$$

$$b_{w2} = 10 \cdot 5 = 50 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_{w2} = 50$ мм.

Диаметры начальных окружностей шестерни и колеса определяется по формулам [9]

$$d_{w1} = z_1 \cdot m. \quad (24)$$

$$d_{w2} = z_2 \cdot m. \quad (25)$$

$$d_{w1} = 20 \cdot 5 = 100 \text{ мм.}$$

$$d_{w2} = 93 \cdot 5 = 465 \text{ мм.}$$

Межосевое расстояние [9]

$$a_w = \frac{(d_{w1} + d_{w2})}{2}. \quad (26)$$

$$a_w = \frac{100 + 465}{2} = 282.5 \text{ .}$$

Окружная скорость шестерни определяется по формуле [10]

$$v_{m1} = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_3}{60 \cdot 1000} . \quad (27)$$

$$v_{m1} = \frac{\pi \cdot 100 \cdot 111.11}{60 \cdot 1000} = 0.58 \text{ м/с}.$$

2.4 Проверочный расчет на выносливость при изгибе

Уточняем величину коэффициента K_F по формуле [9]

$$K_F = K_{F\nu} \cdot K_{F\beta}, \quad (28)$$

где $K_{F\nu}$ - коэффициент, учитывающий динамическую нагрузку, возникающую в зацеплении, $K_{F\nu} = 1.5$ [9];

$K_{F\beta}$ - коэффициент учитывающий распределение нагрузки по ширине зубчатого венца

$$K_{F\beta} = \Theta \cdot (1 - \varphi) + \varphi, \quad (29)$$

где Θ - вспомогательный коэффициент, выбираемый в зависимости от материала зубчатых колес, их расположения относительно опор и параметра

$$\psi_{bd} = \frac{b_{w2}}{d_{w1}} = \frac{50}{100} = 0.5 < 1; \Theta = 1.0 [9]. \quad (30)$$

φ - вспомогательный коэффициент, зависящий от степени постоянства передаваемой нагрузки;

$$\varphi = \frac{1}{T_F} \cdot \frac{\sum T_{Fi} \cdot t_i \cdot n_i}{\sum t_i \cdot n_i}; \quad (31)$$

$$\varphi = 1 \cdot 0.5 + 0.8 \cdot 0.5 = 0.9 ;$$

$$K_{F\beta} = 1.0 \cdot (1 - 0.9) + 0.9 = 1 ;$$

$$K_F = 1.5.$$

Усталостный излом зубьев предупреждается при выполнении условия [9]

$$\sigma_F = Y_F \cdot K_{изн} \cdot \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq \sigma_{FP}, \quad (32)$$

где ω_{Ft} - удельная расчетная окружная сила, Н/мм;

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b_\omega} \cdot K_F, \quad (33)$$

где F_{Ft} - исходная расчетная окружная сила, Н;

$$F_{Ft} = \frac{2 \cdot T_F \cdot 10^3}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 700.23 \cdot 10^3}{465} = 3011.74 \text{ Н}. \quad (34)$$

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b_\omega} \cdot K_F, \quad (35)$$

где F_{Ft} - исходная расчетная окружная сила, Н;

$$\omega_{Ft} = \frac{F_{Ft}}{b_{\omega 2}} \cdot K_F = \frac{3011.74}{50} \cdot 1.5 = 90.35 \text{ Н/мм}. \quad (36)$$

$$\sigma_{F2} = Y_{F2} \cdot K_{изн} \cdot \frac{\omega_{Ft}}{m} = 4.0 \cdot 1.5 \cdot \frac{90.35}{5} = 108.42 \text{ МПа}. \quad (37)$$

$$\sigma_{F2} < \sigma_{FPK} = 130 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

2.5 Проверочный расчёт на прочность при изгибе максимальной нагрузки

Остаточные деформации или хрупкий износ зубьев предотвращается при выполнении условия [9]

$$\sigma_{FM} = \sigma_{F2} \cdot T_m < \sigma_{FPM}; \quad (38)$$

$$\sigma_{FM} = 108.42 \cdot 2.2 = 238.52 \text{ МПа} < \sigma_{FPMK} = 270 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

2.6 Параметры зацепления открытой цилиндрической передачи

Диаметр вершин зубьев

$$d_{ae1} = d_{w1} + 2 \cdot m = 100 + 2 \cdot 5 = 110 \text{ мм.} \quad (39)$$

$$d_{ae2} = d_{w2} + 2 \cdot m = 465 + 2 \cdot 5 = 475 \text{ мм.} \quad (40)$$

Диаметр впадин зубьев

$$d_{fe1} = d_{w1} - 2.5 \cdot m = 100 - 2.5 \cdot 5 = 87.5 \text{ мм.} \quad (41)$$

$$d_{fe2} = d_{w2} - 2.5 \cdot m = 465 - 2.5 \cdot 5 = 452.5 \text{ мм.} \quad (42)$$

Таблица 4 - Параметры цилиндрической передачи

Параметр	Единица измерения	Значение	
Внешний окружной модуль	мм	$m_{te} = 5$	
Число зубьев	-	$z_1 = 20$	$z_2 = 93$
Делительный диаметр	мм	$d_{w1} = 120$	$d_{w2} = 465$
Диаметр окружности вершин	мм	$d_{ae1} = 132$	$d_{ae2} = 475$
Рабочая ширина зубчатого венца	мм	$b_w = 55$	

3 ПРЕДВАРИТЕЛЬНЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО ВАЛА

Приводной вал имеет консольный участок для установки колеса зубчатой передачи. Выполняем консольный участок приводного вала цилиндрическим. В пункте 1 пояснительной записки был предварительно рассчитан диаметр консольного участка приводного вала. Согласуем длину консольного участка приводного вала с длиной ступицы колеса [3, с. 162] и примем $l_K = 105$ мм.

Для выхода шлифовального круга предусмотрим канавку II исполнения шириной $b = 5$ мм, глубиной проточки 0,5 мм и радиусом сопряжения 1,6 мм [9, с. 402]. Рассчитаем диаметры и длины участков валов (рисунок 2).

Диаметр консольного участка $d_K = d_{пр} = 63$ мм. Радиус галтели при этом составит $r = 3.5$ мм, а размер фаски $f = 2.0$ мм [5, с. 43], высота заплечика $t = 5.1$ мм [5, с. 43]. Диаметр участка вала под распорную втулку [7, с. 3]

$$d_{BT} = d_K + 2t = 63 + 2 \cdot 5.1 = 73.2 \text{ мм.} \quad (43)$$

Округлим до стандартного значения $d_{BT} = 75$ мм.

Диаметр участка вала под подшипник [7, с. 3]

$$d_{ПП} = d_{BT} = 75 \text{ мм.}$$

Полученное значение округлим до ближайшего размера посадочного диаметра шарикоподшипника радиального сферического двухрядной средней серии 1315 тип 1000 по ГОСТ 28428-90.

Диаметр упорного буртика для подшипника

$$d_{бп.} = d_{ПП} + 3 \cdot r_r = 75 + 3 \cdot 3.5 = 85.5 \text{ мм.} \quad (44)$$

Принимаем $d_{бп} = 90$ мм [9, с. 417].

Диаметр вала под ступицу барабана (конструктивно принимая перепад диаметров минимальным [9, с. 3]

$$d_6 = d_{бп} + 10 = 90 + 10 = 100 \text{ мм.} \quad (45)$$

Длины участков вала зависят от геометрических размеров выбранных подшипников и барабана (см. рисунок 2).

Примем длину барабана $L_6 = 0.6$ м (конструктивно).

