

**МИНИСТЕРСТВО СЕЛЬСКОГО ХОЗЯЙСТВА РОССИЙСКОЙ  
ФЕДЕРАЦИИ**



Федеральное государственное Бюджетное образовательное  
учреждение высшего образования  
«российский государственный аграрный университет –  
МСХА имени К.А. Тимирязева»  
(ФГБОУ ВО РГАУ - МСХА имени К.А. Тимирязева)

Институт механики и энергетики

Кафедра сопротивления материалов и деталей машин

## Курсовая работа

На тему:

«Проектирование приводов к ленточному конвейеру»

Выполнил:  
Студент 2 курса 208 группы  
Калинина Виктория  
Александровна  
Проверил:  
Казанцев Сергей Павлович

Москва 2020

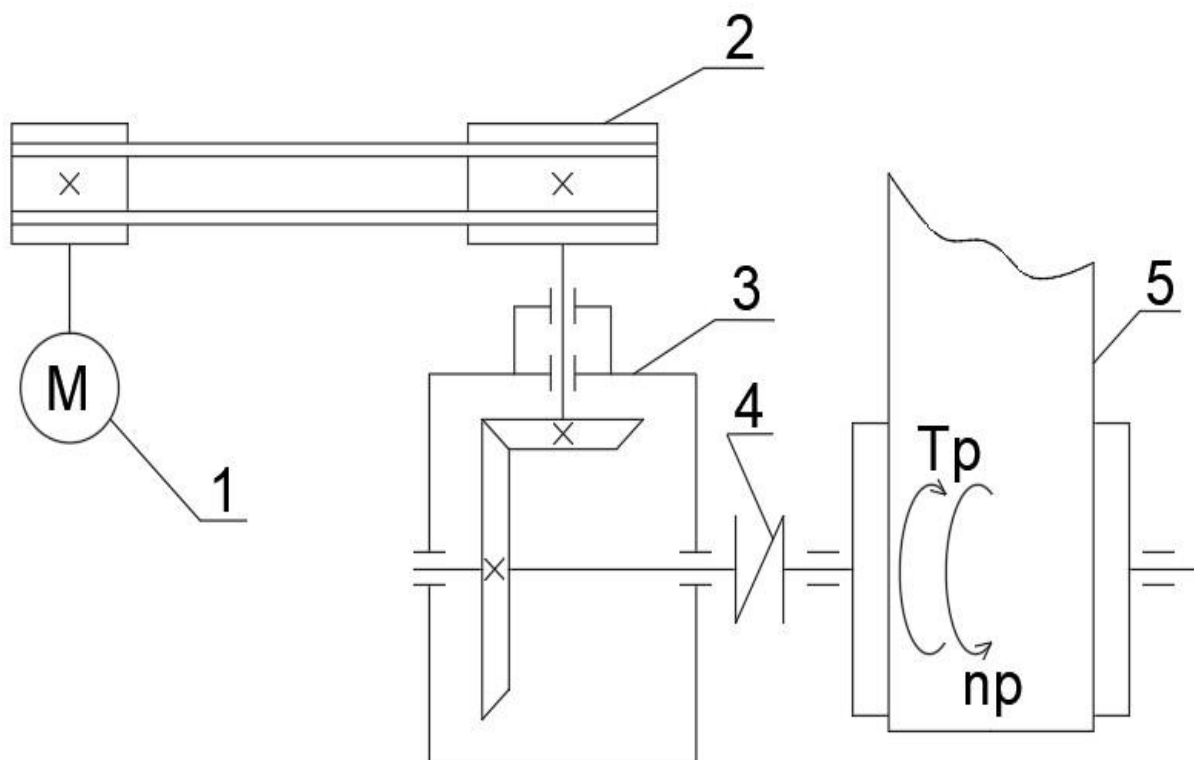
						Лис
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		

# Содержание

Исходные данные .....	1
1. Выбор электродвигателя .....	1
2. Кинематический расчет передачи .....	3
3.Силовой расчет.....	4
4. Расчет клиноременной передачи.....	4
4.1 Конструирование шкивов .....	5
5. Выбор редуктора.....	6
6. Определение основных параметров конической передачи .....	6
6.1. Силовой расчет конической передачи .....	7
7. Проверочный расчет тихоходного вала редуктора .....	9
8. Проверочный расчет шпоночных соединений.....	13
9. Подбор подшипников качения .....	13
10.Подбор муфты .....	14
11. Определение внешних сил от опрокидывающих моментов на наиболее нагруженный болт .....	14
Список литературы .....	15

						Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

### Исходные данные.



1 – Электродвигатель; 2 – клиноременная передача; 3 – редуктор конический;  
4 – муфта; 5 – ленточного конвейера.

Вариант №8.

