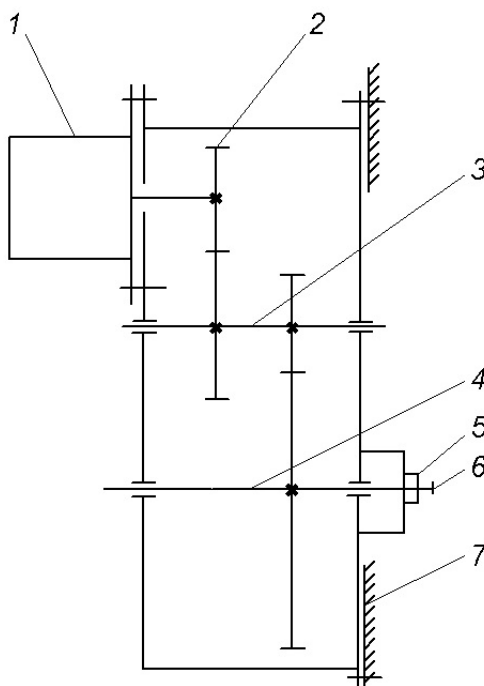


Содержание

1 Кинематическая схема привода	3
2 Описание конструкции	5
4 Расчет передач редуктора	8
4.1 Расчет быстроходной передачи	8
4.2 Расчет тихоходной передачи	15
5 Предварительный расчет диаметров валов	23
6.1 Исходные данные для расчета	25
6.2 Выбор материала вала	25
6.3 Эскиз вала и его расчетная схема	26
6.4 Определение опорных реакций	27
7 Проверочный расчет подшипников тихоходного вала редуктора	30
7.1 Исходные данные для расчета	30
7.2 Расчет долговечности (ресурса) подшипников	30
8 Уточненный расчет тихоходного вала	32
9 Подбор и проверочный расчет шпонок	35
10 Подбор соединительной муфты	37
11 Выбор смазочного материала для редуктора	37

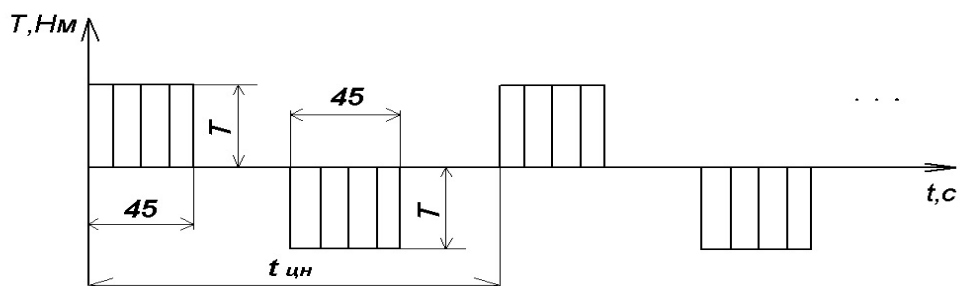
					А13.007.000 ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	Пояснительная записка		
Разраб.		Царёв А.С.					
Провер.		Кокорева О.Г.					
Реценз.							
Н. Контр.							
Утверд.							
					Лит.	Лист	Листов
						2	40

1. Кинематическая схема привода:



- 1 – электродвигатель;
- 2 – шестерня, закрепляемая на валу электродвигателя;
- 3 – промежуточный вал;
- 4 – выходной вал;
- 5 – уплотнение;
- 6 – элемент соединения с валом последующего механизма;
- 7 – плоскость врезки механизма к основанию;

Типовой режим нагружения:



					A13.007.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		3

Исходные данные:

- момент на выходном валу 120 Н·м;
- частота вращения выходного вала 105 об/мин;
- ресурс в циклах нагрузки $N_{\text{цн}} = 40000$.

Технические требования на проектируемое изделие:

Коэффициент прочности валов принять $n_p = 1,5$.

Смазка зацеплений зубчатых колес и подшипников смазкой ЦИАТИМ 221 ГОСТ 9433-80.

Резьбовые соединения покрыть эмалью ЭЛ-572, красный, ГОСТ 9640-81.