Тогда $L_1 = l_K = 105$ мм (см. выше);

$L_2 = 68.5$ мм (длина втулки) [3, с. 326];

$L_3 = 37$ мм (ширина выбранного подшипника) [5, с. 450];

$L_4 = 94.5$ мм (по рекомендации [3, с. 293]);

$L_{5.} = 150$ мм [9, с. 303] (принимаем по ряду Ra 40 $L_5 = 150$ мм);

$$L_6 = 270 \text{ мм (конструктивно).}$$

$$L_a = \left(\frac{L_1 - 10}{2} \right) + 10 + L_2 + \frac{L_3}{2} = \frac{105 - 10}{2} + 10 + 68.5 + \frac{37}{2} = 144.5 \quad \text{mm};$$

$$L_b = \left(\frac{L_3}{2}\right) + L_4 + \frac{L_5}{2} = \frac{37}{2} + 94.5 + \frac{150}{2} = 188 \quad \text{MM};$$

$$L_d = L_b = 188 \text{ mm.}$$

$$L_c = L_5 + L_6 = 150 + 270 = 420 \text{ mm.}$$

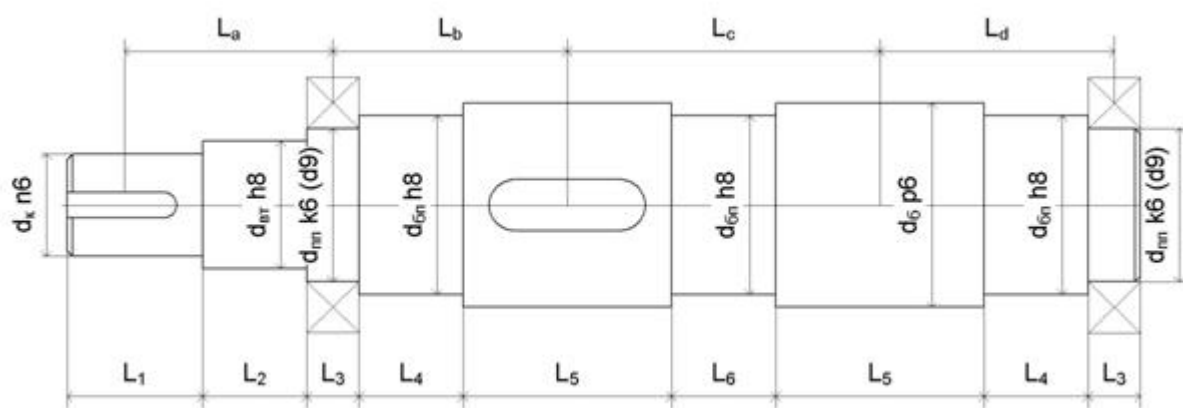


Рисунок 2 - Эскиз приводного вала

4 КОНСТРУКТИВНЫЕ РАЗМЕРЫ ДЕТАЛЕЙ ОТКРЫТОЙ ПЕРЕДАЧИ

Шестерню открытой передачи выполняем литой с диском (рисунок 3), а колесо - литым со ступицами (рисунок 3). ниже приведены расчеты основных геометрических размеров шестерни и колеса.

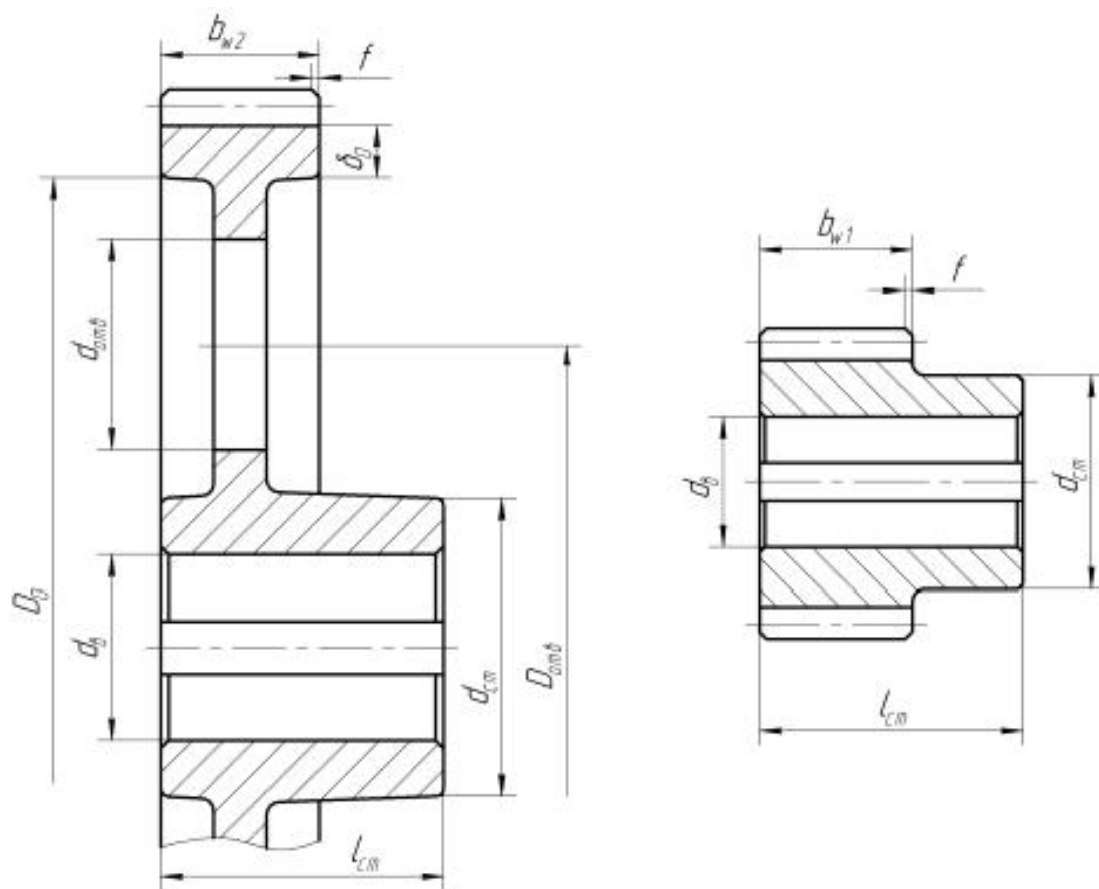


Рисунок 3 - Литое колесо со спицами при диаметре > 500 мм

Межосевое расстояние

$$a_w = \frac{d_{w1} + d_{w2}}{2} = \frac{100 + 465}{2} = 283 \text{ mm.}$$

Диаметры вершин зубьев

$$d_{a1} = d_{w1} + 2 \cdot m = 100 + 2 \cdot 5 = 110 \text{ mm}$$

$$d_{a2} = d_{w2} + 2 \cdot m = 465 + 2 \cdot 5 = 475 \text{ MM}$$

(46)

Диаметры впадин зубьев

$$d_{f1} = d_{w1} - 2.5 \cdot m = 100 - 2.5 \cdot 5 = 88 \text{ мм}$$

$$d_{f2} = d_{w2} - 2.5 \cdot m = 465 - 2.5 \cdot 5 = 452.5 \text{ мм}$$

Диаметры ступиц

$$d_{ст1} = 1.8 \cdot d_3 = 1.8 \cdot 90 = 162 \text{ мм} \quad (47)$$

$$d_{ст2} = 1.8 \cdot d_K = 1.8 \cdot 63 = 113.4 \text{ мм}$$

Так как диаметр ступицы получили достаточно большой, выполним шестерню без диска и без отверстий.