$T_p=0,8 \text{ КНМ}$

$$n_p=75 \text{ мин}^{-1}$$

						Лис
Изм.	Лис	№ докум.	Подпис	Дат		

## 1. Выбор электродвигателя.

Требуемая мощность двигателя

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_p}{\eta_o};$$

где,  $P_p$  – мощность на рабочем валу машины [Вт],  $\eta_o$  – общий К.П.Д. привода.

$$P_p = T_p * \omega_p = \frac{T_p * \pi * n_p}{30} = \frac{0,8 * 1000 * 3,14 * 75}{30} \approx 6280 \text{ Вт};$$

где,  $\omega_p$  – угловая скорость рабочего органа машины [рад/с],  $n_p$  – частота вращения рабочего органа машины [об/с].

$$\eta_o = \eta_m * \eta_{\text{ред}} * \eta_{\text{перед}} * \eta_{\text{под}} * \eta_{\text{под}} = 95 * 0,97 * 0,97 * 0,99 * 0,99 \approx 0,876;$$

где,  $\eta_{\text{п}}$  – К.П.Д. подшипников,  $\eta_{\text{щп}}$  – К.П.Д. конической передачи,  $\eta_m$  – К.П.Д. муфты.

$$P_{\text{дв}} = \frac{6280}{0,876} \approx 7168,94 \text{ Вт};$$

Подходит двигатель АИР132S4,  $P_{\text{дв н}} = 7,5 \text{ кВт}$ ;  $n_{\text{дв н}} = 1440 \text{ мин}^{-1}$ .

Уточняем передаточное число ременной передачи:

$$U_{12} = U_o / U_{\text{ред}} = 19,2 / 5 = 3,84$$

## 2. Кинематический расчет привода.

Частота вращения ведущего шкива:

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 1440 \text{ мин}^{-1}$$

На входном валу редуктора:

$$n_{\text{вх}} = n_2 = n_{\text{дв}} / U_{12} = 1440 / 3,84 = 375 \text{ мин}^{-1};$$

Частота вращения на выходном валу редуктора:

$$n_{\text{вых}} = n_{\text{раб}} = n_{\text{вх}} / U_{\text{ред}} = 375 / 5 = 75 \text{ мин}^{-1}$$

Проверка:

$$n_{\text{вых}} \approx n_p = 75 \text{ мин}^{-1}$$

						Лис
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		

### 3. Силовой расчет.

Вращающий момент на валу двигателя:

$$T_{\text{дв}} = P_{\text{дв}} / \omega_{\text{дв}} = 7168,94 / 150,72 = 47,56 \text{ Нм}$$

Угловая скорость вала двигателя:

$$\omega_{\text{дв}} = n_{\text{вых}} / 30 = 3,14 * 1440 / 30 = 150,72 \text{ Нм}$$

Или вращающий момент:

$$T_{\text{дв}} = T_p / U_0 * \eta_p = 800 / 19,2 * 0,97 = 47,23 \text{ Нм}$$

Результаты одинаковы.

Вращающий момент на входном валу редуктора:

$$T_{\text{вх}} = T_{\text{дв}} * \eta_m = 47,23 * 0,95 = 44,6 \text{ Нм}$$

Вращающий момент на выходном валу редуктора:

$$T_{\text{вых}} = T_{\text{вх}} * U_p * \eta_p = 44,6 * 5 * 0,98 = 218,54 \text{ Нм}$$

Проверка:

$$T_p = T_{\text{вых}} * U_{12} * \eta_{12} = 218,54 * 3,84 * 0,95 = 799,23 \text{ Нм}$$

$$T_p = T_{\text{дв}} * U_0 * \eta_0 = 47,23 * 19,2 * 0,876 = 798,91 \text{ Нм}$$

Значения примерно одинаковые, т.е совпадают.

### 4. Расчет ременной передачи

Диаметр ведущего шкива:

$$d_1 = 30 \dots 40 * \sqrt[3]{T_{\text{дв}}} = 30 \dots 40 * \sqrt[3]{47,56} = 108 \dots 144 \text{ мм};$$

Принимаем по стандартному ряду  $d_1 = 140 \text{ мм}$ ;

Диаметр ведомого шкива:

$$d_2 = d_1 * U_{12} = 140 * 3,84 = 537,6 \text{ мм};$$

Принимаем по стандартному ряду  $d_2 = 538 \text{ мм}$ ;

Уточняем передаточное число ременной передачи:

$$U_{\text{рп}} = \frac{d_2}{d_1 * (1 - \varepsilon)} = \frac{538}{140 * (1 - 0,015)} \approx 3,9;$$

где,  $\varepsilon$  – коэффициент относительного скольжения ремня.