Условия эксплуатации:

- интервал предпочитаемой температуры от минус 60 до плюс 60 °С;
- влагоустойчивость при относительной влажности до 98%;
- механизм работает в условиях вибрации.

					А13.007.000 ПЗ	Лист
						4
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2. Описание конструкции

Назначение привода.

Механизм привода устройства предназначен для понижения частоты вращения выходного вала при передаче вращающего момента от электродвигателя к исполнительному валу.

Механизм представляет собой автономный редуктор, встраиваемый в устройство.

Кинематика конструкции.

В проектируемом механизме движение от электродвигателя передается посредством двух пар цилиндрических прямозубых зубчатых колес.

Механизм привода – редуктор размещен в литом корпусе, выполненном из серого чугуна СЧ15.

Зубчатые колеса по посадке с натягом надеты на валы со шпонками. Валы установлены в подшипниках, запрессованных в платах корпуса редуктора.

Зубчатые колеса и валы изготовлены из легированной стали. Редуктор крепится к корпусу устройства винтами.

Редуктор выполнен в «закрытом исполнении» и его герметизация осуществляется специальным уплотнением.

					A13.007.000 ПЗ	Лист
						5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

3. Кинематический расчет

Требуемая мощность электродвигателя:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_{\text{вых}}}{\eta},$$

где η – общий КПД привода;

$$\eta = \eta_{\text{цил}}^2 \cdot \eta_n^2,$$

где $\eta_{\text{цил}}$ – КПД цилиндрической передачи, $\eta_{\text{цил}} = 0,96$;

η_n – КПД пары подшипников, $\eta_n = 0,99$.

$$\eta = 0,96^2 \cdot 0,99^2 = 0,9.$$

$P_{\text{вых}}$ – мощность на выходном валу,

$$P_{\text{вых}} = T_{\text{вых}} \cdot \omega_{\text{вых}},$$

где $T_{\text{вых}}$ – момент на выходном валу, $T_{\text{вых}} = 120 \text{ Н}\cdot\text{м}$;

$\omega_{\text{вых}}$ – угловая скорость выходного вала,

$$\omega_{\text{вых}} = \frac{\pi \cdot n_{\text{вых}}}{30} = \frac{3,14 \cdot 105}{30} = 11 \text{ рад/с};$$

$$P_{\text{вых}} = 120 \cdot 11 = 1,32 \text{ кВт};$$

$$P_{\text{дв}} = \frac{1,32}{0,9} = 1,47 \text{ кВт}.$$

Двигатель нужной мощности может иметь несколько номинальных частот вращения. Выбираем двигатель АИР100L6РЗК мощностью $P_{\text{дв}} = 1,50 \text{ кВт}$ с частотой вращения вала $n_{\text{дв}} = 930 \text{ мин}^{-1}$.

Общее передаточное число:

$$u = \frac{n_{\text{дв}}}{n_{\text{вых}}},$$

$$u = \frac{930}{105} = 8,86.$$

Разбиваем передаточное число по ступеням:

$$u = u_o \cdot u_m,$$

где u_6 – передаточное число быстроходной передачи;

u_m – передаточное число тихоходной передачи,

$$u_m = 0,88 \cdot \sqrt{u} = 0,88 \cdot \sqrt{8,86} = 2,62.$$

Принимаем $u_T = 2,6$, тогда передаточное число быстроходной передачи:

$$u_6 = \frac{u}{u_m} = \frac{8,86}{2,6} = 3,41.$$

Принимаем $u_6 = 3,4$.

Уточняем общее передаточное отношение и определяем отклонение от расчетного значения:

$$u_{\phi} = 3,4 \cdot 2,6 = 8,84$$

$$\Delta u = \frac{|u - u_{\phi}|}{u} \cdot 100\% = \frac{|8,86 - 8,84|}{8,86} \cdot 100\% = 0,2\% < [\Delta u] = 4\%.$$

Мощности на валах:

$$P_1 = P_{дв} = 1,50 \text{ кВт};$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{цпл} \cdot \eta_n = 1,50 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1,43 \text{ кВт};$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{цпл} \cdot \eta_n = 1,43 \cdot 0,96 \cdot 0,99 = 1,36 \text{ кВт}.$$

