

Оглавление

I Энергетический, кинематический и силовой расчет	2
II Расчета червячной передачи.....	4
2 Выбор материала венца колеса.....	4
2.1. Выбор материала.	4
2.2 Определение допускаемых контактных напряжений.....	4
2.3 Проектный расчет по контактным напряжениям.....	5
2.4 Проверка контактной прочности.	7
2.5 Проверка изгибной прочности зуба колеса.	8
Рабочие напряжения изгиба зуба колеса	8
2.6 Проверка теплостойкости редуктора.	9
2.7 Систематизация параметров.....	9
III Расчета клиноременной передачи.....	11
3.1 Выбор профиля сечения ремня его геометрии и минимального значения диаметра малого шкива.....	11
3.2 Расчёт плоской геометрии.	11
3.3.Определить межосевого расстояния.....	12
3.4. Определить длину ремня по нейтральному слою	12
3.5. Определение числа ремней по тяговой способности с учетом долговечности.	13
3.6 Натяжение ветвей передачи, силы, действующие на валы и опоры передачи.	14
IV Эскизное проектирование	15
1 Диаметры валов. Расстояние между деталями передач.....	15
2 Расстояния между деталями передач	15
V Расчёт подшипников.....	16
5.1 Силы в зацеплении.....	16
5.2 Ведущий вал	16
5.3 Ведомый вал	18
5.4 Выбор посадок подшипников	21
VI Поверочный расчёт валов на прочность.....	22
1 Расчёт тихоходного вала.....	23
VII Определение размеров элементов корпуса редуктора.....	27
VIII Расчет соединений	28
IX. Выбор способов смазывания и смазочных материалов	29
X. Расчет муфт.....	30
Расчет на прочность муфты со змеевидной пружиной.	31
Список литературы:.....	32

I Энергетический, кинематический и силовой расчет

1. Определить мощность на барабане (звездочках) конвейера

$$P_3 = \frac{Q \cdot H}{360} \text{ кВт},$$

где Q – производительность конвейера т/час;

H – высота подъема груза, м.

$$P_3 = \frac{Q \cdot H}{360} = \frac{100 \cdot 20}{360} = 5.56 \text{ кВт}$$

2. Потребная мощность на валу электродвигателя.

$$P_0 = \frac{P_3}{\eta} \text{ кВт},$$

где η – КПД привода

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3 \dots \eta_n$$

КПД составных частей привода

Составные части привода	КПД
Для червячной передачи предварительно принять	0,7
Клиноременная	0,95...0,97
Одна пара подшипников качения	0,990...0,995
Компенсирующая муфта	0,98

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3^2 \eta_4 \eta_5,$$

где η_1 – КПД первой клиноременной привода;

η_2 – КПД червячной передачи редуктора;

η_3 – КПД пары подшипников качения червячного редуктора

η_4 – КПД компенсирующей муфты;

η_5 – КПД пары подшипников качения вала элеватора.

$$\eta = 0,95 \cdot 0,7 \cdot 0,99^2 \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 0.63$$

$$P_0 = \frac{5.56}{0,63} = 8.82 \text{ кВт}$$

3. Мощность на входном валу редуктора (на ведомом шкиве)

$$P^*_1 = P_0 \eta_1 = 8,82 \cdot 0,95 = 8,11 \text{ кВт}.$$

Мощность на червяке редуктора

$$P_1 = P^*_1 \eta_3 = 8,11 \cdot 0,99 = 8,03 \text{ кВт}.$$

Мощность на червячном колесе редуктора

$$P_2 = P_1 \eta_2 = 8,03 \cdot 0,7 = 5,62 \text{ кВт}.$$

Мощность на выходном валу редуктора

$$P^*_2 = P_2 \eta_3 = 5,62 \cdot 0,99 = 5,56 \text{ кВт}$$

4. По вычисленной мощности $P_0 = 8,82$ (при подборе допускается перегрузка двигателя до 8% при постоянной и до 12% при переменной нагрузке) из каталога выбираем двигатель 4A132S6УЗ с мощностью $P_{дв} = 11 \text{ кВт}$ с частотой вращения $n_{дв} = 1000(960) \text{ об/мин}$ соответствующей синхронной частоте задания.

5. Определить передаточное отношение привода

$$U_0 = \frac{n_{дв}}{n_3} = \frac{960}{38} = 25,$$

где n_3 – частота вращения вала конвейера, об/мин.

$$n_3 = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot V}{\pi D} = \frac{60 \cdot 10^3 \cdot 0,8}{3,14 \cdot 400} = 38 \text{ об/мин}$$

6. Распределить общее передаточное отношение привода U_0 на две ступени: первая ступень ременная U_1 и червячный редуктор U_2 , чтобы соблюдалось условие $U_0 = U_1 U_2$, причем, передаточное отношение первой ступени ременной не должно быть более 2...3. Тогда

$$U_1 = \frac{U_0}{U_2} = \frac{25}{12,5} = 2.$$

Это будет передаточное число передачи первой ступени (цепная или ременная), оно не согласуется со стандартом и округляется до второй цифры после запятой.

7. Частота вращения входного вала редуктора (червяка)

$$n_2 = \frac{n_1}{U_1} = \frac{960}{2} = 480 \text{ об/мин}$$

где

$$n_1 = n_{\text{дв}} = 960 \text{ об/мин}$$

8. Крутящий момент на валу двигателя (он же на ведущей звездочке или шкиве)

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{8,82}{960} = 87,7 \text{ Нм.}$$

9. Крутящий момент на червяке

$$T_2 = T_1 U_1 \eta_1 \eta_3 = 87,7 \cdot 2 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 165 \text{ Нм}$$

10. Крутящий момент на червячном колесе

$$T_3 = T_2 U_2 \eta_2 = 165 \cdot 12,5 \cdot 0,7 = 1443,4 \text{ Нм}$$

11. Крутящий момент на компенсирующей муфте

$$T^*_3 = T_3 \eta_3 = 144,3 \cdot 0,99 = 1429 \text{ Нм}$$

По результатам кинематического и энергетического расчета составить таблицу параметров движения

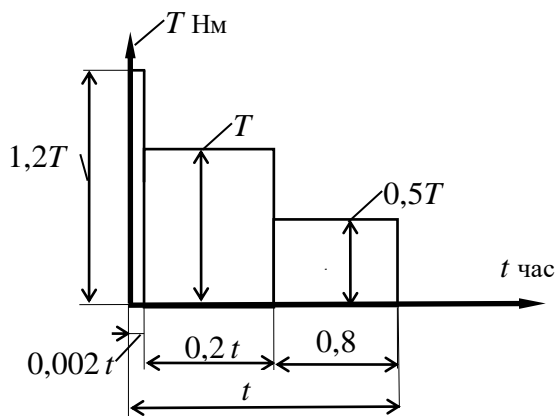
Параметры движения

№ вала	Мощность, кВт	Частота вращения, об/мин	Крутящий момент, Нм
1-й вал - вал электродвигателя	8,82	960	87,7
2-й вал	8,03	480	165
3-й вал	5,56	38	1429

II Расчета червячной передачи

Исходные данные:

- крутящий момент на выходном валу $T_3 = 1429 \text{ Нм}$
- частота вращения выходного вала $n_3 = 38 \text{ об/мин}$
- срок службы передачи..... $t_r = 3 \text{ лет}$;
- коэффициент годового использования.... $K_r = 0,5$
- коэффициент суточного использования... $K_c = 0,4$
- гистограмма нагружения:



2 Выбор материала венца колеса

2.1. Выбор материала.

Предварительно определяем скорость скольжения

$$V_s = \frac{4 \cdot n_2}{10^4} \cdot \sqrt[3]{T_3} = \frac{4 \cdot 480}{10^4} \sqrt[3]{1429} = 2.16 \text{ м/с}$$

В зависимости от скорости скольжения, материала и твердости червяка (табл.2.1).

Таблица 2.1

Червячное колесо			Червяк	
Материал	Предел прочности σ_B , Мпа	Предел текучести σ_T , Мпа	Марка стали	Твердость
Бронза БрО10Ф1	220...260	120...150	40; 50; 20Х; 40Х; 40ХН	<i>HRC 45...62</i>
Бронза Бр ОНФ	290	170	20ХН3А; 12ХН3А; 18ХГТ	
Бронза БрА9Ж4	400...500	200	40ХН; 30ХГН; 20ХГР	<i>HRC 45...50</i>
Бронза БрА10Ж4Н4	600	200	20ХН3А; 38ХГН	
Чугун 18-36	360	–	45; 50	<i>HB<350</i>
Чугун 28-48	480	–	Ст6	

Нижний предел σ_B и σ_T соответствует отливке в землю, верхний предел - для отливки в кокиль или центробежным способом.

При $V_s < 4 \text{ м/с}$ выбираем бронзу БрА9Ж4

2.2 Определение допускаемых контактных напряжений.

Безоловянистая бронза как заменитель оловянистой бронзы имеет выше механическую прочность, но, обладая более низкими антифрикционными качествами, более склонна к заеданию. Поэтому расчет ведут по отсутствию заедания.

Чтобы исключить вероятность заедания, допускаемые контактные напряжения определяются по скорости скольжения

$$[\sigma]_H = D_1 - D_2 \cdot V_s = 300 - 25 \cdot 2,16 = 246 \text{ Мпа.}$$

Коэффициенты D_1 и D_2 зависят от материала венца колеса и состоянии червяка и выбирается из таблицы 2.2.

Таблица 2.2

Материал колеса	Состояние червяка	Коэффициенты	
		D_1	D_2
Безоловянистая бронза	Цементированный шлифованный и полированный	300	25
	Закаленный ТВЧ шлифованный и полированный	275	
Чугун	Закаленный ТВЧ	200	35
	Улучшенный	175	

2.3 Проектный расчет по контактным напряжениям

$$a_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{K \cdot T_3}{[\sigma]_H^2}} \text{ мм.}$$

Формула справедлива при коэффициенте делительного диаметра червяка $q = 0,25 \cdot Z_2$, при коэффициенте смещения инструмента $X = 0$. Коэффициент нагрузки в предварительных расчетах можно принять из диапазона $K = 1 \dots 1,3$.

Межевое расстояние согласовать со стандартом (табл.2.3).

Таблица 2.3

Ряды	Межосевое расстояние
1 ряд	40; 50; 63; 80; 100; 125; 160; 200; 250; 315; 400; 500
2 ряд	140; 180; 225; 280; 355; 450

$$a_w = 610 \cdot \sqrt[3]{\frac{1,25 \cdot 1429}{246^2}} = 188,5 \text{ мм}$$

Полученное межосевое расстояние согласовываем со стандартным принимаем ближайшее значение 200мм.

1. Число витков (заходов) червяка $Z_1 = 4$ выбирается в зависимости от передаточного числа (табл. 2.4)

Таблица 2.4

Диапазон передаточного числа	8...14	14...31,5	31,5...80
Число витков (заходов) червяка	4	2	1

Число зубьев колеса из условия отсутствия подрезания должно быть не менее 28

$$Z_2 = Z_1 \cdot U = 4 \cdot 12,5 = 50 > 28$$

2. Предварительное определение коэффициента делительного диаметра червяка и осевого модуля

$$q = 0,25 \cdot Z_2 = 0,25 \cdot 50 = 12,5$$

$$m = \frac{2 \cdot a_w}{Z_2 + q} = \frac{2 \cdot 200}{50 + 12,5} = 6,4$$

Принимаем $m = 6,3$

Для того, чтобы иметь минимальный набор инструмента для нарезания зубьев колеса, стандартом регламентируются не только m и q , но и их сочетание (табл.2.5).

Таблица 2.5

m , мм	q	m , мм	q
2	8; 10; (12); 12,5; 16; 20	(7)	(12)
2,5	8; 10; (12); 12,5; 16; 20	8	8; 10; 12,5; 16; 20
(3)	(10); (12)	10	8; 10; 12,5; 16; 20
3,15	8; 10; 12,5; 16; 20	(12)	(10 ^{**})
(3,5)	(10); (12 [*]); (14 [*])	12,5	8; 10; 12,5; 16; 20
4	8; (9); 10; (12 [*]); 12,5; 16; 20	(14)	(8 ^{***})
5	8; 10; 12,5; 16; 20	16	8; 10; 12,5; 16
(6)	(9); (10)	20	8; 10
6,3	8; 10; 12,5; 14; 16; 20		

Значения в скобках допускаются, но не рекомендуются.
 (*) применяются при $Z_1=1$.
 (**) применяется при $Z_1=1; 2$.
 (***) применяется при $Z_1=2$.

3. Коэффициент смещения инструмента

$$X = \frac{a_w}{m} - 0,5 \cdot (Z_2 + q) = \frac{200}{6,3} - 0,5 \cdot (50 + 12,5) = 0,496 \approx 0,5$$

Условие соблюдается

$$-1 \leq X \leq +1.$$

4 Коэффициент начального диаметра червяка

$$q_w = q + 2 \cdot X = 12,5 + 2 \cdot 0,5 = 13,5 \text{ мм}$$

5 Угол подъема винтовой линии на начальном диаметре

$$\operatorname{tg} \gamma_w = \frac{Z_1}{q_w} = \frac{4}{13,5} = 0,296296$$

$$\gamma_w = 16,50^\circ$$

6. Делительные диаметры червяка и колеса

$$d_1 = m \cdot q = 6,3 \cdot 12,5 = 78,75 \text{ мм}$$

$$d_2 = m \cdot Z_2 = 6,3 \cdot 50 = 315 \text{ мм}$$

7. Начальные диаметры червяка и колеса

$$d_{w1} = m \cdot (q + 2 \cdot X) = 6,3 \cdot (12,5 + 2 \cdot 0,5) = 85,05 \text{ мм}$$

$$d_{w2} = d_2 = 315 \text{ мм}$$

8. Диаметр впадин червяка

$$d_{f1} = d_1 - 2,5 \cdot m = 78,75 - 2,5 \cdot 6,3 = 63 \text{ мм}$$

9. Диаметр выступов колеса

$$d_{a2} = d_2 + (2 + 2 \cdot X) \cdot m = 315 + (2 + 2 \cdot 0,5) \cdot 6,3 = 333,9 \text{ мм}$$

10. Максимальный диаметр колеса

$$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6 \cdot m}{Z_1 + 2} = 333,9 + \frac{6 \cdot 6,3}{4 + 2} = 340,2 \text{ мм}$$

Выбираем форму профиля червяка "ZK".

11. Уточненная скорость скольжения

$$V_s = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 10^3 \cdot \cos \gamma_w} = \frac{3.14 \cdot 85.05 \cdot 480}{60 \cdot 10^3 \cdot \cos 16.50} = 2.23 \text{ м/с}$$

12. Уточнение допускаемых напряжений.

$$[\sigma]_H = D_1 - D_2 \cdot V_s = 300 - 25 \cdot 2,23 = 244,25 \text{ МПа.}$$

13. Уточнение КПД редуктора

$$\eta = 0,9 \frac{\operatorname{tg} \gamma_w}{\operatorname{tg}(\gamma_w + \varphi)} = 0,9 \frac{\operatorname{tg} 16,5}{\operatorname{tg}(16,5 + 2,17)} = 0,79$$

Сомножитель 0,9 учитывает потери в уплотнениях и на барботаж (размешивание и разбрызгивание масла).