Длины ступиц

$$L_{ст1} = 1.4 \cdot d_3 = 1.4 \cdot 90 = 126 \text{ мм} \quad (48)$$

Полученное значение согласуем с длиной вала редуктора и примем $L_{ст1} = 80 \text{ мм}$.

$$L_{ст2} = 1.5 \cdot d_K = 1.5 \cdot 63 = 95 \text{ мм} \quad (49)$$

Толщина обода колеса

$$\delta = 2.5 \cdot m + 2 = 2.5 \cdot 5 + 2 = 14.5 \text{ мм.}$$

Размер фаски

$$n = 0.5 \cdot m = 0.5 \cdot 5 = 2.5 \text{ мм.} \quad (50)$$

Ширина спицы колеса у ступицы

$$H = 0.8 \cdot d_K = 0.8 \cdot 63 = 50 \text{ мм} \quad (51)$$

Ширина спицы колеса у обода

$$H_1 = 0.8H = 0.8 \cdot 50 = 40 \text{ мм.} \quad (52)$$

Толщина спицы колеса

$$C_1 = 0.2 \cdot H = 0.2 \cdot 50 = 10 \text{ мм.}$$

Толщина ребра спицы колеса

$$S = 0.15 \cdot H = 0.15 \cdot 50 = 8 \text{ мм} \quad (53)$$

Ширина диска колеса

$$e = 0.8\delta = 0.8 \cdot 14.5 = 11.6 \text{ мм.} \quad (54)$$

Толщина диска шестерни

$$C = 0.2 \cdot b_{\omega1} = 0.2 \cdot (50 + 5) = 11 \text{ мм.} \quad (55)$$

Количество отверстий и их диаметр, а также диаметр их размещения принимаем конструктивно.

Все параметры зацепления рассчитаны по методике, изложенной в [5, с. 269].

5 ЭСКИЗНАЯ КОМПОНОВКА ПРИВОДА

После определения геометрических размеров открытой передачи и предварительного расчета приводного вала выполним эскизную компоновку привода.

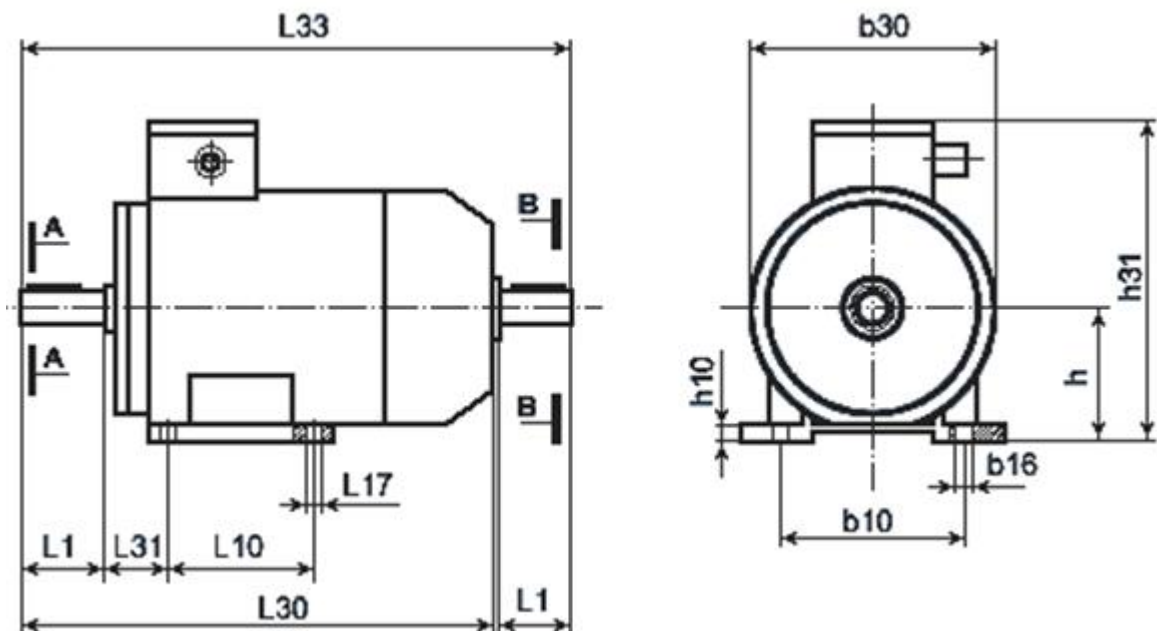
Для этого определим расположение деталей передачи, расстояния между ними и предварительно назначим подшипники.

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

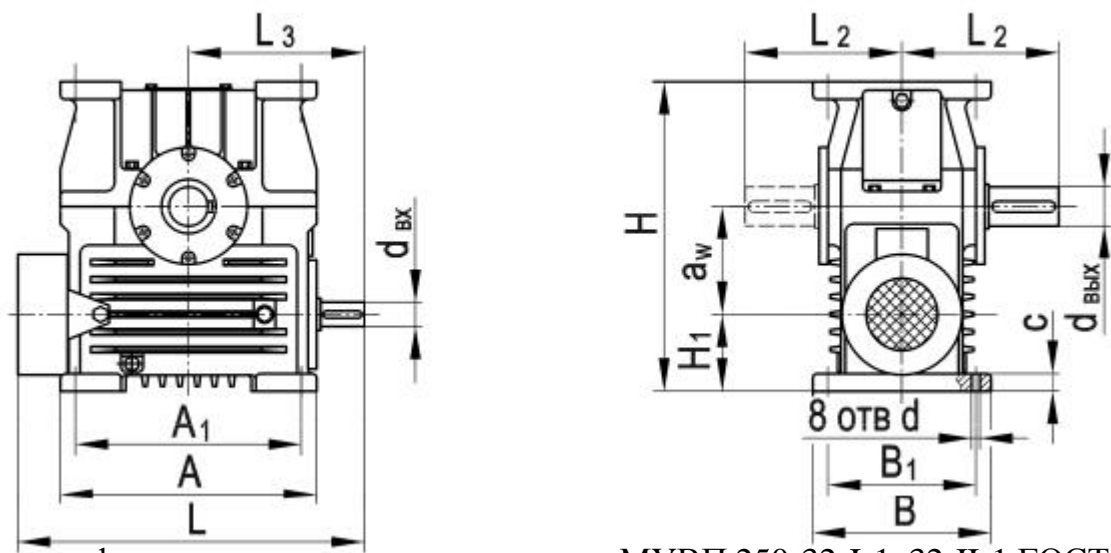
В соответствии с посадочным диаметром приводного вала предварительно назначаем шарикоподшипник радиальный сферический двухрядный средней серии 1317 тип 1000 по ГОСТ 28428-90. Так как зубчатая открытая передача требует высокой точности взаимного расположения, то подшипники устанавливаем по схеме "враспор", которая ограничивает вал в осевом направлении. Для того, чтобы исключить защемление вала в опорах, вследствие тепловой деформации подшипников и вала, при сборке необходимо предусмотреть осевой зазор.

Все элементы привода устанавливаются на сварной раме, состоящей из двух частей (для расположения электродвигателя и редуктора и отдельно для опор приводного вала).

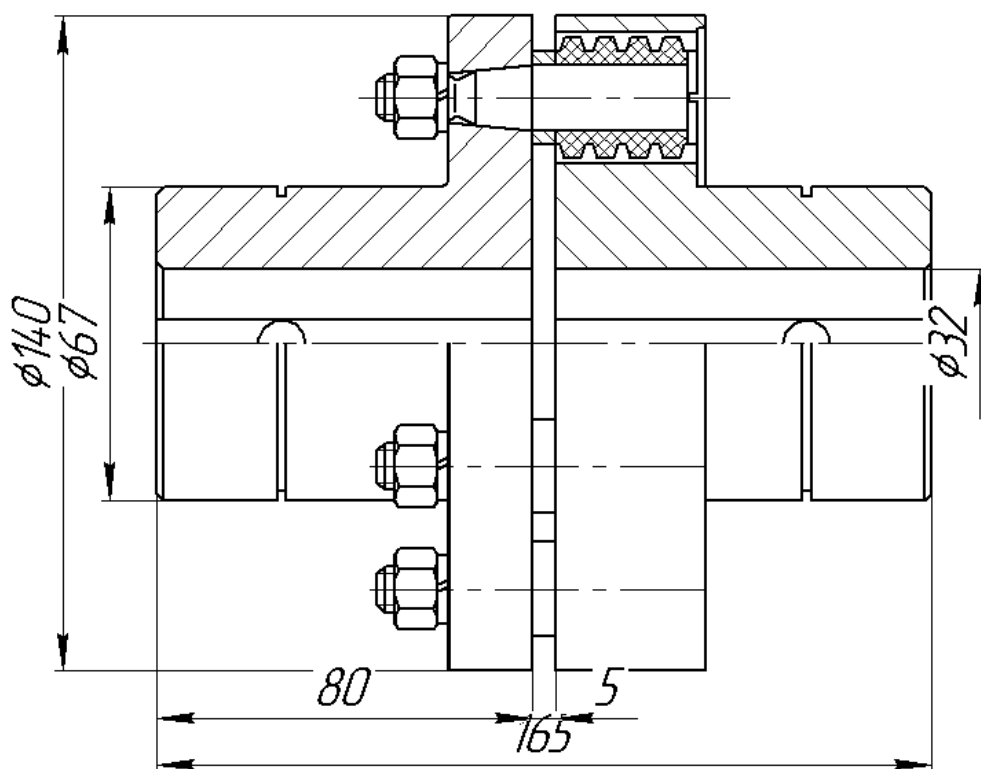
Габаритные размеры всех элементов берем из справочной литературы;
- электродвигатель АИР112МА8 [4, стр. 306]: габаритные размеры 435x246x285 мм, длина выходного конца вала $l = 80$ мм, расстояния между болтами крепления к раме 178x216 мм, высота от поверхности до оси двигателя $h = 112$ мм;