Предварительное межосевое расстояние:

$$a \geq d_1 + d_2 = 140 + 538 = 678 \text{ мм};$$

Требуемая длина ремня:

						Лис
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		

$$L_{p \text{ тр}} = 2 * a + \pi * \frac{d_1 + d_2}{2} + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 * a} =$$

$$= 2 * 678 + \pi * \frac{140 + 538}{2} + \frac{(538 - 140)^2}{4 * 678} \approx 2478,86 \text{ мм};$$

Уточняем длину ремня по стандартной:  $L_{\text{ут}} = 2500 \text{ мм};$

Уточняем межосевое расстояние:

$$a_{\text{ут}} = a + \frac{L_{\text{ут}} - L_{p \text{ тр}}}{2} = 678 + \frac{2500 - 2478,86}{2} \approx 688,57 \text{ мм};$$

Угол обхвата ремнём меньшего шкива:

$$\alpha = 180 - 57 * \frac{d_2 - d_1}{a_{\text{ут}}} = 180 - 57 * \frac{538 - 140}{688,57} \approx 147,1^\circ > [\alpha] = 120^\circ;$$

Скорость ремня:

$$V_p = \frac{\pi * d_1 * n_{\text{дв}}}{60 * 1000} = \frac{3,14 * 140 * 1440}{60 * 1000} \approx 10,5 \frac{\text{м}}{\text{с}};$$

Допустимая мощность, передаваемая одним ремнем в реальных условиях

эксплуатации:

$$[P_1] = [P_0] * C_\alpha * C_p * C_L * C_u = 2,18 * 0,9 * 0,91 * 1,14 * 0,9 \approx 1,831 \text{ кВт};$$

Предварительное число ремней:

$$z' = \frac{P_{\text{дв}}}{[P_1]} = \frac{7168,94}{1831} \approx 3,91 \rightarrow C_z = 0,9;$$

Требуемое число ремней:

$$z = \frac{P_{\text{дв}}}{[P_1] * C_z} = \frac{7168,94}{1831 * 0,9} \approx 4,35 \rightarrow 5 \text{ шт};$$

Сила предварительного натяжения одного ремня:

$$F_0 = \sigma_0 * A = 1,6 * 81 \approx 129,6 \text{ Н};$$

где,  $A$  – площадь сечения одного ремня  $[\text{мм}^2]$ .

Нагрузка на валы:

$$F = 2 * F_0 * z * \sin \frac{\alpha}{2} = 2 * 129,6 * 5 * \sin \frac{151,327}{2} \approx 1244,16 \text{ Н}.$$

						Лис
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		

#### 4.1. Конструирование шкивов

$V < 30$  м/с - поэтому шкивы выполняются литыми.

Диаметр ступицы малого шкива  $d_{ст1} = 1,6d_{в1} = 1,6 \cdot 38 = 60,8$  мм; длина ступицы  $l_{ст1} = (1,2 \dots 1,5)d_{в1} = 1,5 \cdot 38 = 57$  мм.

Диаметр ступицы большого шкива  $d_{ст2} = 1,6d_{в2} = 1,6 \cdot 28 = 44,8$  мм; длина ступицы  $l_{ст2} = (1,2 \dots 1,5)d_{в2} = 1,5 \cdot 28 = 42$  мм.

Ширина обода шкивов:  $B = (z-1)e + 2f = (5-1) \cdot 15 + 2 \cdot 10 = 80$  мм.

#### 5. Выбор редуктора.

**Исходные данные:**

Передаточное число редуктора  $U_p = 5$

Крутящий момент на выходном валу редуктора  $T_{вых} = 218,54$  Нм

Выбираем редуктор, исходя из условия  $k \cdot T_{вых} \leq T_{н.тих}$ , где коэффициент запаса  $k = 1,2$

$k \cdot T_{тих} = 1,2 \cdot 218,54 = 262,25 < 500$  Нм

Условию удовлетворяет редуктор К-200.

$d_{e2} = 200$  мм

#### 6. Определение основных параметров конической передачи.

1. Определяем основные параметры конической передачи.

Внешнее конусное расстояние  $R_e$

$$R_e = \frac{d_{e2}}{2 \sin \delta_2} = \frac{200}{2 \cdot 0,9285} = 107,7 \text{ мм},$$

где  $\delta_2$  – угол при вершине делительного конуса колеса;

$\operatorname{tg} \delta_2 = U_{1,2} = 3,84$ ;  $\delta_2 = \operatorname{arctg} U_{1,2} = \operatorname{arctg} 3,84$ ;  $\delta_2 = 75,4^\circ$ . Для большинства передач  $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$  (ортогональные передачи).  $\delta$  – угол при вершине делительного конуса шестерни,

$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2 = 14,6^\circ$ ;  $\sin \delta_2 = \cos \delta_1 = 0,9285$ ;  $\sin \delta_1 = \cos \delta_2 = 0,3714$ .

Ширина зубчатого венца

$$b = 0,285 R_e = 0,285 \cdot 107,7 = 30,6945 \text{ мм};$$

по таблице 6.1 принимаем  $b = 30$  мм.

Число зубьев шестерни  $z_1 = 30$ .

Число зубьев колеса  $z_2 = z_1 U_{1,2} = 30 \cdot 3,84 = 115$ .