Угол трения $\varphi = 2^{\circ}10'$ выбираем по коэффициенту трения f из таблицы 2.6 в зависимости от скорости скольжения V_s . Значения угла трения в таблице 2.6 даны с учетом потерь в подшипниках качения

Таблица 2.6

V_s м/с	Коэффициент трения в зацеплении f	Угол трения в зацеплении φ	V_s м/с	Коэффициент трения в зацеплении f	Угол трения в зацеплении φ
0,01	0,10...0,12	$5^{\circ}40' \dots 6^{\circ}50'$	2,5	0,03...0,04	$1^{\circ}40' \dots 2^{\circ}20'$
0,1	0,08...0,09	$4^{\circ}30' \dots 5^{\circ}10'$	3	0,028...0,035	$1^{\circ}30' \dots 2^{\circ}00'$
0,25	0,065...0,075	$3^{\circ}40' \dots 4^{\circ}20'$	4	0,023...0,030	$1^{\circ}20' \dots 1^{\circ}40'$
0,5	0,055...0,065	$3^{\circ}10' \dots 3^{\circ}40'$	7	0,018...0,026	$1^{\circ}00' \dots 1^{\circ}30'$
1	0,045...0,055	$2^{\circ}30' \dots 3^{\circ}10'$	10	0,016...0,024	$0^{\circ}55' \dots 1^{\circ}20'$
1,5	0,04...0,05	$2^{\circ}20' \dots 2^{\circ}50'$	15	0,014...0,022	$0^{\circ}50' \dots 1^{\circ}10'$
2	0,035...0,045	$2^{\circ}00' \dots 2^{\circ}30'$			

Значения f и φ даны с учетом потерь в подшипниках качения.

14. Моменты на валах и силы, действующие в зацеплении.

Окружные силы на червяке и на колесе

$$F_{t1} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_{w1}} = \frac{2 \cdot 165 \cdot 10^3}{85.05} = 3880 \text{ Н}$$

$$F_{t2} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_{w2}} = \frac{2 \cdot 1429 \cdot 10^3}{315} = 9073 \text{ Н}$$

Осевые силы на червяке и на колесе

$$F_{a1} = F_{t2} = 9073 \text{ Н}$$

$$F_{a2} = F_{t1} = 3880 \text{ Н}$$

Радиальные силы при угле зацепления $\alpha = 20^{\circ}$

$$F_{R1} = F_{R2} = F_{t2} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 9073 \cdot 0,36397 = 3302,3$$

2.4 Проверка контактной прочности.

1. Условие контактной прочности

$$\sigma_H = \frac{15000}{d_2} \cdot \sqrt{\frac{K \cdot T_2}{d_{w1}}} \leq [\sigma]_H = \frac{15000}{315} \sqrt{\frac{1,25 \cdot 1429}{85,05}} = 218,2 \text{ МПа}$$

Отклонения от допускаемых напряжений

$$\Delta \sigma_H = \frac{[\sigma]_H - \sigma_H}{[\sigma]_H} \cdot 100\% = \frac{244,25 - 218,2}{218,2} = 11,9\%$$

Недогрузка допускается до 15%, перегрузка допускается до 5%.

2. Проверка жесткости червяка. Прогиб тела червяка в среднем сечении

$$y = \frac{\sqrt{F_{t1}^2 + F_{R1}^2} \cdot L^3}{48 \cdot E \cdot I} = [y] \text{ мм.}$$

$$y = \frac{\sqrt{3880^2 + 3302.3^2} \cdot 306,18^3}{48 \cdot 2 \cdot 10^5 \cdot 838860,8} = 0,01816 \text{ мм}$$

Оптимальное значение прогиба червяка должно укладываться в пределы
 $[y] = (0,005 \dots 0,008) \cdot m = 0,0315 \dots 0,0504$
 допускается некоторое превышение допускаемых значений в пределе запаса жесткости по прогибу

$$S_y = \frac{[y]}{y} = \frac{0,0315 \dots 0,0504}{0,01816} = 1,73 \dots 2,77$$

что в пределах допустимого - 1...3

L - расстояние между опорами червяка, которое до получения точного значения по чертежу, можно принять

$$L = 0,9 \cdot d_{aM2} = 0,9 \cdot 340,2 = 306,18 \text{ мм}$$

E - модуль упругости, равный $2 \cdot 10^5$ МПа.

I - осевой момент инерции сечения тела червяка по диаметру впадин

$$I = 0,05 \cdot d_{f1}^4 = 0,05 \cdot 63^4 = 838860,8 \text{ мм}^4$$

2.5 Проверка изгибной прочности зуба колеса.

1. Допускаемые циклические напряжения изгиба

$$[\sigma]_F = (0,25 \cdot \sigma_T + 0,08 \cdot \sigma_B) \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{N_{FE}}} = (0,25 \cdot 200 + 0,08 \cdot 450) \cdot \sqrt[9]{\frac{10^6}{10^6}} = 36,25 \text{ МПа}$$

Эквивалентное число циклов нагружения:

$$N_{FE} = 60 \cdot n_3 \cdot t \cdot e_F = 60 \cdot 38 \cdot 5256 \cdot 0,202 = 2420703,3$$

$$t = t_T (\text{лет}) \cdot 365 (\text{дней}) \cdot 24 (\text{часа}) \cdot K_T \cdot K_c = 3 \cdot 365 \cdot 24 \cdot 0,5 \cdot 0,4 = 5256 \text{ час.}$$

e_F - коэффициент эквивалентности

$$e_F = \sum \left\{ \left(\frac{T_i}{T_{max}} \right)^m \cdot \left(\frac{t_i}{t} \right) \right\}$$

для закалённых сталей

$$m = 9.$$

В соответствии с гистограммой нагружения, как и при расчёте на контактную прочность,

$$e_F = [\tau_1 + (\Theta_2)^m \cdot \tau_2 + (\Theta_3)^m \cdot \tau_3 + \dots + (\Theta_i)^m \cdot \tau_i]$$

$$e_F = 0,2 + 0,5^9 \cdot 0,8 = 0,202$$

Рабочие напряжения изгиба зуба колеса

$$\sigma_F = \frac{K \cdot F_{t2} \cos \gamma_w \cdot Y_F}{1,3 \cdot m^2 \cdot q_w} \leq [\sigma]_F.$$

$$\sigma_F = \frac{1,25 \cdot 9073 \cdot \cos 16,51 \cdot 1,46}{1,3 \cdot 6,3^2 \cdot 12,5} = 24,6 \text{ МПа} \leq 36,25 \text{ МПа}$$

2. Коэффициент формы зуба Y_F выбирается из таблицы 2.7 по эквивалентному числу зубьев

$$Z_V = \frac{Z_2}{\cos^3 \gamma_w}$$

$$Z_{V2} = \frac{50}{\cos^3 16.5} = 57 \quad Y_F = 1,46$$

Таблица 2.7

Z_V	Y_F	Z_V	Y_F	Z_V	Y_F	Z_V	Y_F
20	1,98	30	1,76	40	1,55	80	1,34
24	1,88	32	1,71	45	1,48	100	1,30
26	1,85	35	1,64	59	1,45	150	1,27
28	1,80	37	1,61	60	1,40	300	1,24

2.6 Проверка теплостойкости редуктора.

Температура масла в картере редуктора

$$t_M = t_0 + \frac{10^3 \cdot (1-\eta) \cdot P_1}{K_T \cdot A \cdot (1+\psi)} \leq [t]$$

t_0 - температура окружающей среды. Для цеховых помещений $t = 20^0\text{C}$.

K_T - коэффициент теплоотдачи, равный 12...18 Вт/(м²·°C). В типовых конструкциях принимают 16.

A - поверхность теплоотдачи корпуса редуктора, м². При ориентировочных расчетах принимают

$$A = 20 \cdot a_w^{1,7} = 20 \cdot 0,2^{1,7} = 1,29 \text{ м}^2$$

Межосевое расстояние подставляется в м.

ψ - коэффициент отвода тепла через раму или плиту, примем $\psi = 0,2$.

$[t]$ - допускаемая температура нагрева масла без потери его первоначальных свойств, принимается $[t] = 90^0\text{C}$

$$t_M = 20 + \frac{10^3 \cdot (1-0,79) \cdot 8,03}{16 \cdot 1,29 \cdot (1+0,2)} = 88,1^0\text{C} > [t] = 90^0\text{C}$$

2.7 Систематизация параметров

Составим таблицы параметров передачи, червяка и колеса, занесем в них вычисленные и вычислим недостающие. Параметры, вычисляемые в пункте 7 обозначены звездочкой.

Таблица 2.8

Число витков Z_1	Коэффициенты	Коэффициент сдвига инструмента X				
		-1	-0,5	0	+0,5	+1
4	C_1	10,5	9,5	12,5	12,5	13
	C_2	1,00	0,09	0,09	0,1	0,1

Таблица А

№	Наименование параметра передачи	Обозначение	Значение
1	Межосевое расстояние	a_w	200
2	Передаточное число	U	12,5
3	Модуль зацепления	m	6,3
4	Коэффициент сдвига инструмента	X	0,5
5	Коэффициент полезного действия редуктора	η	0,79
6	Скорость скольжения м/с	V_s	2,23

Таблица В

№	Наименование параметра червяка	Обозначение	Значение
1	Число витков	Z_1	4
2	Коэффициент делительного диаметра	q	12,5
3	Коэффициент начального диаметра	q_w	13,5
4	Делительный угол подъема винтовой линии	γ	
5	Начальный угол подъема винтовой линии	γ_w	16,5
6	Делительный диаметр	d_1	78,75
7	Начальный диаметр	d_{w1}	85,05
8*	Диаметр выступов	d_{a1}	91,35
9	Диаметр впадин	d_{f1}	63
10*	Длина нарезанной части	b_1	135
11	Тип (профиль) червяка		ZK

Формулы для подсчета параметров, обозначенных звездочкой,

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 78,75 + 2 \cdot 6,3 = 91,35$$

$$b_1 \geq (C_1 + C_2 \cdot Z_2) \cdot m = (12,5 + 0,1 \cdot 50) \cdot 6,3 = 110,25$$

Коэффициенты C_1 и C_2 выбираются из таблицы 2.8.

Для фрезерованных и шлифованных червяков длина нарезанной части червяка b_1 увеличивается на:

$$\begin{aligned} & 25 \text{ мм при } m < 10; \\ & 35 \dots 40 \text{ мм при } m = 10 \dots 16; \\ & 50 \text{ мм при } m > 16. \end{aligned}$$

Таблица С

№	Наименование параметра колеса	Обозначение	Значение
1	Число зубьев	Z_2	50
2	Делительный (начальный) диаметр	d_2	315
3	Диаметр выступов	d_{a2}	333,9
4*	Диаметр впадин	d_{f2}	306,18
5	Наибольший диаметр	d_{aM2}	340
6*	Ширина колеса	b_2	62
7*	Условный угол обхвата колеса	2δ	87,87

$$d_{f2} = d_2 - (2,4 - 2 \cdot X) \cdot m = 315 - (2,4 - 2 \cdot 0,5) \cdot 6,3 = 306,18$$

для червяков ZA; ZN; ZK.

$$\text{при } Z_1=4 \quad b_2 \leq 0,67 \cdot d_{a1} = 0,67 \cdot 91,35 = 61,2 \text{ мм}$$

$$2\delta = 2 \cdot \arcsin \frac{b_2}{d_{a1} - 0,5 \cdot m} = 2 \cdot \arcsin \left(\frac{61,2}{91,35 - 0,5 \cdot 6,3} \right) = 87,87^\circ$$

III Расчета клиноременной передачи

Исходные данные для расчета:

- мощность на входе $P_1 = 8,82\text{кВт}$

на выходе $P_2 = 8,03\text{кВт}$

- частота вращения входного $n_1 = 960$ об/мин

выходного $n_2 = 480$ об/мин;

- передаточное число $U = 2$.

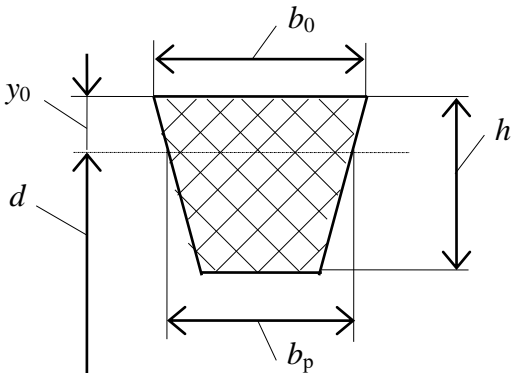
-крутящий момент на валу ведущего шкива. $T_1 = 87,7\text{Нм}$

3.1 Выбор профиля сечения ремня его геометрии и минимального значения диаметра малого шкива.

1. По таблице 3.1 по крутящему моменту на валу ведущего шкива выбрать 2...3 профиля, для которых параллельно провести расчеты.

Таблица 3.1

Обозначение профиля	b_p , мм	b_0 , мм	h , мм	y_0 , мм	A , мм ²	d_{\min} , мм	T_1 , Нм
О	8,5	10	6	2,1	47	63	<25
А	11	13	8	2,8	81	90	11...70
Б	14	17	10,5	4,0	138	125	40...190
В	19	22	13,5	4,8	230	200	110...550
Г	27	32	19	6,9	476	315	450...2000
Д	32	38	23,5	8,3	692	500	1100...4500
Е	42	50	30	11	1170	800	>2200
УО	8,5	10	8	2	56	63	<150
УА	11	13	10	2,8	93	90	90...400
УБ	14	17	13	3,5	159	140	300...2000
УВ	19	22	18	4,8	278	224	>1500



A - площадь поперечного сечения ремня.
 d_{\min} - минимально допустимый диаметр малого шкива.
 Ремни О...Е – нормальных сечений.
 Ремни УО...УВ - узких сечений.

2. В первом приближении принять диаметр малого шкива d_1 равным минимальному значению из таблицы 3.1.

$$d_1 = 150\text{мм}$$

Так по условию задания отношение диаметров ведомого шкива к диаметру червячного колеса должно быть $0,8...1,2$

3. Проверить диаметр по скорости ремня

$$V = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 125 \cdot 960}{60 \cdot 10^3} = 6,28\text{ м/с} \leq 25\text{ м/с}$$

3.2 Расчёт плоской геометрии.

1. Определение диаметра второго шкива:

$$d_2 = d_1 \cdot U \cdot (1 - \xi) = 150 \cdot 2 \cdot (1 - 0.02) = 294$$

где ξ - коэффициент упругого скольжения под полной нагрузкой.

Для клиноременной передачи $\xi = 0,02$.

Диаметр округлить по ряду предпочтительных чисел R40 $d_2 = 300$ мм

2. Уточнить передаточное число

$$U = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \xi)} = \frac{300}{150(1 - 0.02)} = 2.04$$

и вычислить отклонение передаточного числа от номинала

$$\Delta U = \frac{U' - U}{U'} \cdot 100 \leq 5\%$$

$$\Delta U = \frac{2.04 - 2}{2} \cdot 100\% = 2\%$$

где U' - передаточное число по техническому заданию.

3.3. Определить межосевое расстояние.

Минимально допустимое межосевое расстояние

$$a_{min} = 0,55 \cdot (d_1 + d_2) + h = 0,55 \cdot (300 + 150) + 10,5 = 258$$

При меньшем значении шкивы будут задевать друг друга.