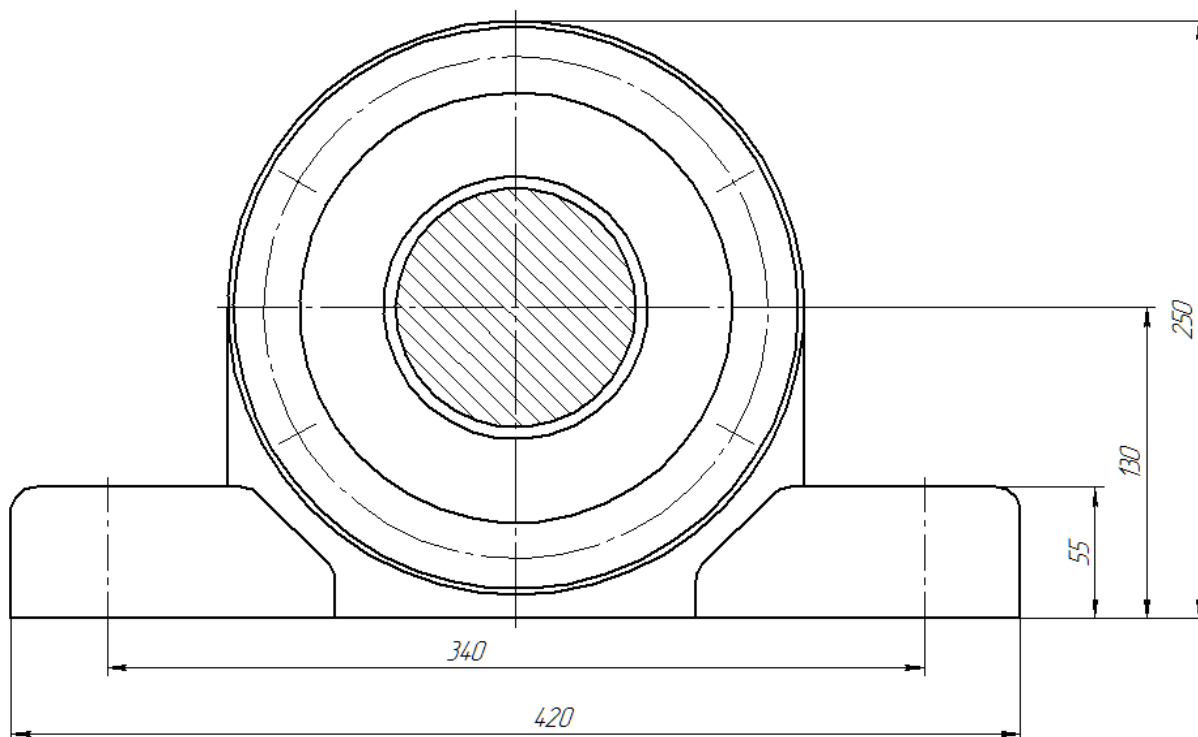
- редуктор Ч-125М-У3 ГОСТ 20373-80 [4, стр. 320]: межосевое расстояние $a_w = 125$ мм, габаритные размеры 550x280x500 мм, расстояния между болтами крепления к раме 300x230 мм;



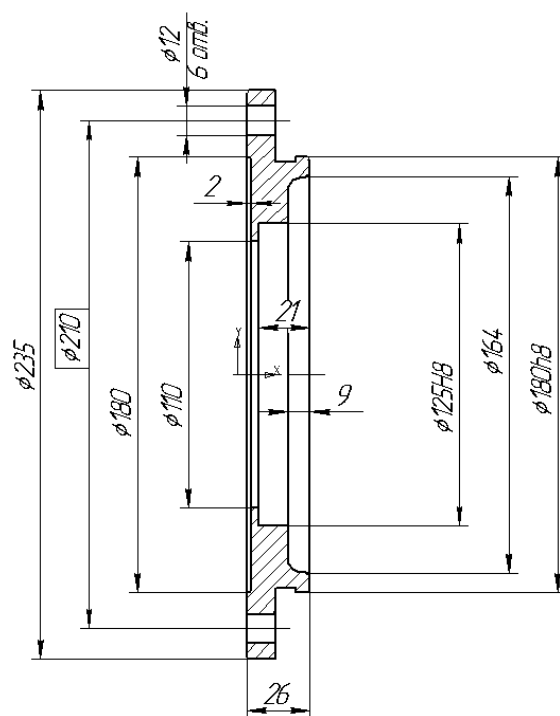
- муфту упругую втулочно-пальцевую МУВП 250-32-I-1, 32-II-1 ГОСТ 21424-93 [4, с. 338]: диаметр муфты $D = 140$ мм. длины полумуфт $l = 85$ мм.



корпус подшипника



крышка подшипника



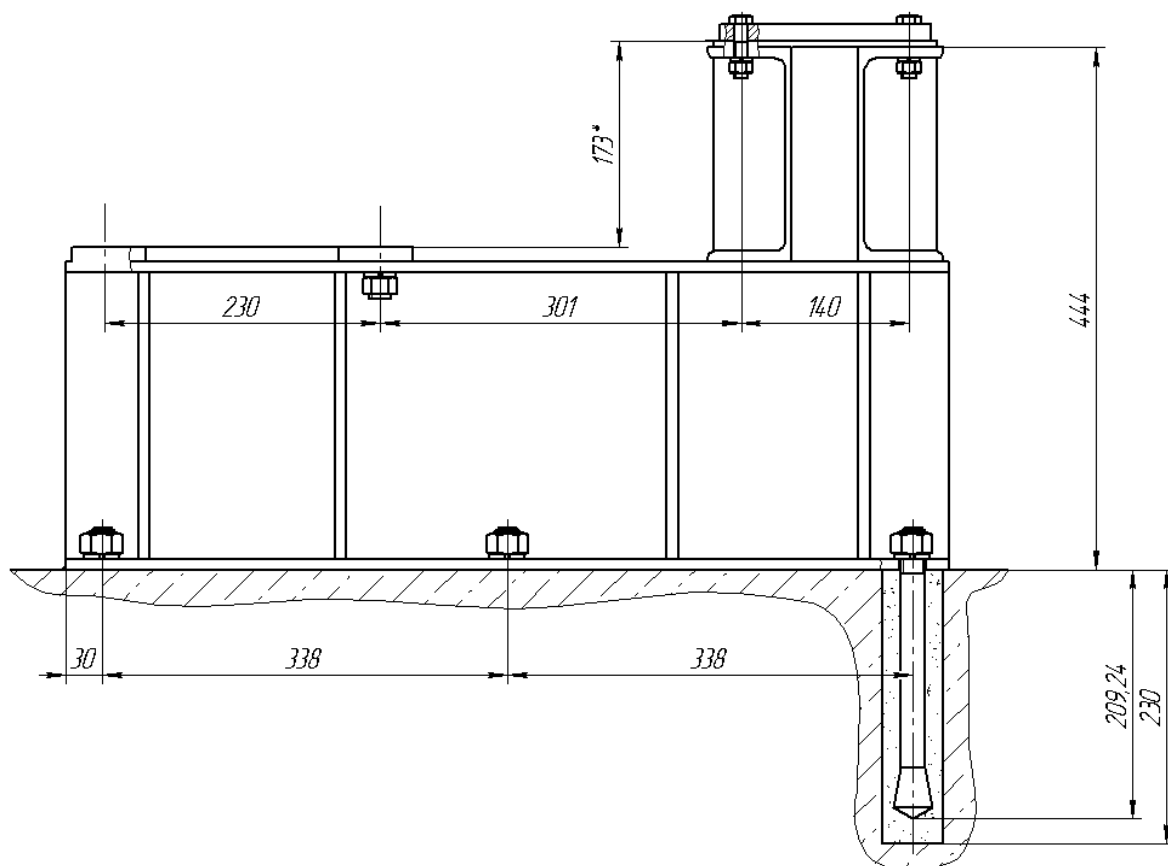
Для установки элементов привода предусматриваемся сварная или литая рама. Применение литых рам более выгодно при серийном выпуске машин. Так как проектируется единственный вариант привода, предусматриваем сварную раму.