Частоты вращения валов:

$$n_1 = n_{дв} = 930 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_6} = \frac{930}{3,41} = 272,7 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = \frac{n_2}{u_m} = \frac{272,7}{2,62} = 104,1 \text{ об/мин}.$$

Крутящие моменты на валах:

$$T_1 = 9550 \cdot \frac{P_1}{n_1} = 9550 \cdot \frac{1,50}{930} = 15,4 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_2 = 9550 \cdot \frac{P_2}{n_2} = 9550 \cdot \frac{1,43}{272,7} = 50,1 \text{ Н} \cdot \text{м};$$

$$T_3 = 9550 \cdot \frac{P_3}{n_3} = 9550 \cdot \frac{1,36}{104,1} = 124,8 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

4. Расчет передач редуктора

4.1 Расчет быстроходной передачи

1. Выбор материала и термообработки

Выбираема материал зубчатых колес: для шестерни – сталь 40ХН ГОСТ 4543-71 со сквозной закалкой при нагреве ТВЧ до твердости 48...55 HRC; для колеса – сталь 40Х ГОСТ 4543-71, улучшенная до твердости HB 235...265.

Расчет ведем по средней твердости: шестерни – 50 HRC, колеса – 250 HB.

2. Определение допускаемых контактных напряжений.

Суммарные эквивалентные числа циклов:

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot n_3 \cdot n_1 \cdot N_{\text{цн}},$$

где n_3 – число вхождений в зацепление зуба рассчитываемого колеса за один его оборот, $n_3 = 1$;

$N_{\text{цн}}$ – ресурс, $N_{\text{цн}} = 40000$ циклов;

$$N_{\Sigma 1} = 60 \cdot 1 \cdot 930 \cdot 40000 = 2,23 \cdot 10^9.$$

$$N_{\Sigma 2} = N_{\Sigma 1} / u = 2,23 \cdot 10^9 / 3,4 = 6,56 \cdot 10^8.$$

Эквивалентные числа циклов равны:

$$N_{HE1} = N_{\Sigma 1} = 2,23 \cdot 10^9; N_{HE2} = N_{\Sigma 2} = 6,56 \cdot 10^8.$$

$$N_{HO1} = 11,5 \cdot 10^7; N_{HO2} = 2,2 \cdot 10^7.$$

Коэффициенты долговечности:

$$K_{HL1} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO1}}{N_{HE1}}} = \sqrt[6]{\frac{11,5 \cdot 10^7}{2,23 \cdot 10^9}} = 0,61;$$

$$K_{HL2} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO2}}{N_{HE2}}} = \sqrt[6]{\frac{2,2 \cdot 10^7}{6,56 \cdot 10^8}} = 0,57.$$

Так как $K_{HL} \leq 1,8$, принимаем $K_{HL1} = K_{HL2} = 1$.

					A13.007.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		8

Пределы контактной выносливости:

$$\sigma_{Hlim1} = 17HRC_1 + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlim2} = 2HB_2 + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}.$$

Коэффициенты запаса [2, табл. П.15]:

шестерни – $S_{H1} = 1,2$; колеса – $S_{H2} = 1,2$.

Допускаемые контактные напряжения шестерни и колеса:

$$[\sigma]_{H1} = \sigma_{HP1} = \frac{\sigma_{Hlim1} \cdot K_{HL1}}{S_{H1}} \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{1050 \cdot 1}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 = 875 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{H2} = \sigma_{HP2} = \frac{\sigma_{Hlim2} \cdot K_{HL2}}{S_{H2}} \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{570 \cdot 1}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 = 475 \text{ МПа},$$

где принято $Z_R = 1$ и $Z_V = 1$.

3. Допускаемое напряжение при расчете на сопротивление усталости при изгибе.

Пределы выносливости при изгибе:

$$\sigma_{Flim1} = 750 \dots 800 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Flim2} = 1,75 \cdot HB_2 = 1,75 \cdot 250 = 438 \text{ МПа}.$$

Суммарные и эквивалентные числа циклов:

$$N_{FE1} = N_{\Sigma 1} = 2,23 \cdot 10^9; \quad N_{FE2} = N_{\Sigma 2} = 2,52 \cdot 10^8.$$

Базовые числа циклов: для стали $N_{FO1} = N_{FO2} = 4 \cdot 10^6$.