Оптимальное значение межосевого расстояния определяется в зависимости от U (табл.3.2)

Таблица 3.2

U	1	2	3	4	5	6 и более
$Ka = a_{opt} / d_2$	1,5	1,2	1	0,95	0,9	0,85

$$a = \left(\frac{a_{opt}}{d_2} \right) \cdot d_2 = 1.2 \cdot 300 = 360 \text{ мм}$$

3.4. Определить длину ремня по нейтральному слою

(на рисунке профиля - по уровню штрих-пунктирной линии)

$$L = 2a + \pi d_{cp} + \frac{\Delta^2}{a} = 360 + 2 \cdot 225 + \frac{100^2}{360} = 837.8$$

где

$$d_{cp} = \frac{d_1 + d_2}{2}; \quad \Delta = \frac{d_2 - d_1}{2}$$

$$d_{cp} = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{300 + 150}{2} = 225 \text{ мм}$$

$$\Delta = \frac{d_2 - d_1}{2} = \frac{300 - 150}{2} = 100 \text{ мм}$$

Длину ремня принимаем:

Таблица 3.3

Расчетная длина ремня	О,УО	А,УА	Б,УБ	В,УВ	Г	Д	Е
400;(425);450;(475);500;(530)							
560;(600);630;(670);710;(750)							
800;(850);900;(950);1000;(1060);1120;(1180)							
1250;(1320);1400;(1500);1600;(1700)							
1800;(1900);2000;(2120);2240;(2360);2500							
(2650);2800;(3000)							
3150;(3350);3550;(3750);4000							
(4250)							
4500;(4750);5000;(5300);5600;(6000)							
6300							
(6700);7100;(7500);8000;(8500);9000;(9500)							
10000;(10600)							
11200;(11800);12500;(13200);14000;(15000)							
16000;(17000);18000							
Ремни, длины которых указаны в скобках, не являются предпочтительными							

Из стандарта выбираем ближайшую большую длину – 900мм

По стандартной длине вычислить межосевое расстояние

$$a = \frac{2 \cdot L - \pi \cdot d_{cp}}{8} + \frac{1}{8} \sqrt{(2L - \pi \cdot d_{cp})^2 - 8 \cdot \Delta^2} =$$

$$= \frac{2 \cdot 900 - 3.14 \cdot 225}{8} + \frac{1}{8} \sqrt{(2 \cdot 900 - 3.14 \cdot 225)^2 - 8 \cdot 100^2} = 268.7 \text{ мм}$$

Для возможности надевания ремня на шкивы следует предусмотреть уменьшение межосевого расстояния на величину $0,015L$, то есть уменьшенное значение

$$a_1 = a - 0,015L = 268,7 - 0,015 \cdot 900 = 255,2$$

Полученное значение следует сравнить с минимальным межосевым расстоянием, должно быть

$$a_1 > a_{min} = 258 \text{ мм}$$

Для компенсации вытяжки ремней необходимо предусмотреть возможность увеличения межосевого расстояния на $0,03L$, то есть

$$a_2 = a + 0,03L = 268,7 + 0,03 \cdot 900 = 295,7$$

При проектировании привода следует предусмотреть возможность перемещения натяжного устройства на величину

$$\Delta a = a_2 - a_1 = 295,7 - 258 = 37,7 \text{ мм}.$$

Проверка угла обхвата на малом шкиве

$$\alpha_1 = 180 - \frac{2\Delta}{a} \cdot 57,3 \geq 120^\circ.$$

$$\alpha_1 = 180 - \frac{2\Delta}{a} \cdot 57,3 = 180 - \frac{2 \cdot 100}{268,7} \cdot 57,3 = 137,2^\circ \geq 120^\circ$$

3.5. Определение числа ремней по тяговой способности с учетом долговечности.

1. Допускаемые приведённые полезные напряжения для передачи с ремнями нормальных сечений:

$$\sigma_{Ft} = \frac{5.55}{v^{0.09}} - \frac{6 \cdot b_p^{1.57}}{d_e} - 10^{-3} \cdot V^2 = \frac{5.55}{6.98^{0.09}} - \frac{6 \cdot 14^{1.57}}{157.5} - 10^{-3} \cdot 6.28^2 = 1.86$$

где v - число пробегов ремня в секунду

$$v = \frac{V(\text{м/с})}{L(\text{м})} = \frac{6.28}{0.9} = 6.98$$

d_e - эквивалентный диаметр малого шкива

$$d_e = d_1 \cdot K_u = 150 \cdot 1.05 = 157.5 \text{ мм}$$

$$K_u = 1,14 - 0,14 \frac{1}{e^{2,43(u-1)}} = 1,14 - \frac{1}{e^{2,43(2-1)}} = 1,05$$

2. Допускаемые полезные напряжения

$$[\sigma_{Ft}] = \sigma_{Ft} \cdot C_a \cdot C_p = 1.86 \cdot 1 \cdot 0.88 = 1.64$$

Коэффициент угла обхвата на малом шкиве

Коэффициент режима C_p : при односменной работе $C_p=1$

$$C_a = 1,24 \cdot (1 - e^t) = 1,24 \cdot (1 - e^{-1,25}) = 0,88$$

$$t = - \frac{\alpha^0}{110} = - \frac{137,2}{110} = -1,25$$

3. Окружное усилие

$$F_t = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T_1}{d_1} = \frac{2000 \cdot 87,7}{150} = 1169 \text{ Н}$$

4. Число ремней

$$Z = \frac{F_t}{[\sigma_{Ft}] \cdot A \cdot C_z} = \frac{1169}{1,64 \cdot 10^6 \cdot 138 \cdot 10^{-6} \cdot 0,95} = 5,4 \text{ принимаем } 5$$

где A - площадь поперечного сечения одного ремня;

C_z - коэффициент неравномерности загрузки ремней. Предварительно его можно принять 0,95, окончательно он выбирается после определения числа ремней (табл.3.4) с последующим уточнением Z .

Таблица 3.4

Z	2...3	4...6	>6
C_z	0,95	0,9	0,85

$$Z = \frac{F_t}{[\sigma_{Ft}] \cdot A \cdot C_z} = \frac{1169}{1,64 \cdot 10^6 \cdot 138 \cdot 10^{-6} \cdot 0,9} = 5,7 \text{ окончательно принимаем бшт.}$$

3.6 Натяжение ветвей передачи, силы, действующие на валы и опоры передачи.

1. Предварительное натяжение

$$F_0 = \sigma_0 \cdot A \cdot Z = 1,25 \cdot 138 \cdot 6 = 1035 \text{ Н}$$

Напряжение предварительного натяжения для клиноременной передачи с нормальным ремнем принимается в пределах $\sigma_0 = 1,2 \dots 1,5$ Мпа, с узким ремнем – $3 \dots 3,5$ Мпа.

2. Натяжение ведущей ветви

$$F_1 = F_0 + \frac{F_t}{2} = 1035 + \frac{1169}{2} = 1619,5 \text{ Н}$$

3. Натяжение ведомой ветви

$$F_2 = F_0 - \frac{F_t}{2} = 1035 - \frac{1169}{2} = 450,5 \text{ Н}$$

4. Сила, действующая на валы и опоры передачи

$$F = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \gamma} = \sqrt{1619,5^2 + 450,5^2 + 2 \cdot 1619,5 \cdot 450,5 \cdot \cos 40,83} = 1982,4 \text{ Н}$$

$$\text{где } \gamma = 2 \arctg \frac{\Delta}{a} = 2 \cdot \arctg \frac{100}{268,7} = 40,83$$

IV Эскизное проектирование

1 Диаметры валов. Расстояние между деталями передач.

1) Быстроходный вал.

$$d \geq (7 \dots 8) \sqrt[3]{T_B} = 8 \cdot \sqrt[3]{165} = 43,87 \text{ мм}, \text{ принимаем } d = 45 \text{ мм}$$

$$d_{\text{п}} \geq d + 2t_{\text{кон}} = 45 + 2 \cdot 2,8 = 50,6 \text{ мм}, \text{ принимаем } d_{\text{п}} = 50 \text{ мм}$$

$$d_{\text{БП}} \geq d_{\text{п}} + 3r = 50 + 3 \cdot 3 = 59 \text{ мм}, \text{ принимаем } d_{\text{БП}} = 60$$

$d_{\text{к}}$ принимаем равным диаметру вершин шестерни быстроходной передачи, $d_{\text{к}} = 91,35 \text{ мм}$.

2) Тихоходный вал.

$$d \geq (5-6) \sqrt[3]{T_T} = 6 \cdot \sqrt[3]{1429} = 67,6 \text{ мм}, \text{ принимаем } d = 68 \text{ мм}.$$

$$d_{\text{п}} \geq d + 2t_{\text{кон}} = 68 + 2 \cdot 2,8 = 73,6 \text{ мм}, \text{ принимаем } 75 \text{ мм}$$

$$d_{\text{БП}} \geq d_{\text{п}} + 3r = 75 + 3 \cdot 3 = 84 \text{ мм}, \text{ принимаем } d_{\text{БП}} = 85 \text{ мм}.$$

2 Расстояния между деталями передач

Чтобы поверхности вращающихся колёс не задевали за внутренние поверхности стенок корпуса,

между ними оставляют зазор $a \approx \sqrt[3]{L} + 3$, где L-расстояние между внешними поверхностями деталей передач, мм.

Согласно приведённой в техническом задании схеме находим приближённо

$$L = d_1 + d_2 = 321,25 + 78,75 = 400 \text{ мм}$$

Тогда $a \approx \sqrt[3]{400} + 3 = 10,37 \text{ мм}$ Округляем полученное значение до $a = 10 \text{ мм}$

Расстояние между дном корпуса и поверхностью колёс

$$b_0 \geq 3 \cdot a = 3 \cdot 10 = 30 \text{ мм}$$

V Расчёт подшипников

5.1 Силы в зацеплении

Окружная сила на червячном колесе, равная осевой силе на червяке

$$F_{t2} = F_{a1} = 3880H$$

Окружная сила на червяке равная осевой силе на колесе

$$F_{t1} = F_{a2} = 9073H$$

Радиальные силы на колесе и червяке

$$F_{r2} = F_{r1} = 3302,3H$$

При отсутствии специальных требований червяк должен иметь правое направление витков.

5.2 Ведущий вал

Для радиально-упорных подшипников точка приложения реакции смещается от средней плоскости, и ее положение определяется расстоянием a , измеренным от широкого торца наружного кольца

$$a = 0.5 \left(T + \frac{d+D}{3} e \right) = 0.5 \left(21.75 + \frac{90+50}{3} 0.37 \right) = 19,5 \text{ мм}$$

Нагрузка на вал от ременной передачи $F_p = 1982,4H$.

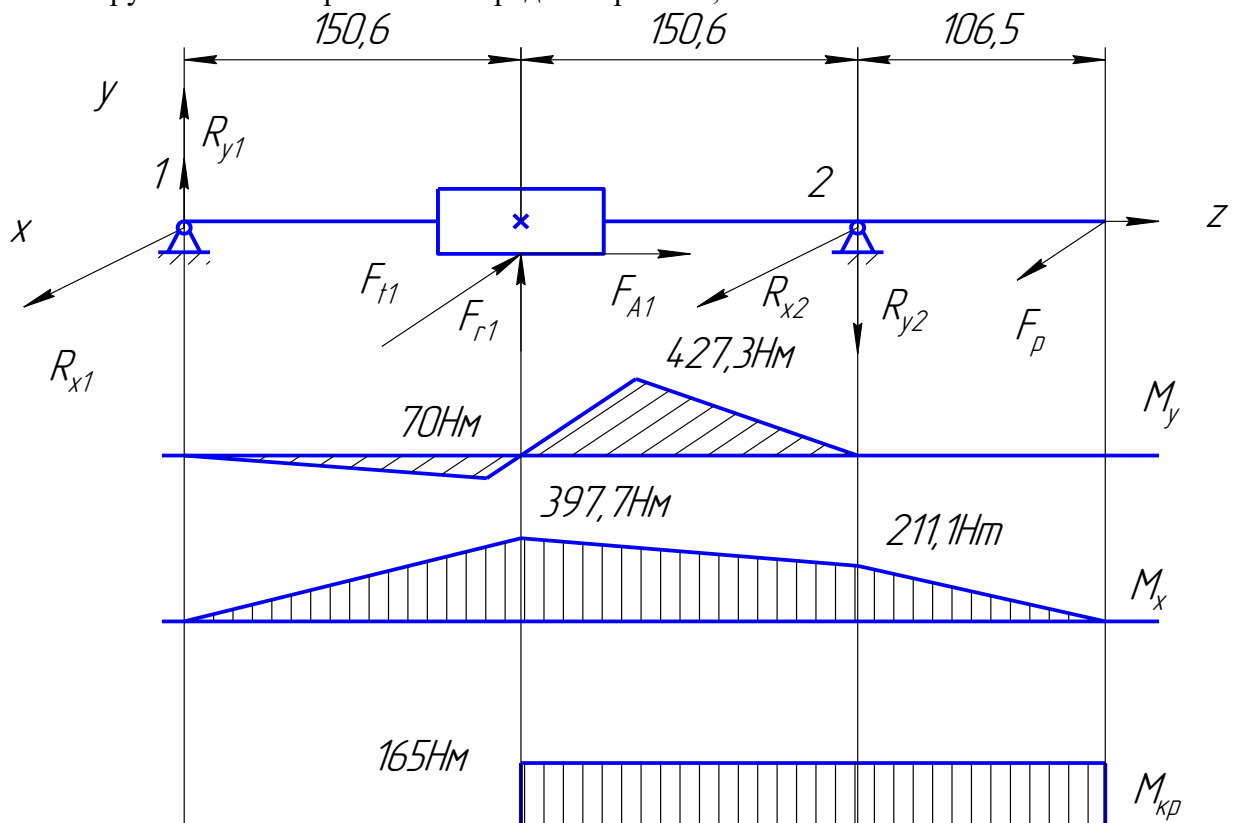


Рис 5.1 Расчётная схема ведущего вала

Из 1-го этапа компоновки имеем: $l_1 = 150,6$ мм, $l_2 = 150,6$ мм, $l_3 = 106,5$ мм.