Сварная рама состоит из базовой конструкции и надстройки.

Базовая конструкция рамы состоит из двух продольно расположенных швеллеров и приваренных к ним 4 поперечно расположенных швеллеров. Для создания базовых поверхностей под двигатель и редуктор на раме предусматривают пластины высотой 5...6 мм (без припуска на обработку).

Надстройка предназначена для установки второй сборочной единицы привода, опорная поверхность которой оказывается поднятой (в нашем случае это электродвигатель). С целью сокращения сортамента для надстройки обычно применяют тот же номер швеллера, что и для базовой конструкции.

Высота рамы не должна быть меньше 0,08...0,1 длины рамы. Кроме того, по рекомендации [3. с, 253] необходимо учесть диаметр болтов крепления сборочных единиц к раме.



6 ПРОВЕРКА ДОЛГОВЕЧНОСТИ ПОДШИПНИКОВ ПРИВОДНОГО ВАЛА ПО ДИНАМИЧЕСКОЙ ГРУЗОПОДЪЕМНОСТИ

Для определения долговечности подшипников приводного вала по динамической грузоподъемности необходимо определить реакции в опорах приводного вала от действия внешних нагрузок и определить наиболее нагруженную опору. Для этого определим величины сил, действующих на вал: расчетного усилия $S_{расч}$, возникающего в результате натяжения ветвей ленты транспортера и действующего в горизонтальной плоскости, и консольной нагрузки на вал со стороны открытой передачи.

Тяговое усилие ленты

$$F = \frac{60 \cdot P_4}{3.14 \cdot D_6 \cdot n_4} = \frac{60 \cdot 1750}{3.14 \cdot 0.4 \cdot 23.87} = 3502.25 \text{ Н.} \quad (56)$$

Так как условия работы неизвестны, то значение коэффициента C , зависящего от типа конвейера, примем как среднее следующих значений

$C_1 = 1.44$ для очень влажной атмосферы;

$C_2 = 2.08$ для влажной атмосферы;

$C_3 = 3.0$ для сухой атмосферы.

Таким образом

$$C = \frac{C_1 + C_2 + C_3}{3} = \frac{1.44 + 2.08 + 3.0}{3} = 2.17. \quad (57)$$

Запишем систему уравнений

$$S_{наб} - S_{сб} - F = 0$$

$$S_{наб} - C \cdot S_{сб} = 0$$

$$S_{сб} = \frac{F}{(C - 1)} \quad S_{наб} = F + S_{сб}$$

Решая данную систему, находим: $S_{сб} = 2984.87 \text{ Н}$, $S_{наб} = 6487.12 \text{ Н}$.

$$S_{расч} = S_{наб} + S_{сб} = 6487.12 + 2984.87 = 9471.99 \text{ Н}$$

Окружная сила от зубчатой передачи

$$F_{t2} = \frac{2000 \cdot T_4}{d_{w2}} = \frac{2000 \cdot 700.23}{465} = 3012 \text{ Н.} \quad (58)$$

Радиальная сила на колесе

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan(\alpha) = 1096 \text{ Н.} \quad (59)$$

Определим горизонтальные реакции в опорах вала. Для этого составим систему уравнений равновесия моментов сил, действующих на вал в горизонтальной плоскости

$$\Sigma M_A = 0: -F_{r2} \cdot L_a + X_B(L_b + L_c + L_d) - 0.5 \cdot S_{расч}(2 \cdot L_b + L_c) = 0;$$

$$\Sigma M_B = 0: -F_{r2} \cdot (L_a + L_b + L_c + L_d) - X_A(L_b + L_c + L_d) - 0.5 \cdot S_{расч}(2 \cdot L_d + L_c) = 0.$$

Отсюда

$$X_B = \frac{0.5 S_{расч} \cdot (2 \cdot L_b + L_c) + F_{r2} \cdot L_a}{L_b + L_c + L_d} \text{ Н;}$$

$$X_A = \frac{0.5 \cdot S_{расч} \cdot (2 \cdot L_d + L_c) - F_{r2} \cdot (L_a + L_b + L_c + L_d)}{L_b + L_c + L_d} \text{ Н.}$$

$$X_B = \frac{0.5 \cdot 9471.99 \cdot (2 \cdot 188 + 420) + 1096.18 \cdot 144.5}{188 + 420 + 188}$$

$$X_B = 4934.99 \text{ Н;}$$

$$X_A = \frac{0.5 \cdot 9471.99 \cdot (2 \cdot 188 + 420) - 1096.18 \cdot (144.5 + 188 + 420 + 188)}{188 + 420 + 188}$$

$$X_A = 3440.82 \text{ Н;}$$

Определим вертикальные реакции в опорах вала. Для этого составим систему уравнений равновесия моментов сил, действующих на вал в вертикальной плоскости.

$$\Sigma M_A = 0: F_{t2} \cdot L_a + Y_B(L_b + L_c + L_d) = 0;$$

$$\Sigma M_B = 0: F_{t2} \cdot (L_a + L_b + L_c + L_d) - Y((L_b + L_c + L_d)) = 0.$$

Отсюда

$$Y_B = \frac{F_{t2} \cdot L_a}{L_b + L_c + L_d}$$

$$Y_B = \frac{3011.74 \cdot 134.5}{188 + 420 + 188} = 509 \text{ Н.}$$

$$Y_A = \frac{F_{t2} \cdot (L_a + L_b + L_c + L_d)}{L_b + L_c + L_d}$$

$$Y_A = \frac{3011.74 \cdot (134.5 + 188 + 420 + 188)}{188 + 420 + 188} = 3521 \text{ Н.}$$

Суммарные реакции в опорах

$$R_A = \sqrt{X_A^2 + Y_A^2} = \sqrt{3441^2 + 3521^2} = 4923 \text{ Н;}$$

$$R_B = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2} = \sqrt{4935^2 + 509^2} = 4961 \text{ Н.}$$