Окружной модуль на внешнем торце

$$m_e = \frac{d_{e2}}{z_2} = \frac{200}{115} = 1,739 \text{ мм}$$

Среднее конусное расстояние

						Лис
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		

$$R_m = R_e - 0,5b = 107,7 - 0,5 \cdot 30 = 92,7 \text{ мм.}$$

Средний диаметр делительного конуса колеса

$$d_{m2} = 2R_m \sin \delta_2 = 2 \cdot 92,7 \cdot 0,9283 = 172,1 \text{ м.}$$

Окружность модуль в среднем сечении

$$m_z = \frac{d_{m2}}{z_2} = \frac{172,1}{115} = 1,496 \text{ мм}$$

Средний диаметр делительного конуса шестерни

$$d_{m1} = m_m z_1 = 1,496 \cdot 30 = 44,88 \text{ мм.}$$

### 6.1 Силовой расчет конической передачи.

Определяем силы в зацеплении:

$$F_{t1} = |-F_{t2}| = \frac{2T_{\text{вых}}}{d_{m2}} = \frac{2 \cdot 218,54 \cdot 1000}{172,1} = 2539,68 \text{ Н}$$

$$F_{R1} = -F_{A2} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_1 = 2358,09 \text{ Н.}$$

$$F_{R2} = -F_{A1} = F_{t2} \operatorname{tg} \alpha \cos \delta_2 = 875,79 \text{ Н.}$$

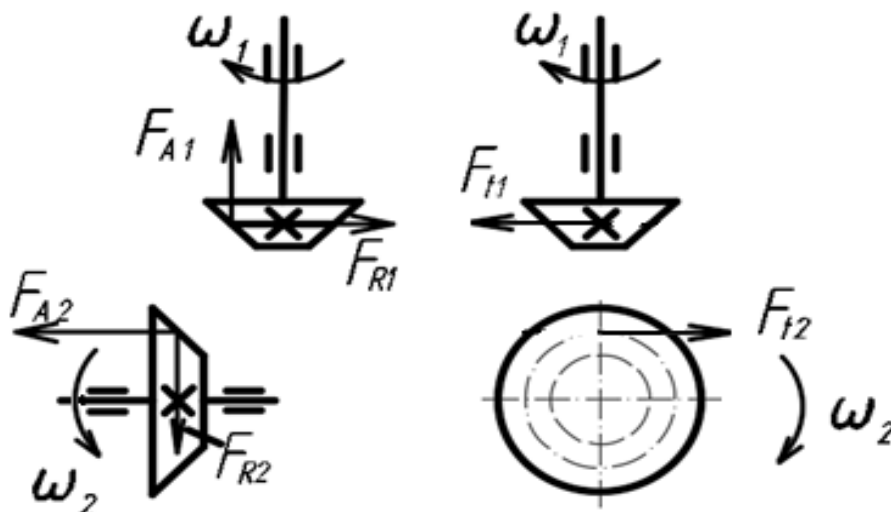


Рисунок 2. Силы в зацеплении конической передачи.

						Лис
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		



## 7.Проверочный расчет тихоходного вала редуктора.

Оценка степени загруженности редуктора для тихоходного вала:

$$\Delta T = \frac{T_{pн} - T_{вых}}{T_{pн}} * 100 = \frac{500 - 262,25}{500} * 100 = 46 \%$$

Достаточно большой недогруз, однако оставим этот редуктор, так как использовать другие менее рационально, так как предыдущий по списку редуктор будет иметь значительный перегруз, а все остальные ещё больший недогруз.

### Исходные данные:

По каталогу определяем необходимые для дальнейших расчетов размеры редуктора:  $B_1=285$  мм;  $l_1=60$  мм;  $d=28$  мм

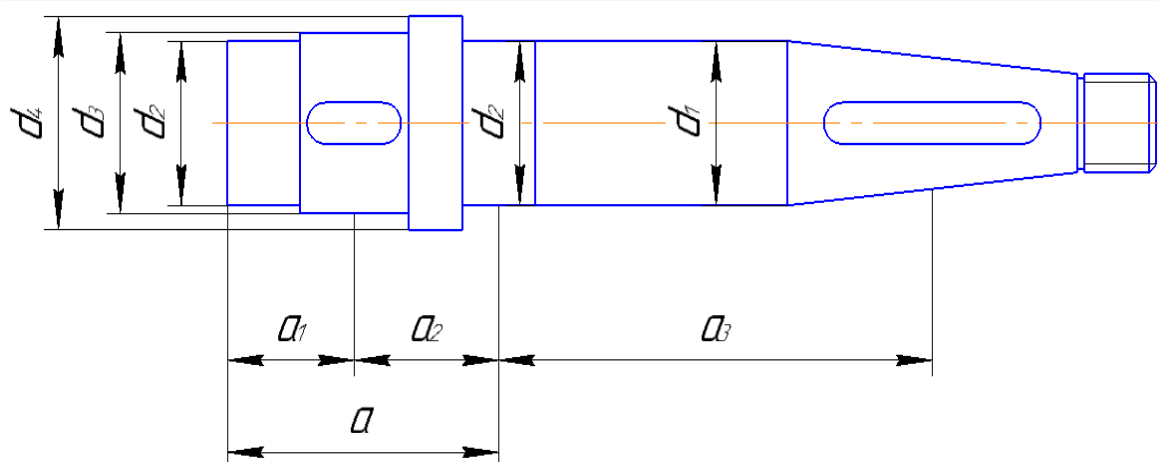


Рисунок 3. Схема тихоходного вала редуктора.