Коэффициенты запаса при изгибе: $S_{F1} = S_{F2} = 1,7$.

Коэффициенты долговечности:

Так как $N_{FE1} > N_{FE2} > N_{FO}$, то $K_{FL1} = K_{FL2} = 1$.

Допускаемые напряжения изгиба шестерни и колеса:

$$[\sigma]_{F1} = \sigma_{FP1} = \frac{\sigma_{Flim1} \cdot K_{FL1}}{S_{F1}} \cdot Y_R \cdot Y_Z \cdot Y_d \cdot Y_g \cdot K_{FC} = \frac{750 \cdot 1}{1,7} \cdot 1 = 441 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma]_{F2} = \sigma_{FP2} = \frac{\sigma_{Flim2} \cdot K_{FL2}}{S_{F2}} \cdot Y_R \cdot Y_Z \cdot Y_d \cdot Y_g \cdot K_{FC} = \frac{438 \cdot 1}{1,7} \cdot 1 = 258 \text{ МПа}.$$

Здесь можно принять $Y_R \cdot Y_Z \cdot Y_d \cdot Y_g \cdot K_{FC} = 1$.

					A13.007.000 ПЗ	Лист
						9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

4. Проектировочный расчет передачи.

Предварительно межосевое расстояние рассчитываем по формуле:

$$a'_w = K(u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2}{u^2}},$$

где K – коэффициент, учитывающий поверхностную твердость, $K = 8$;

u – передаточное число, $u = 3,4$;

T_2 – вращающий момент на колесе, $T_2 = 50,1$ Н·м.

$$a'_w = 8 \cdot (3,4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{50,1}{3,4^2}} = 57,4 \text{ мм.}$$

Окружную скорость находим по формуле:

$$v = \frac{2\pi a'_w n_1}{6 \cdot 10^4 (u + 1)} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 57,4 \cdot 930}{6 \cdot 10^4 (3,4 + 1)} = 1,27 \text{ м/с.}$$

Степень точности изготовления зубчатых колес – 9 [5, стр. 17, табл. 2.5].

Уточняем предварительно найденное межосевое расстояние по формуле:

$$a_w = K_a(u + 1) \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_2}{\psi_{ba} \cdot u^2 \cdot [\sigma]_H^2}},$$

где $K_a = 450$ – для прямозубых колес;

ψ_{ba} – коэффициент ширины, принимаем из ряда стандартных чисел $\psi_{ba} = 0,315$;

K_H – коэффициент нагрузки в расчетах на контактную прочность,

$$K_H = K_{H\alpha} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\gamma},$$

где $K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения, принимаем по таблице 2.6 $K_{H\alpha} = 1,06$;

$K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий,

$$K_{H\beta} = 1 + (K_{H\beta}^0 - 1) K_{Hw},$$

					A13.007.000 ПЗ	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

где $K_{H\beta}^0$ – коэффициент, принимаемый в зависимости от коэффициента ψ_{bd} ($\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1) = 0,5 \cdot 0,315 \cdot (3,4 + 1) = 0,6$), $K_{H\beta}^0 = 1,08$;

K_{Hw} – коэффициент, учитывающий приработку зубьев, $K_{Hw} = 0,26$;

$$K_{H\beta} = 1 + (1,08 - 1) \cdot 0,26 = 1,02.$$

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий погрешности шага зацепления и направления зуба,

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1)K_{Hw},$$

где $K_{H\alpha}^0$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями,

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06 \cdot (n_{ст} - 5),$$

где $n_{ст}$ – степень точности, $n_{ст} = 9$;

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06(9 - 5) = 1,24.$$

$$K_{H\alpha} = 1 + (1,24 - 1) \cdot 0,26 = 1,06.$$

$$K_H = 1,06 \cdot 1,02 \cdot 1,06 = 1,15.$$

$$a_w = 450 \cdot (3,4 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,15 \cdot 20,6}{0,315 \cdot 3,4^2 \cdot 475^2}} = 60,7 \text{ мм.}$$