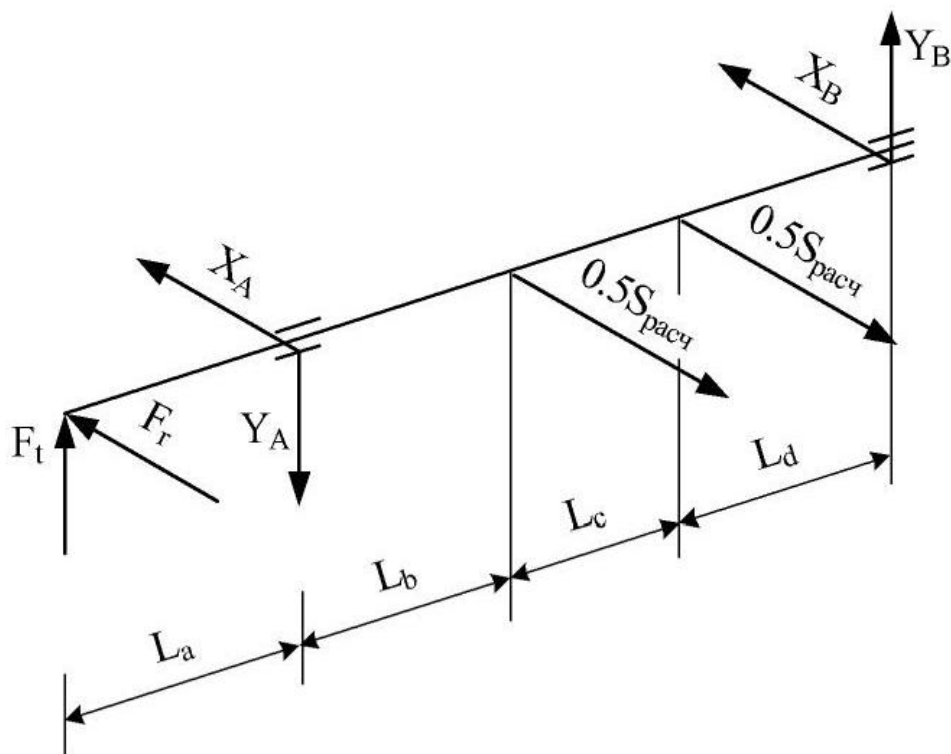


Рисунок 5 - Схема нагружения приводного вала

Расчет показал, что наиболее нагруженной является опора В. Поэтому проверять будем подшипник, расположенный в опоре В и нагруженный радиальной силой $F_R = 4964 \text{ Н}$.

Выбираем подшипник серии 1317, динамическая грузоподъемность которого составляет 80000 Н.

Подшипник проверяется по условию $C_p < C$, где C_p - расчетная динамическая

грузоподъемность.

Предварительно назначаем:

- коэффициент вращения $V = 1.0$ (вращается внутреннее кольцо);
- коэффициент радиальной нагрузки $X = 1$;
- коэффициент безопасности $K_6 = 1.3$ (нагрузка с умеренными толчками);
- температурный коэффициент $K_T = 1.0$.

Эквивалентная динамическая нагрузка

$$P = X \cdot F_R \cdot V \cdot K_6 \cdot K_T$$
$$P = 4964 \cdot 1.0 \cdot 1.3 \cdot 1.0 = 6453.2 \text{ Н.}$$

Требуемая долговечность

$$L_{\text{тр}} = \left(\frac{C_p}{P} \right)^3 = \left(\frac{98000}{6453.2} \right)^3 = 3502.3 \text{ млн. об.}$$

Требуемая долговечность

$$L_h = \frac{L_{\text{тр}} \cdot 10^6}{60 \cdot n_4} = \frac{3502.3 \cdot 10^6}{60 \cdot 23.87} = 2445398.69 \text{ об.} > 10000 \text{ ч.}$$

Условие выполняется.

7 ПРОВЕРКА ПРОЧНОСТИ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

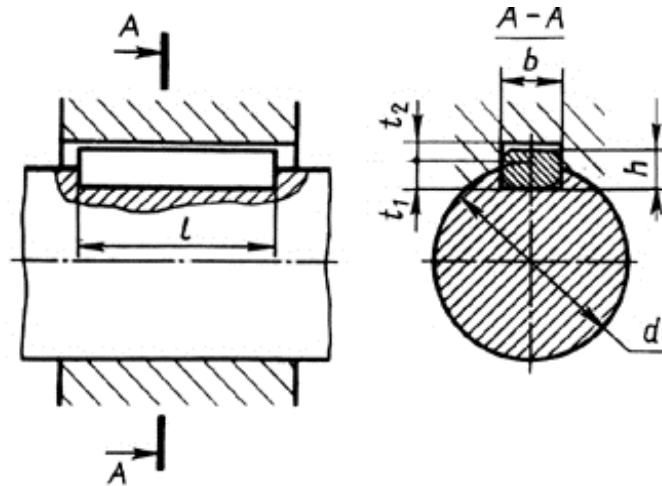


Рисунок 7.1 - Геометрические параметры шпоночного соединения

Требуемые шпонки выбираются в соответствии с диаметром вала и проверяются на смятие по условию $\sigma_{см} < [\sigma]$ ($[\sigma] = 120$ МПа для стали).

Для установки колеса при $d_{пр} = 63$ мм выбираем по ГОСТ 23368-78 призматическую шпонку I исполнения с сечением 20x12 мм и длиной 90 мм. Для данной шпонки:

- ширина шпонки $b_{ш1} = 20$ мм;
- высота шпонки $h_{ш1} = 12$ мм;
- длина шпонки $l_{ш1} = 90$ мм;
- глубина шпоночного паза на валу $t_1 = 7.5$ мм;
- расчетная длина шпонки $l_{рш1} = l_{ш1} - b_{ш1} = 90 - 20 = 70$ мм;
- напряжения смятия при $T_4 = 700.23$ Н·м.

$$\sigma_{см} = \frac{2T_4 \cdot 10^3}{d_{пр} \cdot l_{рш1} \cdot (h_{ш1} - t_1)} = \frac{2 \cdot 700.23 \cdot 10^3}{63 \cdot 70 \cdot (12 - 7.5)} = 70.57 \text{ МПа.}$$

Условие прочности на смятие выполняется.

Для посадки барабана при $d_6 = 100$ мм выбираем по ГОСТ 23368-78 призматическую шпонку I исполнения с сечением 28x16 мм и длиной 130 мм. Для данной шпонки:

- ширина шпонки $b_{ш2} = 28$ мм;
- высота шпонки $h_{ш2} = 16$ мм;
- длина шпонки $l_{ш2} = 130$ мм;
- глубина шпоночного паза на валу $t_2 = 10$ мм;

- расчетная длина шпонки $l_{рш2} = l_{ш2} - b_{ш2} = 130 - 28 = 102 \text{ мм}$;
- напряжения смятия при $T_4 = 700.23 \text{ Н·м}$.

$$\sigma_{см2} = \frac{2T_4 \cdot 10^3}{d_6 \cdot l_{рш2} \cdot (h_{ш2} - t_2)} = \frac{2 \cdot 700.23 \cdot 10^3}{100 \cdot 102 \cdot (16 - 10)} = 22.88 \text{ МПа.}$$

Условие прочности на смятие выполняется.

8 УТОЧНЕННЫЙ РАСЧЕТ ПРИВОДНОГО ВАЛА

Строим эпюры изгибающих моментов в горизонтальной плоскости

$$M_{1Г} = F_{r2} \cdot L_a \cdot 10^{-3}$$

$$M_{1Г} = 1096.18 \cdot 134.5 \cdot 10^{-3} = 147.44 \text{ Н·м.}$$

$$M_{2Г} = F_{r2} \cdot (L_a + L_b) \cdot 10^{-3} + X_A \cdot L_b \cdot 10^{-3}$$

$$M_{2Г} = 1096.18 \cdot (134.5 + 188) \cdot 10^{-3} + 3441 \cdot 188 \cdot 10^{-3} = 1000.43 \text{ Н·м.}$$

$$M_{3Г} = (X_B \cdot L_d) \cdot 10^{-3}$$

$$M_{3Г} = 4935 \cdot 188 \cdot 10^{-3} = 927.78 \text{ Н·м.}$$

Строим эпюры изгибающих моментов в вертикальной плоскости

$$M_{1В} = F_{t2} \cdot L_a \cdot 10^{-3}$$

$$M_{1В} = 3011.74 \cdot 134.5 \cdot 10^{-3} = 405.08 \text{ Н·м.}$$

$$M_{2В} = Y_B \cdot (L_c + L_d) \cdot 10^{-3}$$

$$M_{2В} = 509 \cdot (420 + 188) \cdot 10^{-3} = 309.47 \text{ Н·м.}$$

$$M_{3В} = Y_B \cdot L_d \cdot 10^{-3}$$

$$M_{3В} = 509 \cdot 188 \cdot 10^{-3} = 95.69 \text{ Н·м.}$$

Суммарные изгибающие моменты

$$M_1 = \sqrt{M_{1Г}^2 + M_{1В}^2} = \sqrt{147.44^2 + 405.08^2} = 431 \text{ Н м}$$

$$M_2 = \sqrt{M_{2Г}^2 + M_{2В}^2} = \sqrt{1000.43^2 + 309.47^2} = 1047 \text{ Н м}$$

$$M_3 = \sqrt{M_{3Г}^2 + M_{3В}^2} = \sqrt{927.78^2 + 95.69^2} = 933 \text{ Н м}$$