Реакции опор в плоскости XZ

$$\sum M_1 = 0 \quad F_p \cdot (l_3 + l_2 + l_1) + R_{2x} \cdot (l_1 + l_2) - F_{r1} \cdot l_1 = 0$$

$$R_{2x} = \frac{F_{r1} \cdot l_2 - F_p \cdot (l_3 + l_2 + l_1)}{l_1 + l_2} = \frac{3880 \cdot 150,6 - 1982,4(150,6 \cdot 2 + 106,5)}{150,6 + 150,6} = -743,3 \text{ Н};$$

$$\sum M_2 = 0 \quad F_p \cdot (l_3) - R_{1x} \cdot (l_1 + l_2) + F_{r1} \cdot (l_2) = 0$$

$$R_{1x} = \frac{F_{r1} \cdot l_2 + F_p \cdot (l_3)}{l_1 + l_2} = \frac{3880 \cdot 150,6 + 1982,4(106,5)}{150,6 + 150,6} = 2640,95 \text{ Н};$$

Проверка:

$$R_{x1} - F_{r1} + R_{x2} + F_p = 2640,95 - 3880 - 743,3 + 1982,4 = 0$$

Реакции опор в плоскости YZ

$$\sum M_1 = 0 \quad F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - R_{2y} \cdot (l_1 + l_2) + F_{r1} \cdot l_1 = 0$$

$$R_{2y} = \frac{F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + F_{r1} \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} = \frac{9073 \cdot \frac{78,75}{2} + 3302,3 \cdot 150,6}{2 \cdot 150,6} = 2837,2 \text{ Н}$$

$$\sum M_2 = 0 \quad -F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} + R_{1y} \cdot (l_1 + l_2) + F_{r1} \cdot l_1 = 0$$

$$R_{1y} = \frac{F_{a1} \cdot \frac{d_1}{2} - F_{r1} \cdot l_1}{(l_1 + l_2)} = \frac{9073 \cdot \frac{78,75}{2} - 3302,3 \cdot 150,6}{2 \cdot 150,6} = -465,1 \text{ Н}$$

Проверка:

$$R_{y1} + F_{r1} - R_{y2} = -465,1 + 3302,3 - 2837,2 = 0;$$

Суммарные реакции:

$$F_{r1} = R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = \sqrt{2440,95^2 + 465,1^2} = 2484,9 \text{ Н};$$

$$F_{r2} = R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = \sqrt{743,3^2 + 2837,2^2} = 2933 \text{ Н};$$

Подшипник 7210 (d=50 мм, D=90 мм, T=21,75 мм, C=56 кН, C₀=40 кН);;

Коэффициент осевого нагружения e=0,37 ; коэффициент Y=1,6; [4, с.342]

Осевые составляющие радиальных реакций конических подшипников:

$$s_1 = 0,83 \cdot e \cdot F_{r1} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 2484,9 = 763,1 \text{ Н};$$

$$s_2 = 0,83 \cdot e \cdot F_{r2} = 0,83 \cdot 0,37 \cdot 2933 = 900,72 \text{ Н};$$

Осевые нагрузки подшипников. В нашем случае $s_1 < s_2$; $F_a = P_{a1} \geq s_2 - s_1$;

$$F_{a1} = s_1 = 763,1 \text{ Н};$$

$$F_{a2} = s_1 + F_a = 763,1 + 9073 = 9836,1 \text{ Н};$$

Рассмотрим левый подшипник «1»:

Отношение

$$\frac{F_{a1}}{F_{r1}} = \frac{763,1}{2484,9} = 0,31 > e;$$

Осевую нагрузку не учитываем.

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\text{э1Н}} = (X \cdot F_{r2} \cdot V + Y \cdot F_{a2}) \cdot k_B \cdot k_T = (0,4 \cdot 2484,9 + 1,6 \cdot 763,1) \cdot 1 \cdot 1 = 2214,92$$

Здесь для данных условий коэффициенты $V = k_B = k_T = 1$; [4, с.118]

При переменном режиме нагружения для подшипников редуктора имеем

$$P_{\Sigma} = P_{\Sigma \text{ном}} \cdot K_h,$$

где $K_h = \sqrt[3]{\sum \left(\frac{T_i}{T_{\text{ном}}} \right)^3 \cdot \frac{t_i}{t_p}}$ - коэффициент долговечности. В нашем случае:

$$K_h = (1^3 \cdot 0,2 + 0,5^3 \cdot 0,8)^{1/3} = 0,67.$$

$$P_{\Sigma} = P_{\Sigma \text{ном}} \cdot K_h = 2214,92 \cdot 0,67 = 1484$$

Рассмотрим правый подшипник «2»:

Отношение

$$\frac{F_{a2}}{F_{r2}} = \frac{9836,1}{2933} = 3,35 > e;$$

поэтому эквивалентную нагрузку определяем с учётом осевой:

$$P_{\Sigma 2H} = (X \cdot F_{r2} \cdot V + Y \cdot F_{a2}) \cdot k_B \cdot k_T = (0,4 \cdot 2933 + 1,6 \cdot 9836,1) \cdot 1 \cdot 1 = 16910,96 \text{ Н};$$

$$P_{\Sigma 2} = P_{\Sigma 2 \text{ном}} \cdot K_h = 0,66 \cdot 16910,96 = 11161,2 \text{ Н}$$

Расчётная долговечность, млн.об.

$$L = \left(\frac{1,7 \cdot C}{P_{\Sigma 2}} \right)^{\frac{10}{3}} = \left(\frac{1,7 \cdot 56000}{11161,2} \right)^{\frac{10}{3}} = 1267,9 \text{ .об.}$$

Расчётная долговечность, ч

$$L_h = \frac{L \cdot 10^6}{60 \cdot n_2} = \frac{1267,9 \cdot 10^6}{60 \cdot 480} = 44024,3 \text{ ч};$$

Полученное значение больше срока службы привода $L_h = 5256 \text{ ч.}$, подшипник подходит.

5.3 Ведомый вал

$$a = 0,5 \left(T + \frac{d + D}{3} e \right) = 0,5 \left(27,25 + \frac{130 + 75}{3} 0,39 \right) = 26,95 \text{ мм}$$

Расстояние между опорами червяка $l_2 = 62,3 \text{ мм}$, диаметр $d_2 = 225 \text{ мм}$

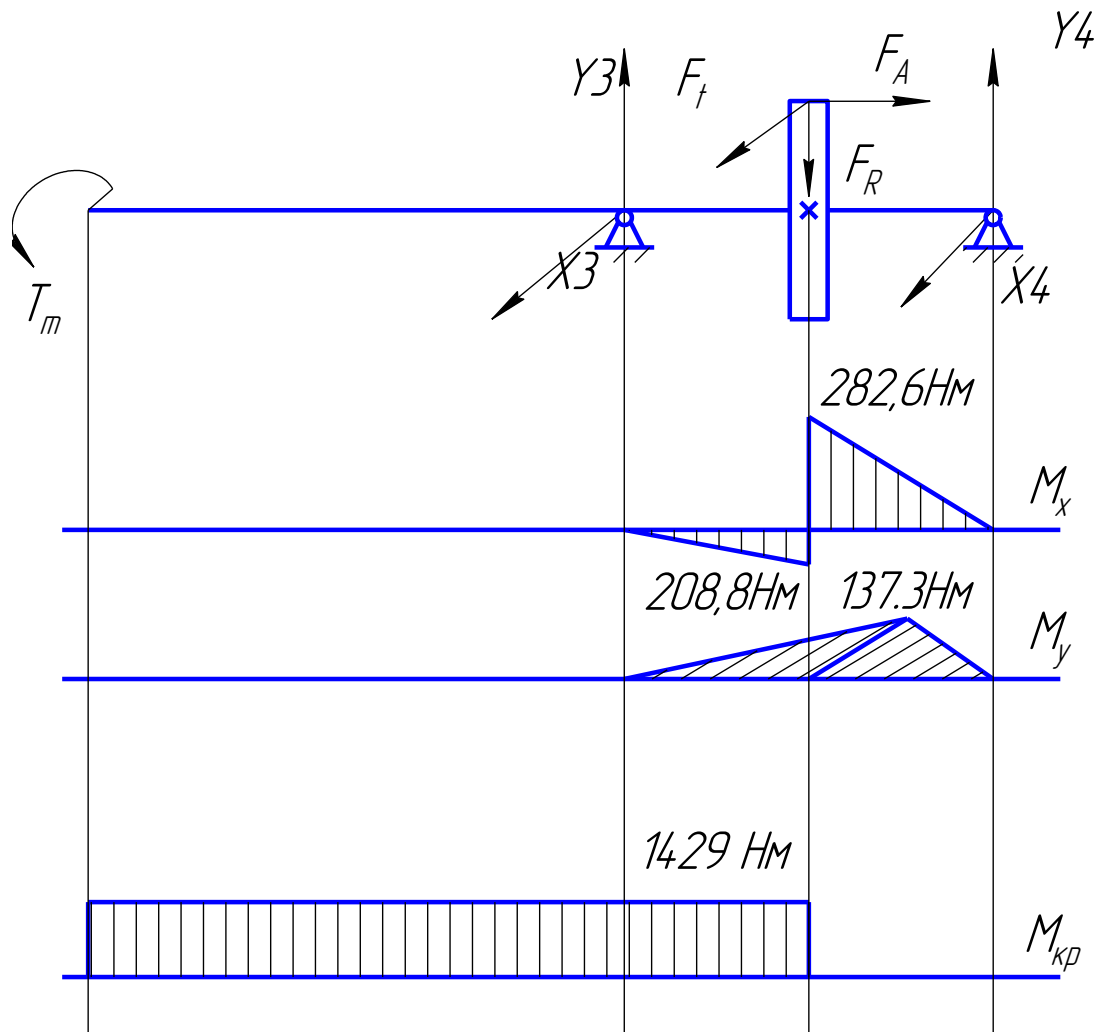


Рис.5.2 Схема сил, действующих на ведомый вал

Реакции опор в плоскости XZ

$$R_{z3} = R_{z4} = \frac{F_{t2}}{2}$$

где R_{z3} – реакция опор

$$R_{z3} = R_{z4} = \frac{9073}{2} = 4536.5 \text{ H}$$

В плоскости YZ

$$R_{y3}L_2 - F_{r2} \frac{L_2}{2} + F_{a2} \frac{d_2}{2} = 0$$

где R_{y3} – реакция опор

$$R_{y3} = \frac{3302.3 \times 62.3 - 3880 \times \frac{321.3}{2}}{62.3 + 62.3} = -3351.4 \text{ H}$$

$$R_{y4}L_2 - F_{r2} \frac{L_2}{2} - F_{a2} \frac{d_2}{2} = 0$$

где R_{y4} – реакция опор

$$R_{y4} = \frac{3302.3 \times 62.3 + 3880 \cdot \frac{321.3}{2}}{2 \cdot 62.3} = 6653.7H$$

Проверка

$$R_{y3} + R_{y4} - F_{r2} = 0$$

$$-3351.4 + 6653.7 - 3302.3 = 0$$

Суммарные реакции

$$P_3 = P_{r3} = \sqrt{R_{x3}^2 + R_{y3}^2}$$

$$P_4 = P_{r4} = \sqrt{R_{x4}^2 + R_{y4}^2}$$

где P_3 и P_4 – суммарные реакции

$$P_3 = P_{r3} = \sqrt{4536.5^2 + (-3351.4)^2} = 5640.2H$$

$$P_4 = P_{r4} = \sqrt{4536.5^2 + 6653.7^2} = 8053.0H$$

Подшипник 7215 ($d=75$ мм, $D=130$ мм, $T=27,25$ мм, $C=107$ кН, $C_0=84$ кН);;

Коэффициент осевого нагружения $e=0,39$; коэффициент $Y=1,55$; [4, с.342]

Осевые составляющие радиальных реакций конических подшипников

$$S_3 = 0,83e \times P_{r3}$$

$$S_4 = 0,83e \times P_{r4}$$

где S_3 и S_4 – осевые составляющие радиальных реакций конических подшипников

$$S_3 = 0,83 \times 0,39 \times 5640.2 = 1825.7H$$

$$S_4 = 0,83 \times 0,39 \times 8053 = 2606.8H$$

Осевые нагрузки подшипников

В данном случае

$$S_3 \leq S_4; P_{a3} = F_a \geq S_4 - S_3;$$

$$P_{a3} = S_3 = 1825.7H;$$

$$P_{a4} = S_3 + F_{a2} = 1827.7 + 3880 = 5707.7H$$

Для правого подшипника отношение

$$\frac{P_{a3}}{P_{r3}} < e;$$

$$\frac{P_{a3}}{P_{r3}} = \frac{1825.7}{5640.2} = 0,32 < e;$$

Отношение поэтому при подсчете эквивалентной нагрузки осевые силы не учитываем.

Эквивалентная нагрузка

$$P_{\Sigma 3} = P_{r3} V K_t K_\delta$$

где $P_{\Sigma 3}$ – эквивалентная нагрузка

V , K_t и K_δ – коэффициенты; $V=1$, $K_t=1$, $K_\delta=1$

$$P_{\Sigma 3} = 5640.2 \times 1 \times 1 \times 1 = 5640.2H$$

$$P_{\Sigma} = P_{\text{эном}} \cdot K_h = 5640.2 \cdot 0.66 = 3722.5$$

Для левого подшипника

Отношение

$$\frac{P_{a4}}{P_{r4}} > e; \quad \frac{P_{a4}}{P_{r4}} = \frac{5707.7}{8053.0} = 0.71 > e;$$

Эквивалентную нагрузку определяем с учетом осевой.

$$P_{\Sigma 4} = (X P_{r4} V + Y P_{a4}) K_{\delta} K_t$$

где $P_{\Sigma 4}$ – эквивалентная нагрузка

X и Y – коэффициенты; X=0,4, Y=1,55

V, K_t и K_{δ} – коэффициенты; V=1, $K_t=1$, $K_{\delta}=1$

$$P_{\Sigma 4} = (0,4 \times 8053 \times 1 + 1,55 \times 5707.7) \times 1 \times 1 = 12068 \text{ Н}$$

$$P_{\Sigma} = P_{\text{эном}} \cdot K_h = 12068 \cdot 0.66 = 7964.88$$

Расчетная долговечность, млн.об

$$L = \left(\frac{C}{P_{\Sigma 4}} \right)^{\frac{10}{3}}$$

$$L = \left(\frac{107}{7.96} \right)^{\frac{10}{3}} = 5775 \text{ млн.об}$$

Расчетная долговечность ч

$$L_h = \frac{5775 \times 10^6}{60 \times 38} = 2.5 \times 10^6$$

Полученное значение меньше срока службы привода $L_h = 5256 \text{ ч.}$, подшипник подходит.

5.4 Выбор посадок подшипников

Для всех подшипников проходят следующие условия

Внутреннее кольцо вращается вместе с валом и имеет циркуляционное нагружение, так как выполняется условие

для вала: $0.07 \leq \frac{P_r}{C_r} \leq 0.15$, то по таблице 7.8 [1, с.131] выбирается поле допуска на вал к6.

Наружное кольцо подшипника неподвижно, нагружение местное.

По табл.7.9[1 с.131] выбирается поле допуска отверстия Н7.

VI Поверочный расчёт валов на прочность

Расчет проводится на статическую и усталостную прочность.

Валы изготовлены из стали марки 40ХН, для которой:

$$\sigma_B = 980 \text{ МПа}; \sigma_T = 780 \text{ МПа}; \tau_T = 450 \text{ МПа}; \sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}; \tau_{-1} = 240 \text{ МПа};$$

где σ_B - временное сопротивление, σ_T - предел текучести, σ_{-1} - предел выносливости при изгибе, τ_T - предел текучести при кручении, τ_{-1} - предел выносливости при кручении.