Диаметры участков вала:

$$d_2 = d + 0 \dots 4 \text{ мм} = 30 \text{ мм};$$

$$d_3 = d_2 + 1 \dots 2 \text{ мм} = 30 + 0 = 32 \text{ мм};$$

Принимаем равным 46 мм.

$$d_4 = 1,1 * d_3 = 32 * 1,1 \approx 35,2 \text{ мм};$$

Принимаем равным 35 мм;

Расстояние между опорами вала:

$$a = B_1 - (30 + T_{п}/2) = 285 - (30 + 20,75/2) = 204,25 \approx 204 \text{ мм} = 0,204 \text{ м}$$

$$a_1 = a/2 + d_{м1}/2 = 204/2 + 44,88/2 = 124,4 \approx 124 \text{ мм} = 0,124 \text{ м}$$

$$a_2 = a - a_1 = 285 - 124 = 161 \text{ мм} = 0,161 \text{ м}$$

Изм.	Лис	№ докв.	Подпис	Дат	Лис

Расстояние от середины посадочного участка конца вала до середины :

$$a_3 = B - B_1/2 - l_2 + l_{21}/2 = 393 - 285/2 - 140 + 82/2 = 155,5 \text{ мм} \approx 156 \text{ мм} = 0,156 \text{ м}$$

Момент от осевой силы:

$$M_{FA} = F_{a1} * \frac{d_{m2}}{2} = 875,79 * \frac{172,1}{2 * 1000} \approx 75,36 \text{ Нм};$$

Величина консольной нагрузки:

$$F_K = 125 * \sqrt{T_{\text{ВЫХ}}} = 125 * \sqrt{218,54} \approx 1847,5 \text{ Н};$$

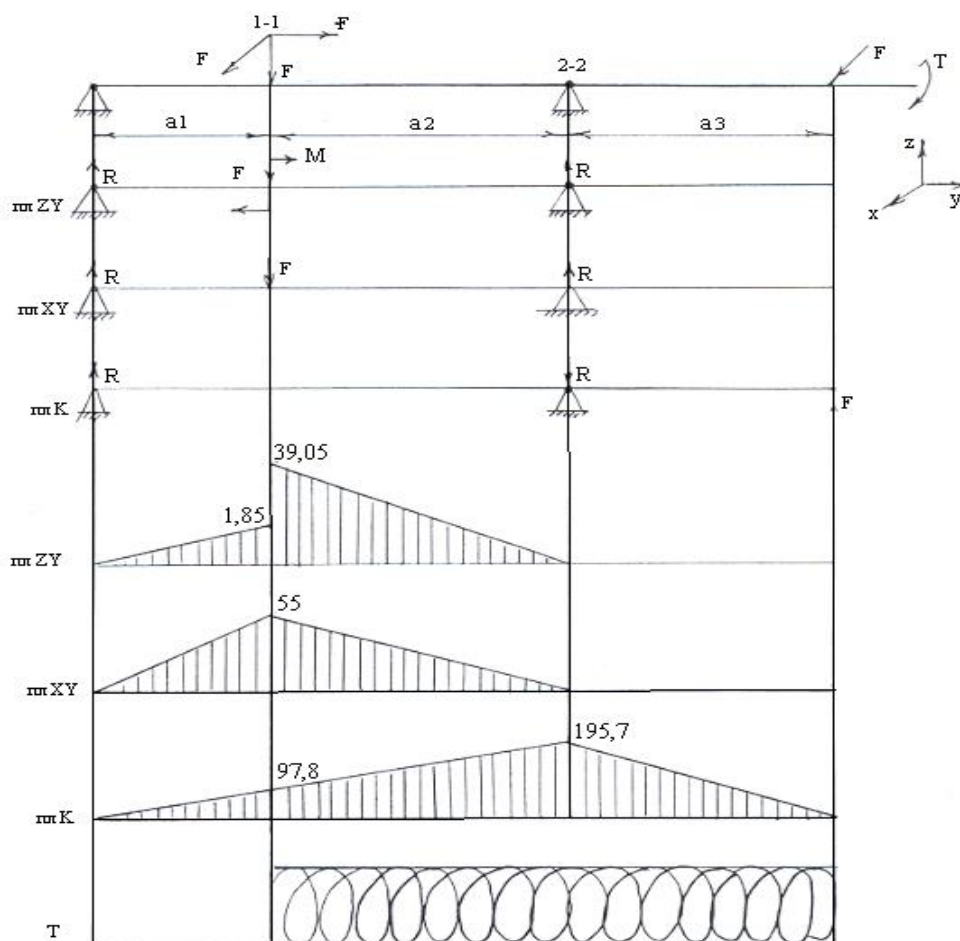


Рисунок 4. Силы и моменты, действующие на вал.