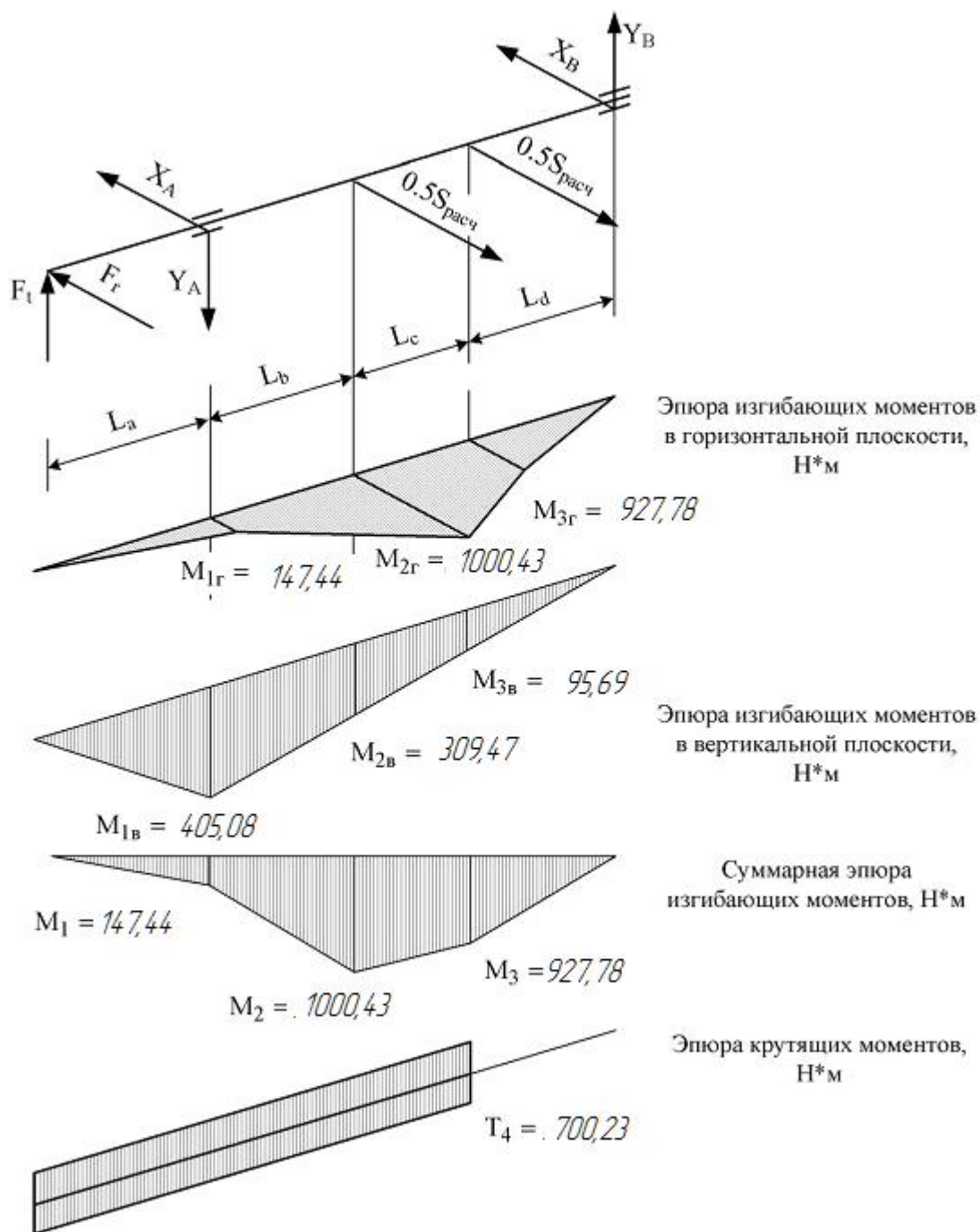


Рисунок 6 - Эпюра моментов

Рассмотрим сечение вала в месте установки подшипника, в котором действует изгибающий момент равный $M_{изг} = 147.44 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Определим коэффициент запаса прочности вала.

В качестве материала вала выбираем сталь 40Х, улучшенную до $\sigma_B = 930 \cdot 10^6 \text{ Па}$, $\sigma_T = 750 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Для выбранного материала пределы выносливости:

$$\sigma_1 = 0.35 \cdot \sigma_B + 120 \cdot 10^6 = 0.35 \cdot 930 \cdot 10^6 + 120 \cdot 10^6 = 445.5 \times 10^6 \text{ Па};$$

$$\tau_1 = 0.3 \cdot \sigma_B = 0.3 \cdot 930 \cdot 10^6 = 279 \times 10^6 \text{ Па.}$$

Амплитуды цикла напряжений

$$\sigma_a = \frac{32M_{изг}}{\pi \cdot (d_{пл} \cdot 10^{-3})^3} = \frac{32 \cdot 147.44}{\pi \cdot (75 \cdot 10^{-3})^3} = 3.56 \times 10^6 \text{ Па;}$$

$$\tau_a = \frac{16T_4}{2 \cdot \pi (d_{пл} \cdot 10^{-3})^3} = \frac{16 \cdot 700.23}{2 \cdot \pi \cdot (75 \cdot 10^{-3})^3} = 4.23 \times 10^6 \text{ Па.}$$

Среднее напряжение цикла $\sigma_m = 0$ и $\tau_m = \tau_a = 4.23 \times 10^6$ Па.

Коэффициенты концентрации напряжений [1, стр. 165] $K_\sigma = 1.65$ и $K_\tau = 1.65$.

Масштабные коэффициенты [1, стр. 166] $K_{d\sigma} = 0.7$ и $K_{d\tau} = 0.7$.

Коэффициент шероховатости [1, стр. 162] $K_F = 0.97$.

Коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости [1, стр. 164-166] $\psi_\sigma = 0.3$ и $\psi_\tau = 0.1$.

Определим коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений.

Коэффициент запаса при действии нормальных напряжений

$$s_\sigma = \frac{\sigma_1}{\frac{\sigma_a \cdot K_\sigma}{K_{d\sigma} \cdot K_F} + \sigma_m \cdot \psi_\sigma} = \frac{445500000}{\frac{3559849.5 \cdot 1.65}{0.7 \cdot 0.97} + 0 \cdot 0.3} = 51.5$$

Коэффициент запаса при действии касательных напряжений

$$s_\tau = \frac{\tau_1}{\frac{\tau_a \cdot K_\tau}{K_{d\tau} \cdot K_F} + \tau_m \cdot \psi_\tau} = \frac{279000000}{\frac{4226657.31 \cdot 1.65}{0.7 \cdot 0.97} + 4226657.31 \cdot 0.1} = 26.09$$

Коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{51.5 \cdot 26.09}{\sqrt{51.5^2 + 26.09^2}} = 23.3$$

Полученное значение s больше требуемого допускаемого $[s] = 2,5$.