Проверку статической прочности выполняют в целях предупреждения пластических деформаций в период действия кратковременных перегрузок. В расчёте используем коэффициент перегрузки $K_p = 2.2$. Определяем нормальные и касательные напряжения в рассматриваемом сечении при действии максимальных нагрузок:

$$\sigma = \frac{10^3 \cdot K_p \cdot M_{\max}}{W} + \frac{K_p \cdot F_{\max}}{A}$$

$$\tau = \frac{10^3 \cdot K_p \cdot M_{k\max}}{W_k}$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma} = \frac{\sigma_T}{\sigma}$$

$$S_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau}$$

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_T = \frac{S_{T\sigma} \cdot S_{T\tau}}{\sqrt{S_{T\sigma}^2 + S_{T\tau}^2}}$$

Минимально допустимые запасы прочности по пределу текучести и сопротивлению усталости соответственно:

$$[S_T] = 2.0, [S] = 2.0$$

Коэффициент запаса по нормальным напряжениям

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a + \psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m}$$

Коэффициент запаса по касательным напряжениям

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a + \psi_{\tau D} \cdot \tau_m}$$

В расчёте принимаем, что нормальные напряжения изменяются по симметричному циклу:

$$\sigma_a = \sigma_u \text{ и } \sigma_m = 0, \text{ а касательные напряжения - по от нулевому циклу: } \tau_a = \tau_m = \frac{\tau_k}{2}$$

Вычисляем напряжения в опасном сечении:

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{10^3 \cdot M}{W}, \tau_a = \tau_k / 2 = \frac{10^3 \cdot M_k}{2 \cdot W_k}$$

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} + M_{\text{кон}} \text{ - суммарный изгибающий момент}$$

M_k -крутящий момент

Значения и вычисляем по следующим зависимостям

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) / K_V$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_{\tau}}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) / K_V$$

Здесь K_{σ} и K_{τ} -эффективные коэффициенты концентрации напряжений,

$K_{d\sigma}$, $K_{d\tau}$ - коэффициенты влияния абсолютных размеров поперечного сечения.

Пределы выносливости приводного вала в рассматриваемом сечении

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}}, \tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}}$$

1 Расчёт тихоходного вала

Сечение 1-1 по центру венца колеса. Сечение нагружено изгибающим и крутящим моментом. Концентратор напряжений-шпоночный паз.

Суммарный изгибающий момент:

$$M = \sqrt{M_x^2 + M_y^2} = \sqrt{282.6^2 + 137.3^2} = 314.2H$$

Крутящий момент $M_k = T = 1429Hm$

Геометрические характеристики сечения: момент сопротивления сечения вала при расчёте на из-

гиб, момент сопротивления сечения вала при расчёте на кручение, площадь сечения при расчёте на растяжение (сжатие):

$$W_1 = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot h \cdot (2d - h)^2}{16d} = \frac{3.14 \cdot 85^3}{32} - \frac{25 \cdot 14 \cdot (2 \cdot 85 - 14)^2}{16 \cdot 85} = 53998.1mm^3$$

$$W_{k1} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot h \cdot (2d - h)^2}{16d} = \frac{3.14 \cdot 85^3}{16} - \frac{25 \cdot 14 \cdot (2 \cdot 85 - 14)^2}{16 \cdot 85} = 114259mm^3$$

Напряжение изгиба с растяжением (сжатием) σ_{-1} и напряжением кручения τ_{-1}

$$\sigma_1 = \frac{10^3 \cdot K_{II} \cdot M_1}{W_1} = \frac{10^3 \cdot 2.2 \cdot 314.2}{53998.1} = 12.8MPa$$

$$\tau_1 = \frac{10^3 \cdot K_{II} \cdot M_{k1}}{W_{k1}} = \frac{10^3 \cdot 2.2 \cdot 1429}{114259} = 27.51MPa$$

Частные коэффициенты запаса прочности по нормальным и касательным напряжениям:

$$S_{T\sigma 1} = \frac{\sigma_T}{\sigma_1} = \frac{780}{12.8} = 60.94$$

$$S_{T\tau} = \frac{\tau_T}{\tau} = \frac{450}{27.51} = 16.4$$

Общий коэффициент запаса прочности по пределу текучести:

$$S_T = \frac{S_{T\sigma 1} \cdot S_{T\tau 1}}{\sqrt{S_{T\sigma 1}^2 + S_{T\tau 1}^2}} = \frac{60.94 \cdot 16.4}{\sqrt{60.94^2 + 16.4^2}} = 15.8$$

Находим теперь:

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{10^3 \cdot M_1}{W_1} = \frac{10^3 \cdot 314.2}{53998.1} = 5.82 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \tau_k / 2 = \frac{10^3 \cdot M_k}{2 \cdot W_k} = \frac{10^3 \cdot 1429}{2 \cdot 114259} = 6.25 \text{ МПа}$$

$$K_\sigma = 2.2, K_\tau = 2.05$$

$$K_{d\sigma} = 0.62, K_{d\tau} = 0.62$$

Значения коэффициентов влияния качества поверхности следующие:

$$K_{F\sigma} = 0.88, K_{F\tau} = 0.93$$

Значение коэффициента влияния поверхностного упрочнения таково: $K_V = 1$

Теперь вычисляем коэффициенты снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) / K_V = \left(\frac{2.2}{0.62} + \frac{1}{0.88} - 1 \right) = 3.685$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) / K_V = \left(\frac{2.05}{0.62} + \frac{1}{0.93} - 1 \right) = 3.382$$

Тогда пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{410}{3.685} = 111.262 \text{ МПа},$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{240}{3.382} = 70.96 \text{ МПа}$$

Коэффициент влияния асимметрии цикла

$$\psi_{\tau D} = \frac{\psi_\tau}{K_{\tau D}}$$

Коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла напряжений есть $\psi_\tau = 0.10$

Тогда

$$\psi_{\tau D} = \frac{0.1}{3.382} = 0.03$$

Наконец находим коэффициенты запаса:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1D}}{\sigma_a + \psi_{\sigma D} \cdot \sigma_m} = \frac{111.262}{5.82} = 19.12$$

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a + \psi_{\tau D} \cdot \tau_m} = \frac{70.96}{6.25 + 0.03 \cdot 6.25} = 11.02$$

$$S = \frac{19.12 \cdot 11.02}{\sqrt{19.12^2 + 11.02^2}} = 22.1$$

Поскольку $S = 22.1 \geq [S] = 2$, то сопротивление усталости считаем обеспеченным

Сечение 2-2 Место установки подшипника на вал.

Сечение нагружено изгибающим и крутящим моментом. Концентратор напряжений- посадка подшипника с натягом.

Изгибающие моменты:

$$M_2 = 0 \text{ Нм}$$

Крутящий момент

$$M_k = T = 957.7 \text{ Нм}$$

Геометрические характеристики сечения:

$$W_2 = \frac{\pi \cdot d^3}{32} = \frac{3.14 \cdot 75^3}{32} = 41396.5 \text{ мм}^3$$

$$W_{k2} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} = \frac{3.14 \cdot 75^3}{16} = 82793 \text{ мм}^3$$

Находим теперь:

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{10^3 \cdot M_2}{W_2} = 0 \text{ МПа}$$

$$\tau_a = \tau_k / 2 = \frac{10^3 \cdot M_{k2}}{2 \cdot W_{k2}} = \frac{10^3 \cdot 1429}{2 \cdot 82793} = 8.63 \text{ МПа}$$

$$K_\sigma / K_{d\sigma} = 4,7, \quad K_\tau / K_{d\tau} = 2,8$$

Значения коэффициентов влияния качества поверхности следующие:

$$K_{F\sigma} = 0.88, \quad K_{F\tau} = 0.93$$

Значение коэффициента влияния поверхностного упрочнения таково: $K_V = 1$

Теперь вычисляем коэффициенты снижения предела выносливости:

$$K_{\sigma D} = \left(\frac{K_\sigma}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) / K_V = \left(4,7 + \frac{1}{0.88} - 1 \right) = 4.84$$

$$K_{\tau D} = \left(\frac{K_\tau}{K_{d\tau}} + \frac{1}{K_{F\tau}} - 1 \right) / K_V = \left(2,8 + \frac{1}{0.93} - 1 \right) = 2,88$$

Тогда пределы выносливости вала в рассматриваемом сечении

$$\sigma_{-1D} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma D}} = \frac{410}{4,84} = 84.7 \text{ МПа},$$

$$\tau_{-1D} = \frac{\tau_{-1}}{K_{\tau D}} = \frac{240}{2,88} = 83.3 \text{ МПа}$$

Коэффициент влияния асимметрии цикла

$$\psi_{\tau D} = \frac{\psi_\tau}{K_{\tau D}}$$

Коэффициент чувствительности металла к асимметрии цикла напряжений есть

$$\psi_\tau = 0.10$$

Тогда

$$\psi_{\tau D} = \frac{0,1}{2,88} = 0,035$$

Наконец находим коэффициенты запаса:

$$S_{\sigma} = 0$$

$$S_{\tau} = \frac{\tau_{-1D}}{\tau_a + \psi_{\tau D} \cdot \tau_m} = \frac{83.3}{8.63 + 0,035 \cdot 8.63} = 9.33$$

$$S = 9.33$$

Поскольку $S = 9.33 \geq [S] = 2$, то сопротивление усталости считаем обеспеченным

VII Определение размеров элементов корпуса редуктора

Толщина стенки корпуса редуктора определяется в зависимости от величины

$$\delta = 1,3 \cdot \sqrt[4]{T_{\max}} = 1,12 \cdot \sqrt[4]{1429} = 6,88 \text{ мм} \Rightarrow \delta = 8 \text{ мм}$$

Толщина стенки корпуса редуктора

$$\delta_1 = 0,9\delta = 0,9 \cdot 8 = 7,2 \text{ мм} \Rightarrow \delta_1 = 8 \text{ мм}$$

Толщина фланца корпуса

$$b = 1,5 \delta = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}$$

Толщина фланца крышки

$$b_1 = 1,5 \delta_1 = 1,5 \cdot 8 = 12 \text{ мм}$$

Диаметр фундаментных болтов

$$d_1 = (0,03 \dots 0,036) \cdot a + 12 = 0,03 \cdot 200 + 12 = 18 \text{ мм} \text{ принимаем } d_1 = 18 \text{ мм}$$

Диаметры болтов, стягивающих фланцы корпуса и крышки

$$d_3 = (0,5 \dots 0,6) d_1 = 0,5 \cdot 18 = 9 \text{ мм} \quad \text{принимаем } d_3 = 10 \text{ мм}$$

6.10 Диаметр болтов, стягивающих корпус и крышку у бобышек

$$d_2 = (0,7 \dots 0,75) \cdot d_1 = 0,7 \cdot 18 = 12,6 \text{ мм} \text{ принимаем } d_2 = 14 \text{ мм}$$

Толщина ребер корпуса

$$C_1 = (0,8 \dots 1) \delta = 1 \cdot 6 = 6 \text{ мм}$$

Диаметр болтов, крепящих смотровую крышку

$$d_4 = (0,3 \dots 0,4) d_1 = 0,3 \cdot 18 = 5,4 \text{ мм} \text{ принимаем } d_4 = 6 \text{ мм}$$

Фиксирование крышки относительно корпуса.

$$d_{\text{шт}} = (0,7 \dots 0,8) d = 0,7 \cdot 14 = 9,8 \text{ принимаем } d_{\text{шт}} = 10 \text{ мм}$$

VIII Расчет соединений

10.1 Шпоночные соединения

10.1.1 Шпоночное соединение быстроходного вала с звездочкой

$T = 165 \text{ Нм}$ - вращающий момент,

$d = 45 \text{ мм}$ - посадочный диаметр,

$h = 9 \text{ мм}$ - высота шпонки.

$t_1 = 5.5 \text{ мм}$ - глубина посадки в вал.

$\sigma_{см} = 130 \text{ МПа}$

$$l = \frac{2T \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma]_{см}} = \frac{2 \cdot 165 \cdot 10^3}{45 \cdot (9 - 5.5) \cdot 130} = 16.1 \text{ мм}$$

Выбираем шпонку «Шпонка 14x9x36 ГОСТ 23360-78»

10.1.2 Шпоночное соединение тихоходного вала с зубчатым колесом

$T = 1429 \text{ Нм}$ - вращающий момент,

$d = 70 \text{ мм}$ - посадочный диаметр,

$h = 12 \text{ мм}$ - высота шпонки.

$t_1 = 7.5 \text{ мм}$ - глубина посадки в вал.

$\sigma_{см} = 130 \text{ МПа}$

$$l = \frac{2T \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma]_{см}} = \frac{2 \cdot 1429 \cdot 10^3}{85 \cdot (14 - 9) \cdot 130} = 51.7 \text{ мм}$$

Выбираем шпонку «Шпонка 25x14x80 ГОСТ 23360-78»

10.1.3 Шпоночное соединение тихоходного вала с муфтой

$T = 1429 \text{ Нм}$ - вращающий момент,

$d = 68 \text{ мм}$ - посадочный диаметр,

$h = 12 \text{ мм}$ - высота шпонки.

$t_1 = 7.5 \text{ мм}$ - глубина посадки в вал.

$\sigma_{см} = 130 \text{ МПа}$

$$l = \frac{2T \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot [\sigma]_{см}} = \frac{2 \cdot 1429 \cdot 10^3}{68 \cdot (12 - 7.5) \cdot 130} = 71.84 \text{ мм}$$

Выбираем шпонку «Шпонка 20x12x90 ГОСТ 23360-78»

Призматические шпонки должны находиться в пазу вала с натягом. Поэтому поле допуска ширины шпоночного паза принимаем равным Js9.

IX. Выбор способов смазывания и смазочных материалов

Смазывание зацепления и подшипников производится разбрызгиванием жидкого масла. При контактных напряжениях $\sigma_H = 218,2 \text{ МПа}$ и скорости скольжения $v_s = 2,23 \text{ м/с}$ рекомендуемая вязкость масла должна быть приблизительно равна $25 \times 10^{-6} \text{ м}^2/\text{с}$. Принимаем масло авиационное МК-22.

Смазывание подшипников

Подшипники смазываются тем же маслом, что и детали передач. Стекающее при разбрызгивании с колес, водила и стенок корпуса масло попадает в подшипники. Во избежание попадания в подшипники, установленные на быстроходном валу, продуктов износа передач защищаем их масло отражательными кольцами

Смазочные устройства

Для заливки масла, в верхней части редуктора предусмотрена пробка М20*1.5 с цилиндрической резьбой и наружным шестигранником. На боковой поверхности редуктора предусмотрены отверстия для контроля уровня масла и его слива.

При длительной работе в связи с нагревом воздуха повышается давление внутри корпуса. При интенсивном тепловыделении это приводит к просачиванию масла через уплотнения и стыки. Чтобы избежать этого, внутренняя полость корпуса сообщена с внешней средой через отдушину в пробке для залива масла.

При работе передач продукты изнашивания постепенно загрязняют масло. Стечением времени оно стареет, свойства его ухудшаются. Браковочными признаками служат увеличенное кислотное число, повышенное содержание воды и наличие механических примесей. Поэтому масло, залитое в корпус редуктора или коробки передач, периодически меняют. Для замены масла в корпусе предусмотрено сливное отверстие, закрываемое пробкой.

Уплотнительные устройства

Уплотнительные устройства применяют для предохранения от вытекания смазочного материала из подшипниковых узлов, а также для защиты их от попадания извне пыли и влаги.