Определяем реакции и моменты:

$$R_{Z1} = \frac{-M_{FA} + F_{r2} * a_2}{a} = \frac{-75,36 + 875,79 * 0,161}{0,204} \approx 121,77 \text{ Н};$$

$$R_{Z2} = \frac{M_{FA} + F_{r2} * a_1}{a} = \frac{75,36 + 875,79 * 0,124}{0,204} \approx 753,75 \text{ Н};$$

Проверка:

Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат	Лис

$$R_{Z1} + R_{Z2} - F_{r2} = 0$$

$$121,77 + 753,75 - 875,79 = 0$$

$$R_{X1} = R_{X2} = \frac{F_{t2} * a_2}{a} = \frac{2539,68 * 0,161}{0,204} \approx 2004,35 \text{ Н};$$

$$R_{K1} = \frac{F_{t2} * a_3}{a} = \frac{2539,68 * 0,156}{0,204} \approx 1942,1 \text{ Н};$$

$$R_{K2} = R_{K1} + F_K = 1942,1 + 1847,5 \approx 3789,6 \text{ Н};$$

$$M_{Z1} = R_{Z1} * a_1 = 121,77 * 0,124 = 15,1 \text{ Нм};$$

$$M_{Z2} = M_{Z1} + M_{FA} = 15,1 + 75,36 \approx 90,46 \text{ Нм};$$

$$M_{X1} = R_{X1} * a_1 = 2004,35 * 0,124 \approx 248,53 \text{ Нм};$$

$$M_{K1} = R_{K1} * a_1 = 1942,1 * 0,124 \approx 240,82 \text{ Нм};$$

$$M_{K2} = F_K * a_3 \approx 1847,5 * 0,156 \approx 288,21 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma 1} = \sqrt{M_{Z1}^2 + M_{X1}^2 + M_{K1}^2} = \sqrt{15,1^2 + 248,53^2 + 240,82^2} \approx 489,8 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma 1'} = \sqrt{M_{Z2}^2 + M_{X1}^2 + M_{K1}^2} = \sqrt{90,46^2 + 248,53^2 + 240,82^2} \approx 505,3 \text{ Нм};$$

$$M_{\Sigma 2} = M_{K2} = 288,21 \text{ Нм}.$$

Определяем диаметры участков тихоходного вала:

Диаметры участков вала под подшипник и колесо принимаем  $d_n = d_k = d = 28 \text{ мм}$

Выполняем проверочный расчет вала на сопротивление усталости  
Наиболее опасным является сечение 2 - посадочное место под подшипник.

Для изготовления вала выбираем сталь 40ХН ГОСТ 1050-88, термообработка-улучшение, предел прочности  $\sigma_B = 850 \text{ МПа}$ .

$$\sigma_{-1} = 0,45 \sigma_B = 382,5 \text{ МПа}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \sigma_{-1} = 221,85 \text{ МПа}$$

Момент сопротивления изгибу вала:

$$W_0 = 0,1 d^3 = 0,1 \cdot 28^3 = 2195,2 \text{ мм}^3$$

Момент сопротивления кручению вала:

$$W_p = 0,2 d^3 = 0,2 \cdot 28^3 = 4390,4 \text{ мм}^3$$

$$\sigma_a = M_{\Sigma 2} / W_0 = 288,21 \cdot 10^3 / 2195,2 = 31,29 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = 0,5 T / W_p = 0,5 \cdot 218,54 \cdot 10^3 / 4390,4 = 24,88 \text{ МПа};$$

$$\sigma_m = 0$$

$$\tau_m = \tau_a = 24,88 \text{ МПа}$$

Масштабный фактор качества поверхности  $K_d = 0,81$

$K_f = 1$  для шлифованной поверхности.

$$K_\sigma = 2,5$$

$$K_\tau = 2$$

$$\psi_\sigma = 0,02 + 2 \cdot 10^{-4} \sigma_B = 0,17$$

$$\psi_\tau = 0,5 \psi_\sigma = 0,085$$

						Лис
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		

$$s_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{\sigma_a K_{\sigma}}{K_d K_F} + \psi_{\sigma} \sigma_m} = \frac{382,5}{\frac{31,29 \cdot 2,5}{0,81 \cdot 1} + 0,17 \cdot 0} = 3,95$$

$$s_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{\tau_a K_{\tau}}{K_d K_F} + \psi_{\tau} \tau_m} = \frac{221,85}{\frac{24,88 \cdot 2}{0,81 \cdot 1} + 0,085 \cdot 24,88} = 3,49$$

$$s = \frac{s_{\sigma} s_{\tau}}{\sqrt{s_{\sigma}^2 + s_{\tau}^2}} = \frac{3,95 \cdot 3,49}{\sqrt{3,95^2 + 3,49^2}} = 2,61 > [s] = 2 \dots 2,5$$