Рассмотри сечение вала, в месте посадки барабана, в котором действует изгибающий момент равный $M_{изг3} = 1000.43 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Концентратор напряжения - шпоночный паз. Определим коэффициент запаса прочности вала.

В качестве материала вала выбираем сталь 40Х, улучшенную до $\sigma_{в.} = 900 \cdot 10^6 \text{ Па}$, $\sigma_{т.} = 750 \cdot 10^6 \text{ Па}$.

Для выбранного материала пределы выносливости [3, с. 162]:

$$\sigma_{1.} = 0.35 \cdot \sigma_{в.} + 120 \cdot 10^6 = 0.35 \cdot 930 \cdot 10^6 + 120 \cdot 10^6 = 445.5 \times 10^6 \text{ Па};$$

$$\tau_{1.} = 0.3 \cdot \sigma_{в.} = 0.3 \cdot 930 \cdot 10^6 = 279 \times 10^6 \text{ Па}.$$

Момент сопротивления изгибу в месте установки тяговой звездочки

$$W_{и} = \left[0.1 \cdot d_6^3 - \frac{b_{ш2} \cdot t_2 \cdot (d_6 - t_2)}{2 \cdot d_6} \right] \cdot 10^{-9}.$$

$$W_{и} = \left[0.1 \cdot 100^3 - \frac{28 \cdot 10 \cdot (100 - 10)}{2 \cdot 100} \right] \cdot 10^{-9} = 99.87 \times 10^{-6} \text{ Па}.$$

Момент сопротивления кручению в месте установки барабана

$$W_{к} = \left[0.2 \cdot d_6^3 - \frac{b_{ш2} \cdot t_2 \cdot (d_6 - t_2)}{2 \cdot d_6} \right] \cdot 10^{-9}.$$

$$W_{к} = \left[0.2 \cdot 100^3 - \frac{28 \cdot 10 \cdot (100 - 10)}{2 \cdot 100} \right] \cdot 10^{-9} = 199.87 \times 10^{-6} \text{ Па}.$$

Амплитуды цикла напряжений

$$\sigma_{a.} = \frac{M_{изг3}}{W_{и}} = \frac{1000.43}{\left[0.1 \cdot 100^3 - \frac{28 \cdot 10 \cdot (100 - 10)}{2 \cdot 100} \right] \cdot 10^{-9}} = 10.02 \times 10^6 \text{ Па};$$

$$\tau_{a.} = \frac{T_4}{2 \cdot W_{к}} = \frac{700.23}{2 \cdot \left[0.2 \cdot 100^3 - \frac{28 \cdot 10 \cdot (100 - 10)}{2 \cdot 100} \right] \cdot 10^{-9}} = 1.75 \times 10^6 \text{ Па}.$$

Среднее напряжение цикла $\sigma_m = 0$ и $\tau_m = \tau_a = 4.23 \times 10^6$ Па [3, с. 165].

Коэффициенты концентрации напряжений [2, стр. 165] $K_{\sigma} = 1.9$ и $K_{\tau} = 1.9$.

Масштабные коэффициенты [3, стр. 166] $K_{d\sigma} = 0.6$ и $K_{d\tau} = 0.6$.

Коэффициент шероховатости [3, стр. 162] $K_F = 0.97$.

Коэффициенты, корректирующие влияние постоянной составляющей цикла напряжений на сопротивление усталости [3, стр. 164-166] $\psi_{\sigma} = 0.1$ и $\psi_{\tau} = 0.1$.

Определим коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений.

Коэффициент запаса при действии нормальных напряжений

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_1}{\frac{\sigma_a \cdot K_{\sigma}}{K_{d\sigma} \cdot K_F} + \sigma_m \cdot \psi_{\sigma}} = \frac{445500000}{\frac{10016921.32 \cdot 1.9}{0.6 \cdot 0.97} + 0 \cdot 0.1} = 13.62$$

Коэффициент запаса при действии касательных напряжений

$$s_{\tau} = \frac{\tau_1}{\frac{\tau_a \cdot K_{\tau}}{K_{d\tau} \cdot K_F} + \tau_m \cdot \psi_{\tau}} = \frac{279000000}{\frac{1751678.56 \cdot 1.9}{0.6 \cdot 0.97} + 4226657.31 \cdot 0.1} = 45.43$$

Коэффициент запаса при одновременном действии нормальных и касательных напряжений

$$s = \frac{s_{\sigma} \cdot s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{13.62 \cdot 45.43}{\sqrt{13.62^2 + 45.43^2}} = 13.05$$

Полученное значение s больше требуемого допускаемого $[s] = 2.5$.

9 СБОРКА ПРИВОДА

По результатам выполненных расчетов производим сборку элементов привода.

Редуктор крепим к раме (сваренной из швеллера №18 ГОСТ 8240-97) посредством 4-х болтов М24-6g x 55.58.05 ГОСТ 7796-70.

Электродвигатель так же крепится к раме посредством 4-х болтов М18-6g x 75.58.05 ГОСТ 7796-70.

Выходной конец вал редуктора и консольный конец приводного вала соединяем муфтой МУВП 250-32-I-1, 32-II-2 ГОСТ 21424-93.

Посредством призматических шпонок I исполнения с сечением 25x14 по ГОСТ 23360-78 на приводной вал устанавливаем барабан.

Приводной вал устанавливается на отдельной раме.

Сборку привода осуществляют в соответствии с техническими требованиями, представленными на листе 1.

Допускаемое осевое смещение приводного вала и тихоходного вала редуктора не должно превышать 3 мм.

Допускаемое радиальное смещение приводного вала и тихоходного вала редуктора не должно превышать 0,4 мм.

Допускаемое угловое смещение приводного вала и тихоходного вала редуктора не должно превышать 1,74/100 мм/мм.

После установки редуктора залить в него масло и обкатать без нагрузки в течение 1 часа. Стук и резкий шум не допускаются. После обкатки масло слить и залить новое. Необработанные поверхности снаружи покрыть серой нитроэмалью, ограждение муфты оранжевой краской.

План размещения фундаментных болтов (крепления рамы к основанию), а также план крепления двигателя и редуктора к раме показаны на листе 1. В качестве фундаментных болтов приняты 8 болтов М24-6g x 260.36 ГОСТ 24379.1-80.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Курмаз П.В., Скойбеда А.Т. Детали машин. Проектирование. - Мн.: УП «Технопринт», 2001.
2. Чернавский С.А. и др. Курсовое проектирование деталей машин. - М.: "Машиностроение", 1987.
3. Санюкевич Ф.М. Детали машин. Курсовое проектирование. - Брест: БГТУ\ 2004. - 488 с
4. Кузьмин А.В., Марон Ф.Л. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин. - Мн.: Выш. шк.. 1983. - 350 с.
5. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Детали машин. Курсовое проектирование. М: Выш.шк.. 1984.-336 с.
6. А.М. Шейнблит. Курсовое проектирование деталей машин. - М: Выш. шк., 1991. 442 с.
7. В.М. Ткачев, Э.Я. Коновалов. Выбор редуктора. Методические указания к курсовому проекту по дисциплинам "Прикладная механика" и "Механика" для студентов немеханических специальностей дневной и заочной формы обучения. - Гомель. 2009. - 48 с.
8. Н.В. Акулов, Э.Я. Коновалов Разработка привода с одноступенчатым редуктором. М/ук 3135. - Гомель, 2005. - 151 с.
9. Методика расчета параметров зацепления открытых цилиндрических и конических зубчатых передач. М/ук 149. - Гомель, 1981
10. Н.В. Акулов. Е.М. Глушак. Расчет и конструирование открытых механических передач. - Гомель, 2009. - 48 с.
11. В.А. Барабанцев. Расчет и конструирование приводного вала. Методические указания к курсовому проекту по дисциплинам "Прикладная механика" и "Механика" для студентов немеханических специальностей дневной и заочной формы обучения. - Гомель. 2009. - 40 с.