В данной конструкции редуктора используются манжетные уплотнения, размеры которых определяются размерами валов

X. Расчет муфт.

Муфта со змеевидной пружиной (рис. 10.1) состоит из двух полумуфт с зубьями специальной формы, во впадинах между которыми помещается змееобразно изогнутая пружина, разделенная на несколько частей. Зубья и пружина закрываются снаружи кожухом, состоящим из двух половин, соединяемых между собой болтами (рис. 10.1, а) или резьбой (рис. 10.1, б). Кожух служит резервуаром для смазки и защищает муфту от пыли. Упругие муфты со змеевидной пружиной различают двух видов: линейные и нелинейные. Конструктивно муфты обоих этих видов различаются лишь очертаниями рабочих поверхностей боковых сторон зубьев. Рабочие поверхности зубьев линейных муфт очерчиваются двумя прямыми линиями, образующими тупой угол (рис. 10.1, в), вершина которого служит опорой для пружины. Расстояние $2a$ между точками контакта пружины с зубьями постоянно и не зависит от нагрузки пружины. Рабочие поверхности зубьев нелинейных муфт очерчиваются дугами окружностей, центры которых обычно располагаются в плоскости внешних торцов зубьев (рис. 10.1, г). С увеличением нагрузки пружина, изгибаясь, вступает в контакт с зубьями по всевозрастающей длине. При этом уменьшается длина $2a$ ее активной части и жесткость пружины увеличивается. Преимущественное применение имеют линейные муфты, как наиболее совершенные. При отсутствии колебаний применяют нелинейные муфты, так как зубья этих муфт более простые. Материал полумуфт — сталь 45 или стальное литье 45Л. Пружины изготавливают из пружинной стали 65Г, 60С2 и др. Половины кожуха отливают из чугуна СЧ15, СЧ18.

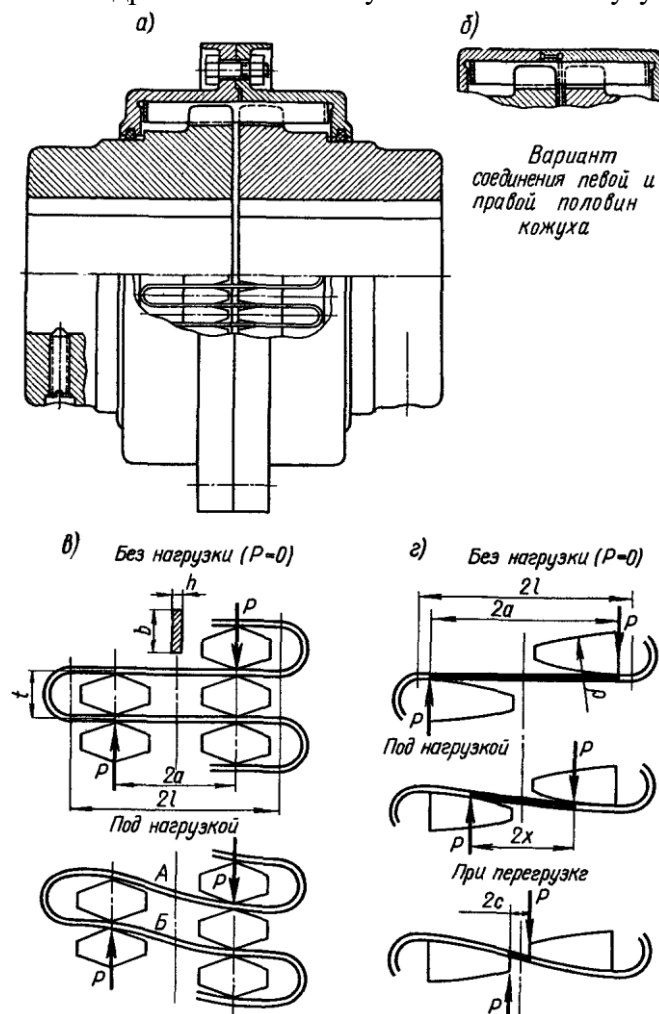


Рис.10.1

Расчет на прочность муфты со змеевидной пружиной.

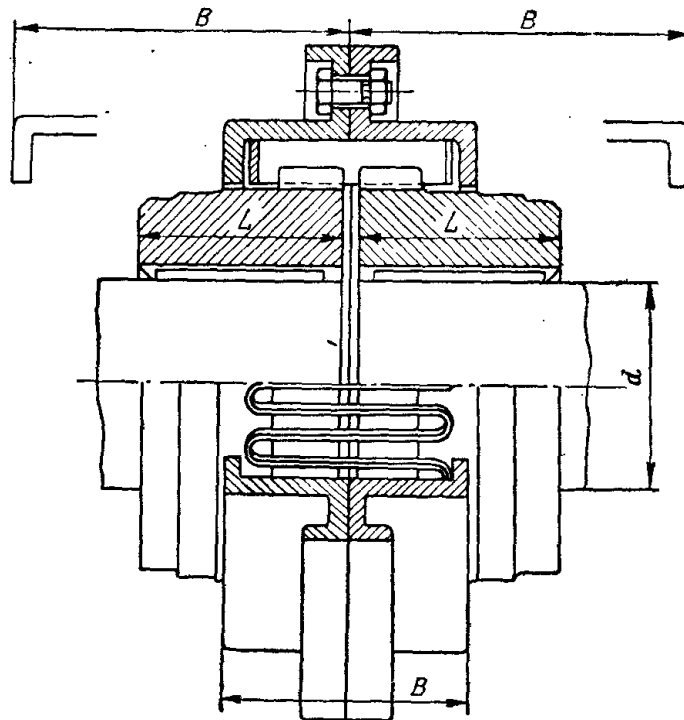


Рис10.2

Из справочных данных /5/ выбираем основные размеры муфты для $T = 1429 \text{ Нм}$
 $d = 63 - 90 \text{ мм}$ принимаем 68 мм ; $D = 200 \text{ мм}$; $B = 77 \text{ мм}$; $L = 110 \text{ мм}$

Расчет на прочность муфты со змеевидной пружиной заключается в проверочном расчете ее пружины на изгиб:

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{8T_{\text{к}} ah}{\left[z D_c b t^2 (t-h) \left(\ln \frac{t+h}{t-h} - \frac{2h}{t} \right) \right]} \leq [\sigma_{\text{и}}]$$

где $\sigma_{\text{и}}$ — расчетное напряжение на изгиб в пружине;

$T_{\text{к}}$ — крутящий момент муфты $T_{\text{к}} = 1429 \text{ Нм}$

z — число зубьев полумуфты;

D_c — диаметр средней окружности зубьев;

b — ширина сечения пружины;

t — шаг пружины;

h — толщина сечения пружины;

$[\sigma_{\text{и}}] = 400 \dots 700 \text{ МПа}$ — допускаемое напряжение на изгиб в пружине.

Список литературы:

1. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для студентов технических специальностей вузов/ П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 9-е изд., перераб. и доп. - М.: Издательский центр «Академия», 2006.
2. Атлас конструкций и деталей машин: Учебное пособие /Б.А. Байков, А.В. Клыпин, И.К. Ганулич и др.; под ред. О.А. Ряховского. М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2005.
3. Методические указания к выполнению домашнего задания по разделу «Соединения»/ Л.П. Варламова, В.П. Тибанов - М.: МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2003.
4. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3-х т. – 8-е изд., перераб. и доп. Под ред. И.Н. Жестковой – М.: Машиностроение, 2001.
5. Поляков В.С. Барбаш И.Д. Ряховский О.А. Справочник по муфтам - л.: Политехника, 1991 г

Перв. примен.

Справ. №

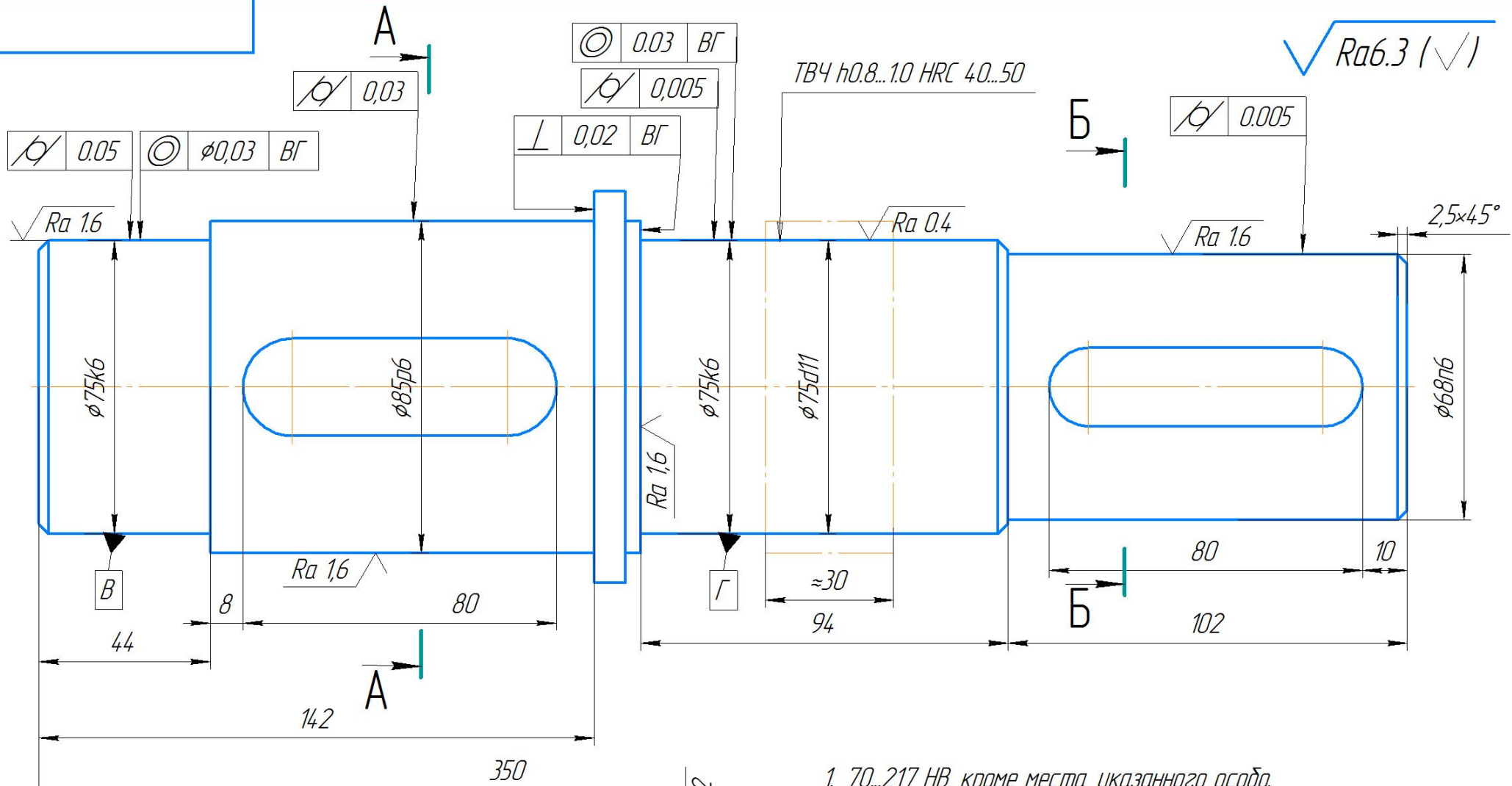
Подп. и дата

Инд. № ауд.

Взам. инв. №

Подп. и дата

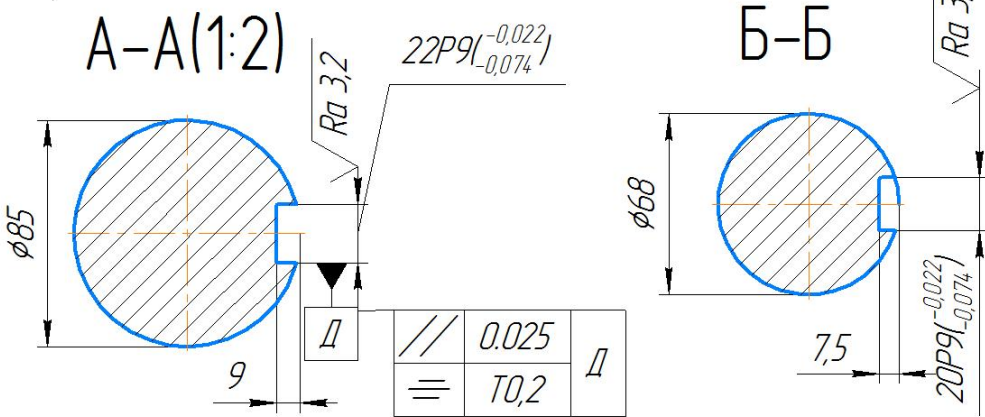
Инд. № подл.



ТВЧ h0.8..1.0 HRC 40..50

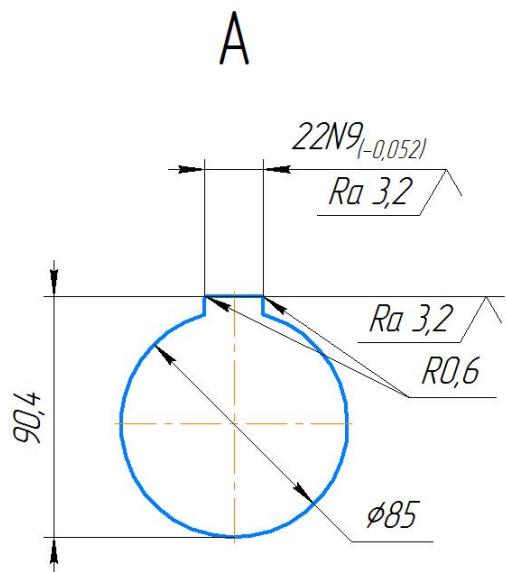
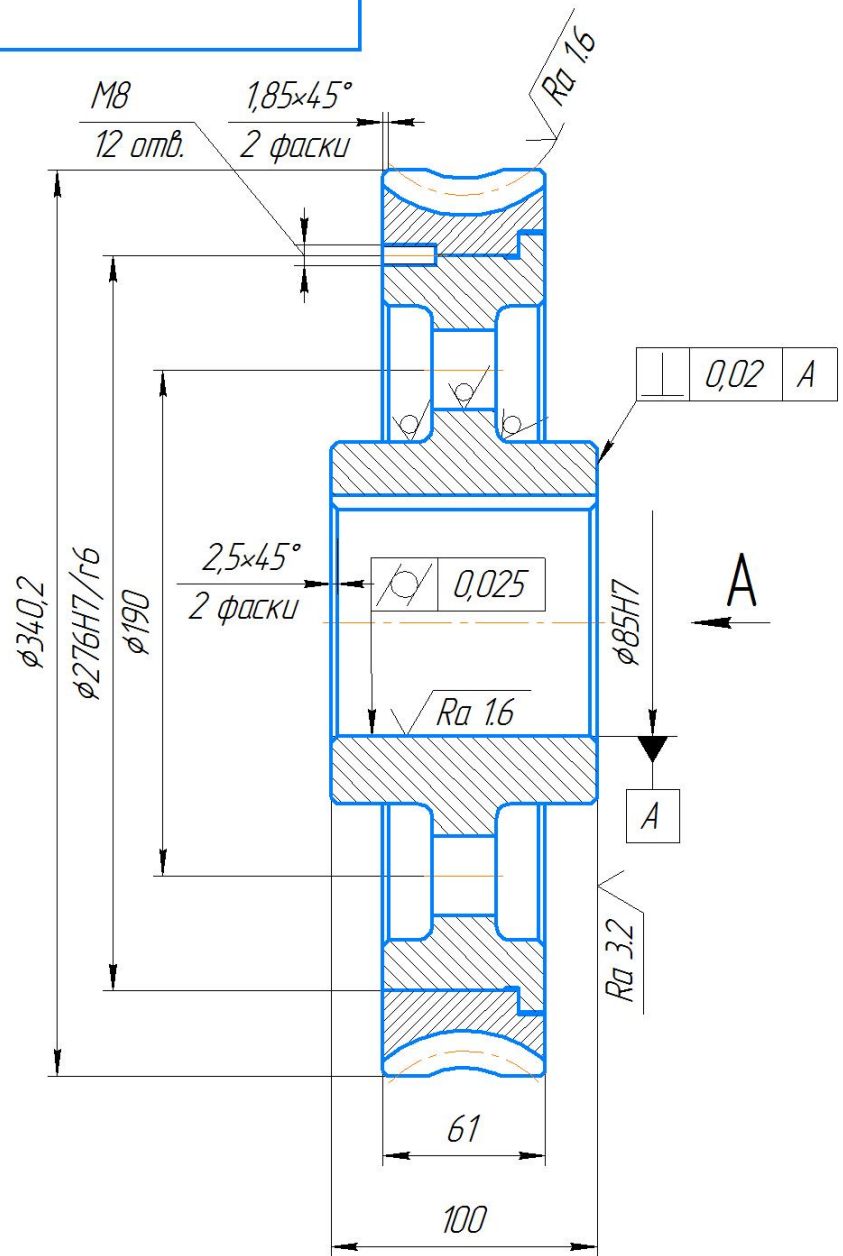
√ Ra6.3 (√)