## 8. Проверочный расчет шпоночных соединений

Выполняем проверочный расчёт шпоночного соединения на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}],$$

Где:  $T=218,54$  Нм - крутящий момент;

$d=28$  мм - диаметр вала;

$h=7$  мм - высота шпонки;

$b=8$  мм - ширина шпонки;

$t_1=4$

$l_{ст}=2,2d=62$

$l_{шп}=l_{ст} - 5=57$

$l_p=l_{шп}-b=57-8=49$  – рабочая длина шпонки;

$[\sigma_{см}]$  - допускаемые напряжения смятия для стали.  $[\sigma_{см}]=120\dots140$  МПа;

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot 218,54 \cdot 10^3}{28 \cdot (7 - 4) \cdot 49} = 106,2 \text{ МПа} \leq [\sigma_{см}]$$

(Условие выполнено!)

Выбираем шпонку 8x7x57 ГОСТ 23360-78

## 9. Подбор подшипников качения.

Предварительно назначаем роликовый радиально упорный подшипник ГОСТ 333-79

$d=28$  мм;  $D=100$  мм;  $C_r=84$ ;  $C_{0r}=61$ ;  $e=0,41$ ;  $Y=1,46$

Определяем результирующе радиальные нагрузки:

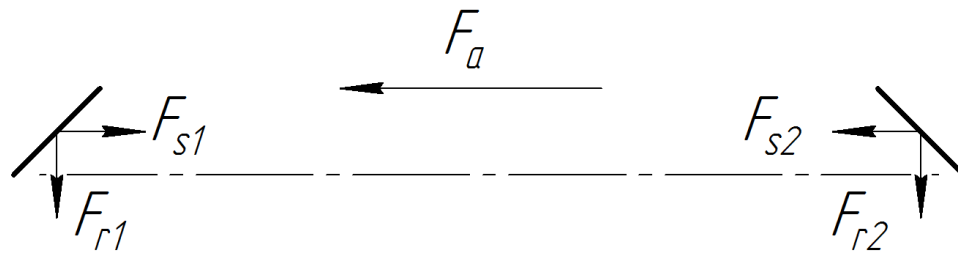
$$F_{r1} = \sqrt{R_{Z1}^2 + R_{X1}^2} + R_{K1} = \sqrt{121,77^2 + 2004,35^2} + 2568,96 \approx 4577,92 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = \sqrt{R_{Z2}^2 + R_{X2}^2} + R_{K2} = \sqrt{753,75^2 + 2004,35^2} + 3789,6 \approx 5940,39 \text{ Н};$$

						Лис
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		

$$F_{S1}=0,83eF_{r1}=0,83\cdot0,41\cdot4577,92 =1557,86 \text{ Н}$$

$$F_{S2}=0,83eF_{r2}=0,83\cdot0,41\cdot5940,39 =2021,21 \text{ Н}$$



Так как  $F_{S2}+F_a=2897 \text{ Н} > F_{S1}=1557,86$  фиксирующей является опора 1

$$F_{A1}=F_{S2}+F_a =2897 \text{ Н}$$

$$F_{A2}=F_{S2}=2021,21 \text{ Н}$$

$$F_{A1}/VF_{r1}=2897/4577,92 =0,63$$

$$F_{A2}/VF_{r2}=2021,21/5940,39 =0,34$$

Так как отношение  $F_{A1}/VF_{r1} > e$ , то  $X_1=0,4$   $Y_1=1,62$

Так как отношение  $F_{A2}/VF_{r2} < e$ , то  $X_2=1$   $Y_2=0$

$$P_{\text{эKB1}}=(VX_1F_{r1}+Y_1F_{a1})K_6K_T=(0,4\cdot4577,92+1,62\cdot2897)1,4\cdot1=9134,03 \text{ Вт}$$

$$P_{\text{эKB2}}=(VX_2F_{r2}+Y_2F_{a2})K_6K_T=(1\cdot5940,39+0\cdot2021,21)1,4\cdot1=9734,12 \text{ Вт}$$

Выбираем максимальную нагрузку  $P_{\text{эKB}}=P_{\text{эKB2}}=9734,12 \text{ Вт}$

$$L_h = \left( \frac{C_r}{P_{\text{эKB}}} \right)^3 \frac{10^6}{60n_{\text{ВЫХ}}} = \left( \frac{84000}{9734,12 \text{ Вт}} \right)^{3,33} \frac{10^6}{60 \cdot 75} = 40342 \text{ ч} > [L_h] = 10000 \text{ ч.}$$

## 10. Подбор муфты.

Рабочий момент муфты  $T_p=T_{\text{дв}}\cdot k=47,56\cdot1,2= 57,07 \text{ Нм}$ ;