- 70..217 HB, кроме места, указанного особо.
- Неуказанные предельные отклонения размеров валов - $\pm t$, остальных ± 2 среднего класса точности по ГОСТ 25670-83



Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	<h1>Вал</h1>	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.						у		1:1
Проб.						Лист	Листов	
Т.контр.								
Н.контр.								
Утв.								
Сталь 40ХН ГОСТ 4543-71								

✓ Ra 6,3 (✓)

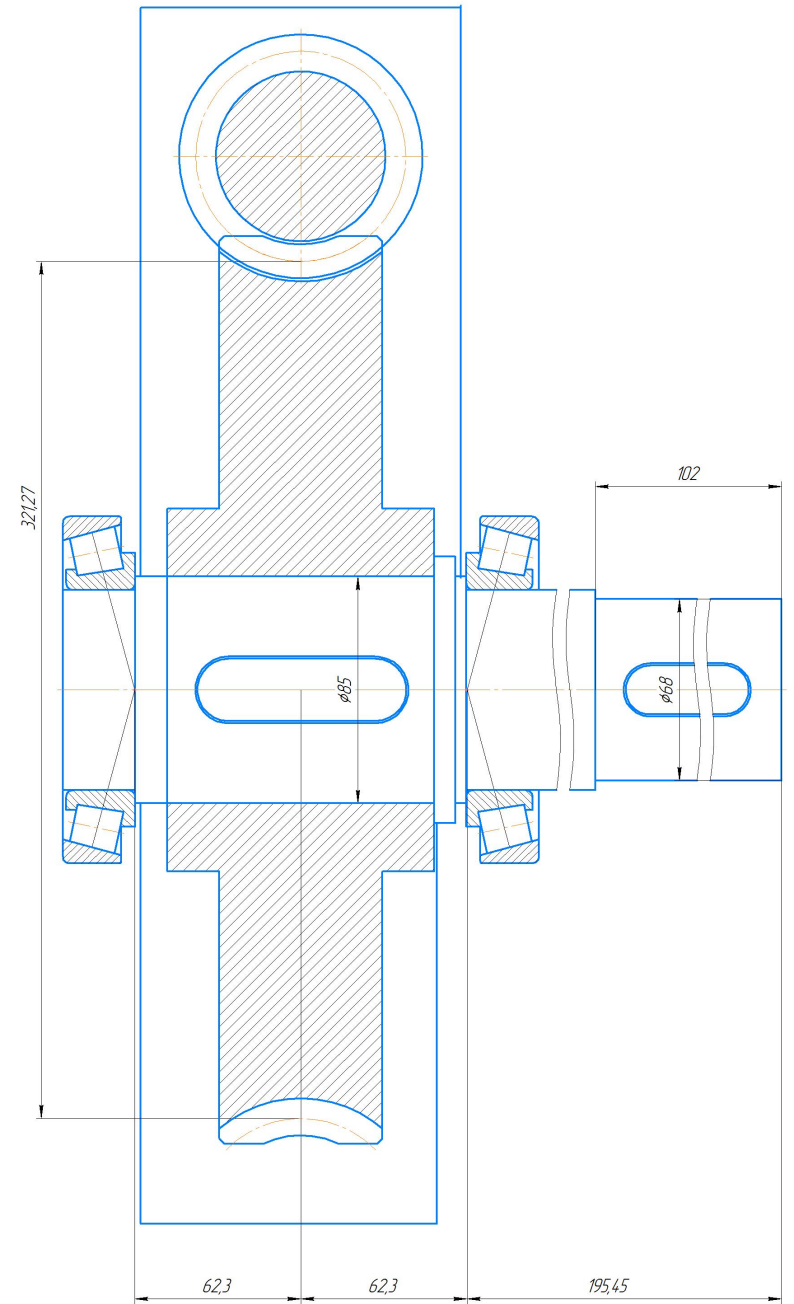
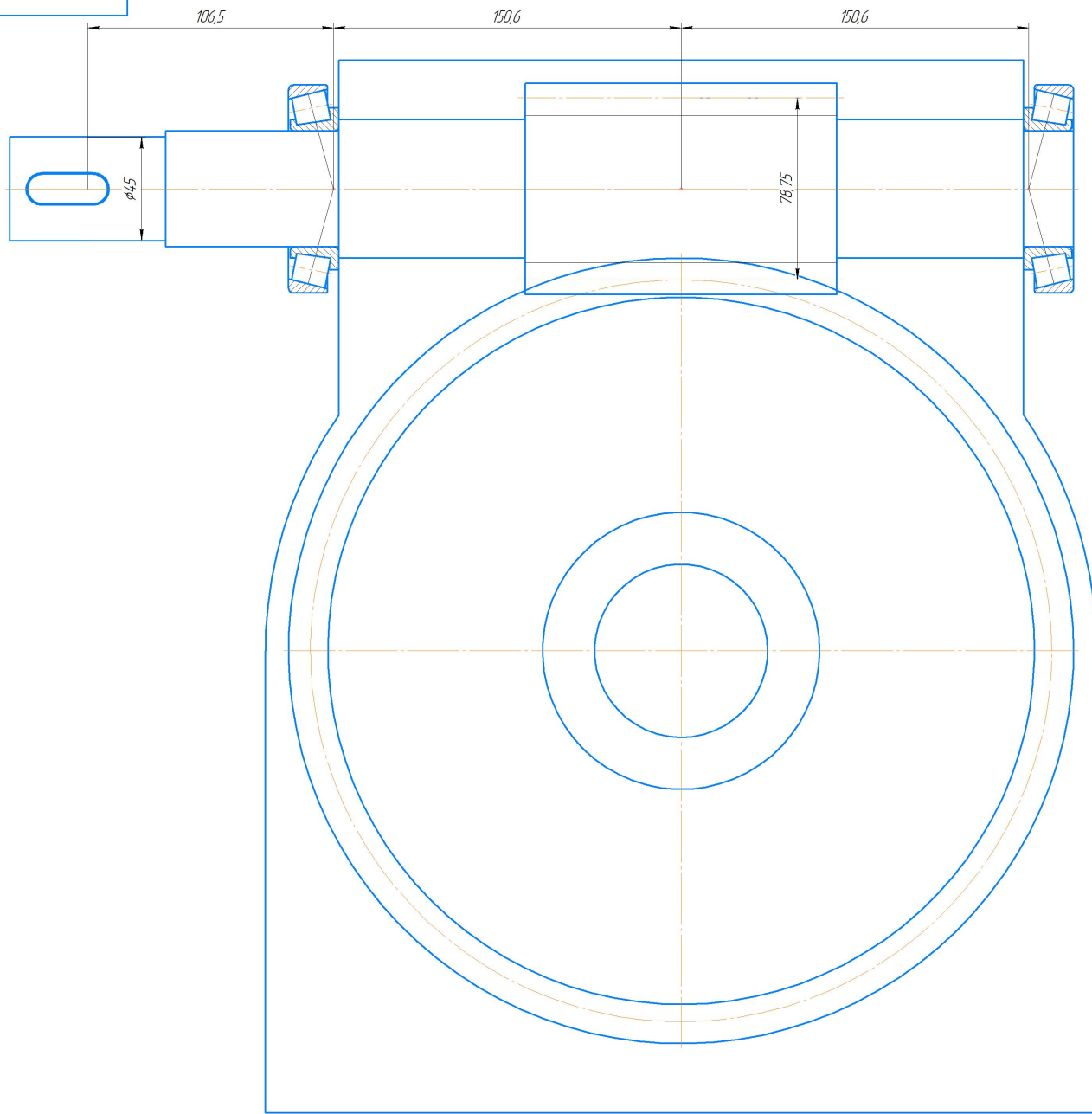


Модуль	<i>m</i>	6,3
Число зубьев	<i>z₂</i>	50
Направление линии зуба	-	Правое
Коэффициент смещения червяка	<i>x</i>	0,5
Исходный червяк	-	ГОСТ 19036-81
Степень точности по ГОСТ 3675-81	-	8-С
Межосевое расстояние в обработке	<i>a_o</i>	200,025
Межосевое расстояние	<i>a_o</i>	200,025±0,067
Делительный диаметр	<i>d₂</i>	315
Вид сопряженного червяка	-	ZK1
Число витков сопряженного червяка	<i>z₁</i>	4
Делительный угол подъема	<i>ν</i>	17°44'40"
Обозначение чертежа сопряженного червяка	-	-

1. Неуказанные радиусы 6 мм тах.
2. Уклоны формовочные 1°.
3. Неуказанные пред. откл. размеров:
поверхн. √: валов-t2; остальных t2/2;
поверхн. √: t3/2 по ГОСТ 25670-83.

Перв. примен.
Справ. №
Взам. инв. №
Инв. № дудл.
Подп. и дата
Подп. и дата
Инв. № подл.

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	<h2>Колесо червячное</h2> <p>БраЖ4 ГОСТ 18175-78</p>	Лит.	Масса	Масштаб
Разраб.								1:2
Проб.						Лист	Листов	
Т.контр.								
Н.контр.								
Утв.								



Изм.	Лист	№ докум.	Табл.	Итого	Лист	Масса	Масштаб
							1:1
Исполн.					Лист		Листов 1
Провер.							
Техн. отв.							
Нач. отд.							
Спр.							

Корпусован

Формат А1

Лист 1 из 1

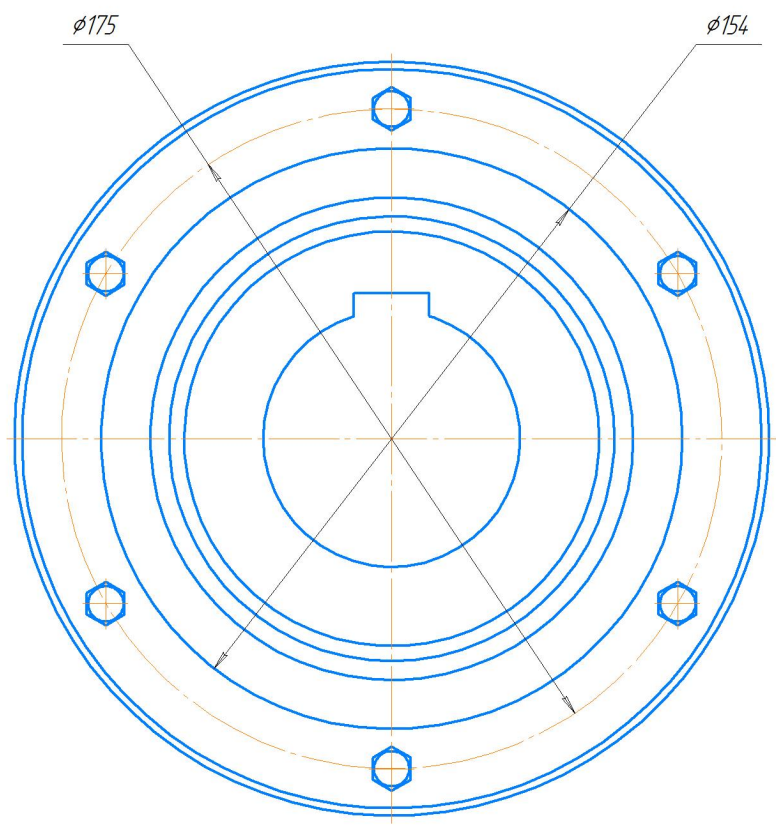
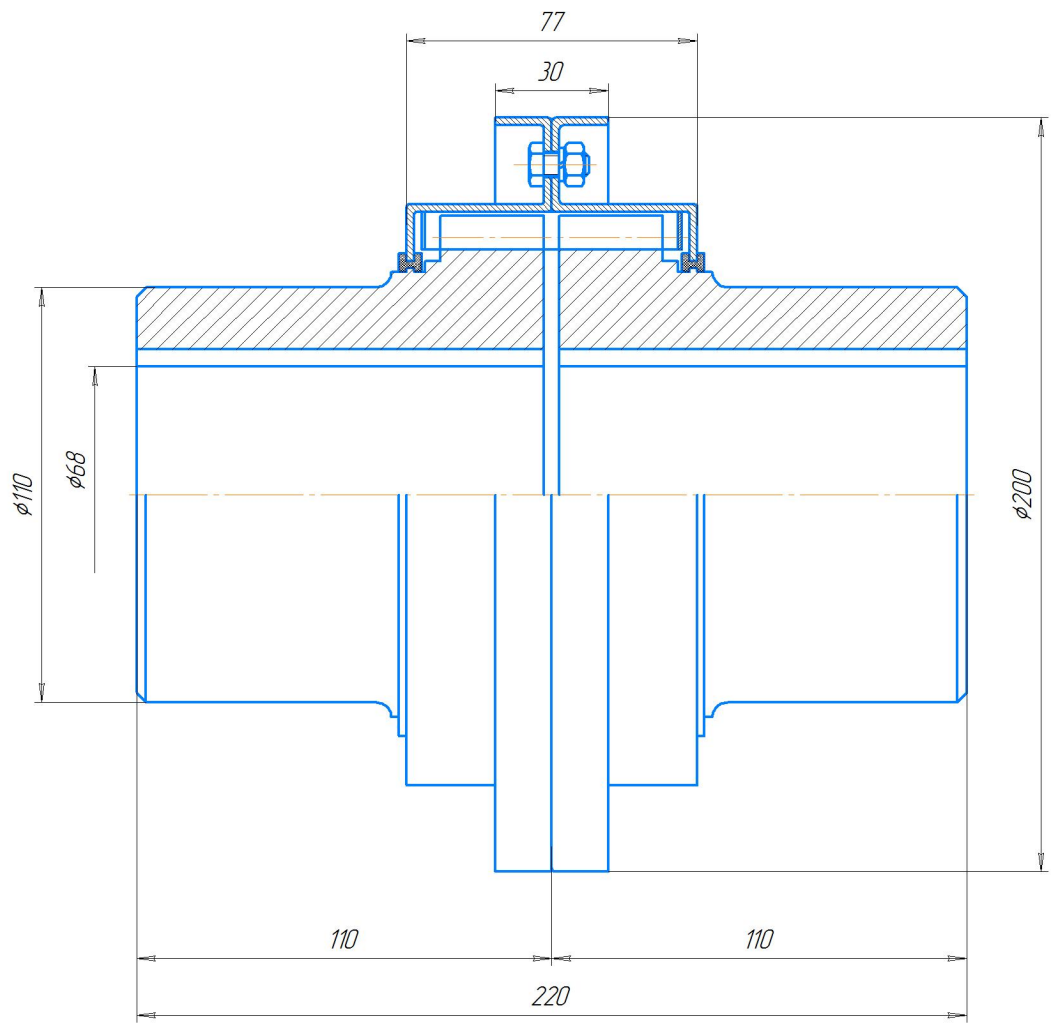
Создан 10.10.2017