Диаметр входного вала редуктора  $d_{\text{в}}=48 \text{ мм}$ ;

Поправочный коэффициент  $k=1,2$

По ГОСТ 20884-82 подбираем муфту упругую с торообразной оболочкой 250х48-1\*

$$[T_{\text{муфты}}]=250 \text{ Нм} \geq T_p=57,07 \text{ Нм}$$

						Лис
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		

## 11. Определение внешних сил от опрокидывающих моментов на наиболее нагруженный болт.

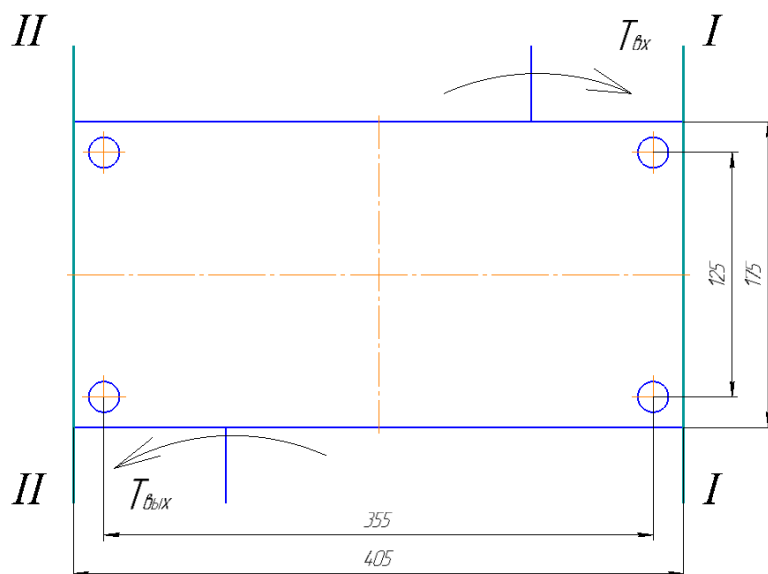


Рисунок 5. Примерная схема опоры редуктора.

Проверка болтов крепления редуктора К-200 к раме.

Вращающие моменты: на быстроходном валу  $T_{\text{вх}}=44,6$  Нм, на тихоходном валу  $T_{\text{вых}}=218,54$  Нм. По приложению для нашего редуктора выбираем:  $L_1=310$  мм;  $A=260$  мм;  $d=19$  мм; кол-во болтов-4.

Принимаем болт М18 с диаметром  $d_6=18$  мм.

$$\delta = (L_1 - A) / 2 = (310 - 260) / 2 = 25 \text{ мм}$$

где  $\delta$  - расстояние от ребра опрокидывания до центра ближайшего отверстия;

$$l = A + \delta = 310 + 25 = 335 \text{ мм},$$

где  $l$  – расстояние от наиболее нагруженных (дальних) болтов до ребра опрокидывания.

$$T_{\Sigma} = T_{\text{вых}} - T_{\text{вх}} = 218,54 - 44,6 = 173,94 \text{ Нм},$$

где,  $T_{\Sigma}$  – суммарный опрокидывающий момент входного и выходного валов.

$$F_{\text{вн}} = \frac{T_{\Sigma} \cdot 10^3}{2 \cdot l} = \frac{173,94 \cdot 10^3}{2 \cdot 335} = 259,61 \text{ Н}$$

Максимальная сила, действующая на болт

$$F_{\text{макс}} = 1,3K F_{\text{вн}}(1-\chi) + F_{\text{вн}}\chi = 1,3 \cdot 2 \cdot 259,61 (1-0,25) + 259,61 \cdot 0,25 = 571,142 \text{ Н}$$

Напряжения в болте равны

						Лис
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		

$$\sigma = \frac{F_{\text{макс}}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{571,142}{\frac{3,14 \cdot 16,933^2}{4}} = 2,5 \text{ МПа} \leq [\sigma] = 33,3 \dots 50 \text{ МПа}$$

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[s]} = \frac{200}{4 \dots 6} = 33,3 \dots 50 \text{ МПа}$$

$$\sigma_T = 200 \text{ МПа}$$

При неконтролируемой затяжке  $[s] = 4 \dots 6$ .

Условие выполняется.

В данной работе выбираем швеллер по диаметру отверстия болта крепления редуктора к раме. Рама ступенчатая. Для рамы будет использован швеллер №20 ГОСТ 11284-75

$$H = 20 \cdot 10 = 200 \text{ мм}$$

						Лис
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		

## Литература

1. Детали машин и основы конструирования. Ерохин М.Н., Казанцев С.П. и др. – М.: КолосС, 2011. 512 с.
2. Проектирование приводов. Методическое пособие. Чавтараева Т.С., Матвеев В.А., Мельников О.М. – М.: ФГБОУ ВПО МГАУ, 2009. 135 с.
3. Конспект лекций по курсу «Детали машин и основы конструирования»

						Лис
Изм.	Лис	№ доквм.	Подпис	Дат		