Лист 1 из 1

Лист 1 из 1

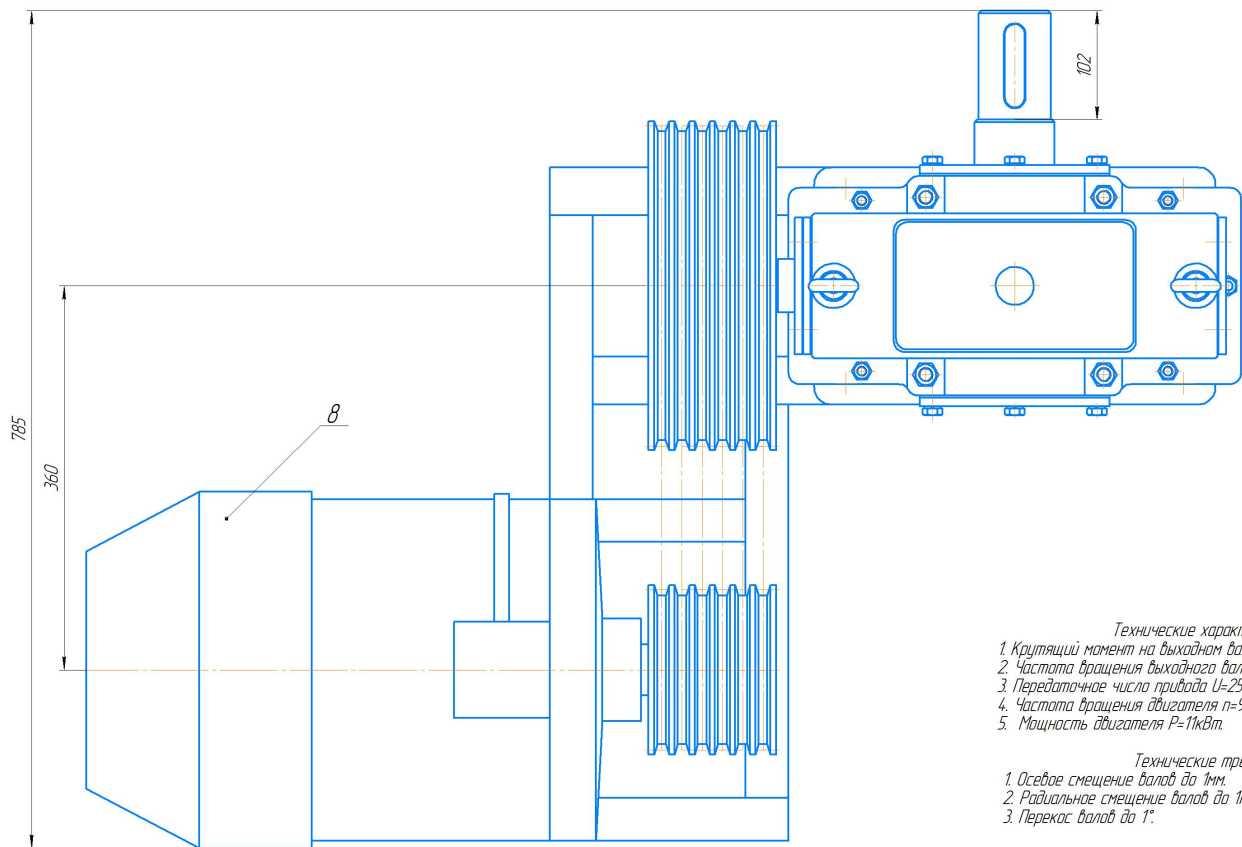
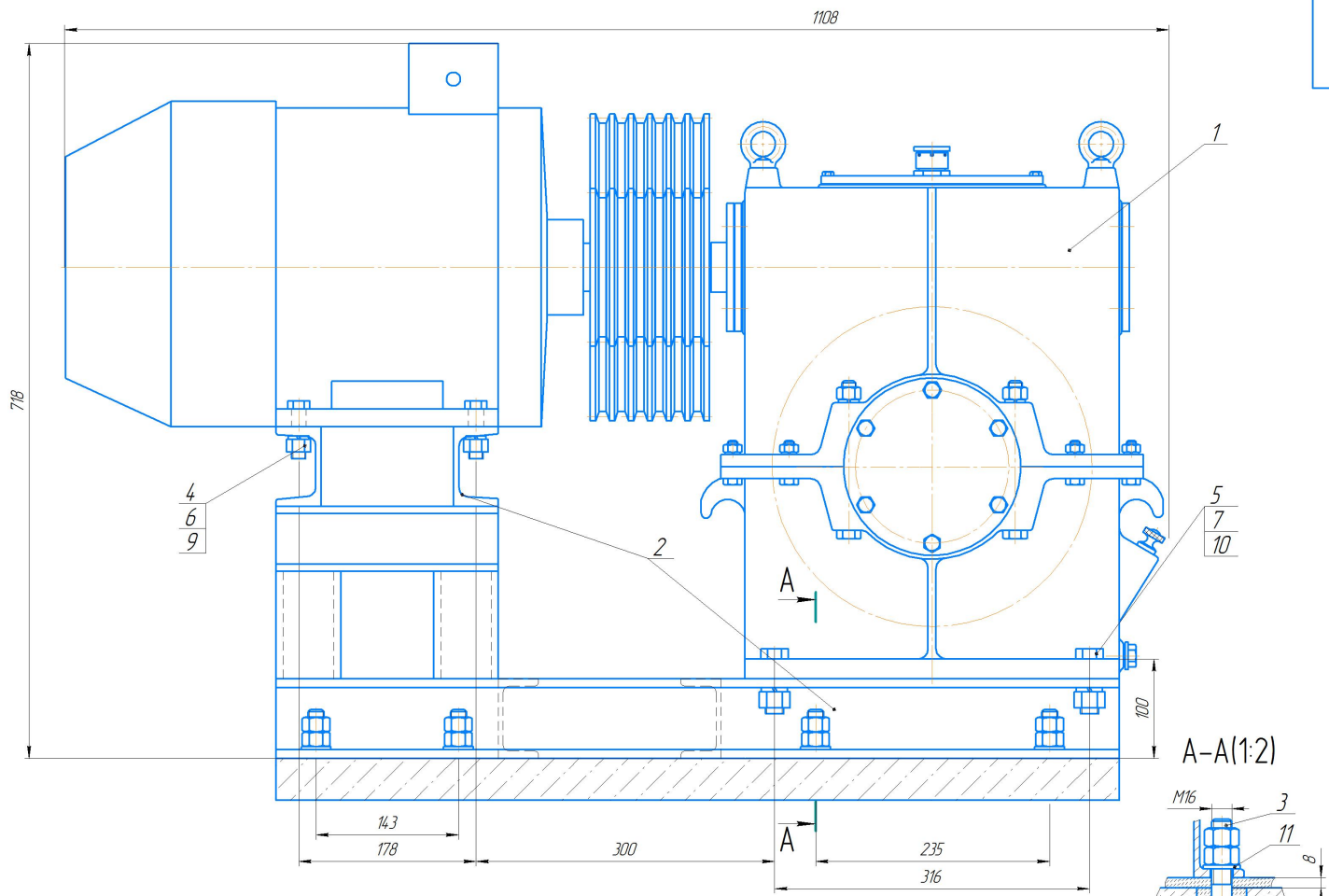
Лист: _____
 Проект: _____

Изм. № _____
 Дата _____
 Исполн. _____
 Провер. _____
 Утверд. _____



1. Передаваемый момент 14,29 Н·м
 2. Допускаемые смещения
 радиальное 1 мм
 угловое 32'

Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Муфта упругая со змеевидной пружины	Лист	Масса	Масштаб
Разраб.								1:1
Проб.						Лист	Листов	
Т.контр.								
И.контр.								
Утв.								

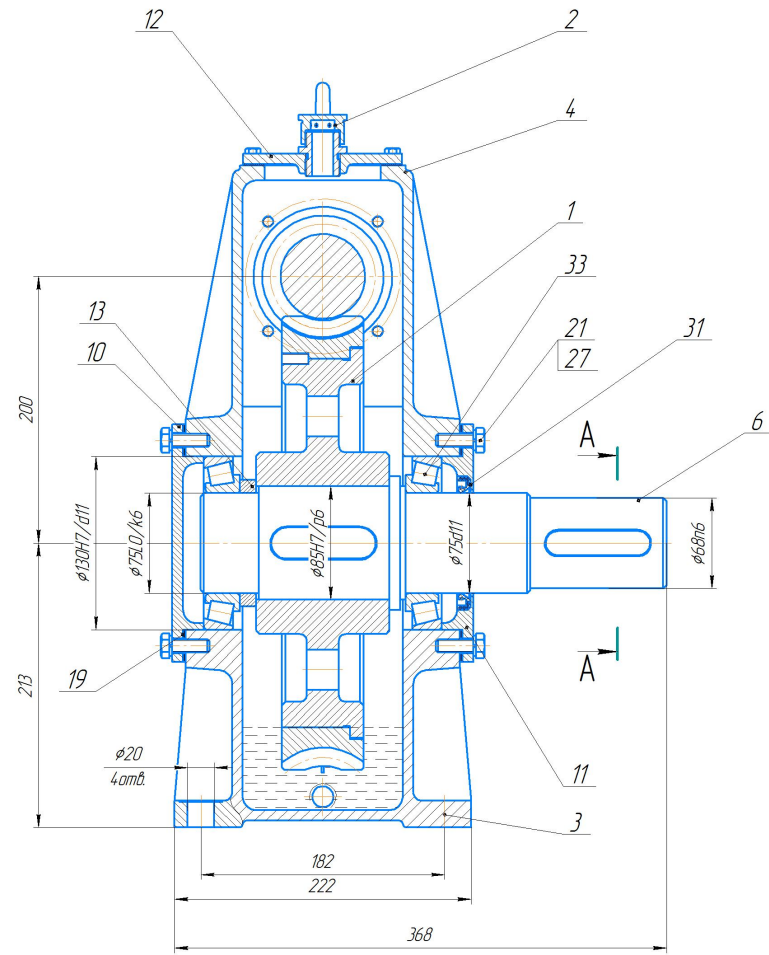
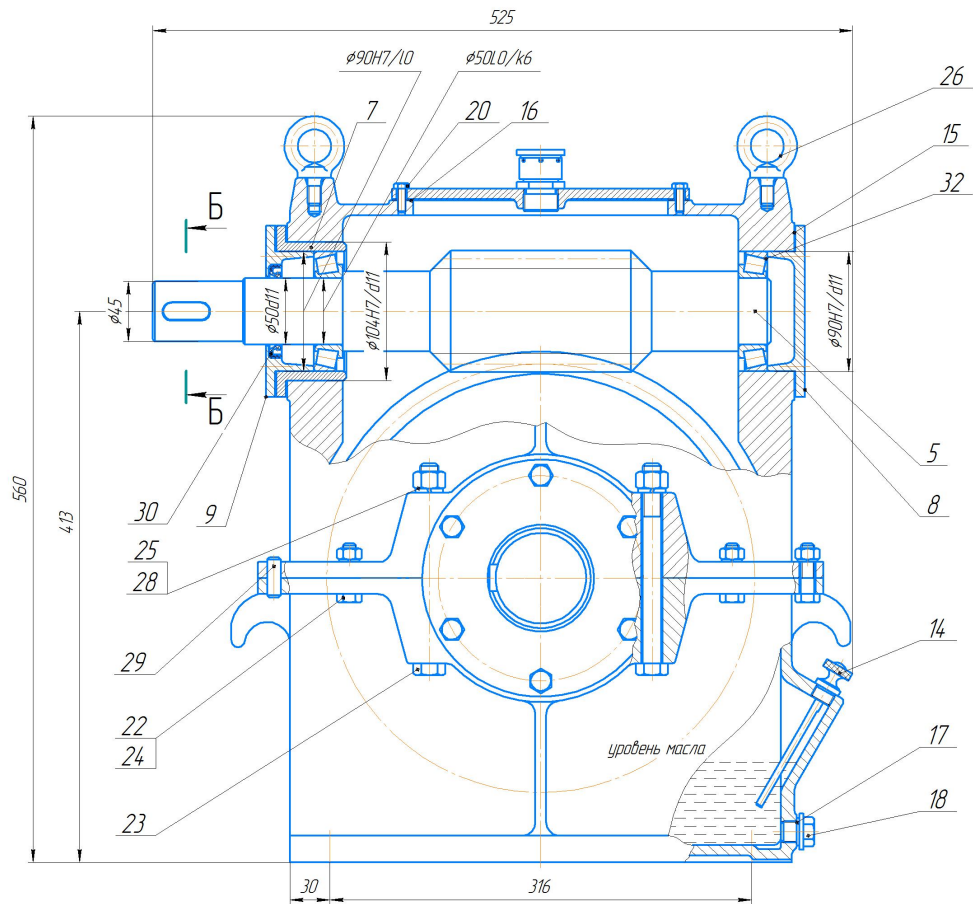


- Технические характеристики
1. Крутящий момент на выходном валу $T=1429$ Нм.
 2. Частота вращения выходного вала $n=38$ об/мин.
 3. Передаточное число привода $U=25$.
 4. Частота вращения двигателя $n=960$ об/мин.
 5. Мощность двигателя $P=11$ кВт.

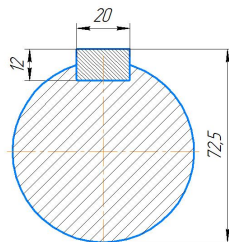
- Технические требования
1. Осевое смещение валов до 1мм.
 2. Радиальное смещение валов до 1мм.
 3. Перекас валов до 1°.

Исполн.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата	Привод к вертикальному элеватору	Лит.	Масса	Масштаб
Разработ.						Лист	Листов	1
Проб.								
Инженер.								
Начальн.								
Удп.								

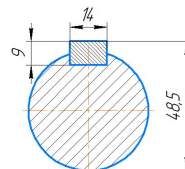
Лист 1 из 1
 Стр. 1 из 1
 Дата: 2023.08.15
 Исполн.: [blank]
 Разработ.: [blank]
 Провер.: [blank]
 Инженер.: [blank]
 Начальн.: [blank]
 Удп.: [blank]



A-A(1:1)



B-B(1:1)



Технические требования к редуктору:
 1. Необрабатываемые поверхности литых деталей, находящиеся в масляной ванне, красить масляной красной эмалью.
 2. Наружные поверхности корпуса красить серой эмалью ПФ-115 ГОСТ 6465-76.

Техническая характеристика редуктора:
 1. Вращающий момент на тихоходном валу, Н*м 1429
 2. Частота вращения тихоходного вала, об/мин 38
 3. Общее передаточное число 12,5
 4. Степень точности изготовления червячной передачи 8
 5. Коэффициент полезного действия 0,79

Изд. №	Лист	№ докум.	Год	Лист	Изм.	Масса	Масштаб
							1:2
Редуктор червячный					Лист	Листов	1
					Копирован	Формат А1	