Полученное межосевое расстояние округляем до стандартного значения:
 $a_w = 63 \text{ мм.}$

5. Предварительные основные размеры колеса:

Делительный диаметр:

$$d_2 = \frac{2a_w u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 63 \cdot 3,4}{3,4 + 1} = 97,4 \text{ мм.}$$

Ширина:

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,315 \cdot 63 = 19,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_2 = 20 \text{ мм.}$

Ширина шестерни, $b_1 = 1,12 \cdot b_2 = 1,12 \cdot 20 = 22,4 \text{ мм.}$

					A13.007.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		11

Принимаем $b_1 = 23$ мм.

6. Модуль передачи.

Модуль зацепления определяем как среднее значение между m_{\min} и m_{\max} .

Максимально допустимый модуль:

$$m_{\max} = \frac{2a_w}{17(u+1)} = \frac{2 \cdot 63}{17(3,4+1)} = 1,68 \text{ мм}$$

Минимально допустимый модуль:

$$m_{\min} = \frac{K_m \cdot K_F \cdot T_1 \cdot (u+1)}{a_w \cdot b_2 \cdot [\sigma]_F}$$

где $K_m = 3400$ – для прямозубой передачи;

K_F – коэффициент нагрузки,

$$K_F = K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha},$$

где K_{Fv} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения, определяем по таблице 2.9, $K_{Fv} = 1,11$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений у оснований зубьев по ширине зубчатого венца,

$$K_{F\beta} = K'_{F\beta} = 0,18 + 0,82K_{H\beta}^0 = 0,18 + 0,82 \cdot 1,08 = 1,06.$$

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий влияние погрешностей изготовления шестерни и колеса на распределение нагрузки между зубьями,

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0 = 1,24.$$

$$K_F = 1,11 \cdot 1,06 \cdot 1,24 = 1,46.$$

$$m_{\min} = \frac{3400 \cdot 1,46 \cdot 7,8 \cdot (3,4+1)}{63 \cdot 20 \cdot 258} = 0,52 \text{ мм}$$

$$m = \frac{m_{\max} + m_{\min}}{2} = \frac{1,68 + 0,52}{2} = 1,1 \text{ мм}$$

Из стандартного ряда по ГОСТ 9563-60 принимаем значение модуля

$$m = 1,5 \text{ мм.}$$

7. Суммарное число зубьев:

					A13.007.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		12

$$z_S = z_1 + z_2 = \frac{2 \cdot a_w}{m} = \frac{2 \cdot 63}{1,5} = 84.$$

Принимаем $z_S = 84$.

8. Число зубьев колеса и шестерни.

Число зубьев:

- шестерни

$$z_1 = \frac{z_S}{u + 1} = \frac{84}{3,4 + 1} = 19,1.$$

Округляем до ближайшего целого числа и принимаем $z_1 = 20$;

- колеса

$$z_2 = z_S - z_1 = 84 - 20 = 64.$$

9. Фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{z_2}{z_1} = \frac{64}{20} = 3,2.$$

10. Диаметры зубчатых косозубых колес при коэффициенте смещения инструмента $x_1 = x_2 = 0$:

- диаметры делительных окружностей:

шестерни

$$d_1 = m \cdot z_1 = 1,5 \cdot 20 = 30 \text{ мм};$$

колеса

$$d_2 = m \cdot z_2 = 1,5 \cdot 64 = 96 \text{ мм}.$$

Проверка: $d_1 + d_2 = 30 + 96 = 126 \text{ мм} = 2a_w$;

- диаметры окружностей вершин:

шестерни $d_{a1} = d_1 + 2m = 30 + 2 \cdot 1,5 = 33 \text{ мм};$

колеса $d_{a2} = d_2 + 2m = 96 + 2 \cdot 1,5 = 99 \text{ мм};$

- диаметры окружностей впадин:

шестерни $d_{f1} = d_1 - 2,5m = 30 - 2,5 \cdot 1,5 = 26,25 \text{ мм};$

колеса $d_{f2} = d_2 - 2,5m = 96 - 2,5 \cdot 1,5 = 92,25 \text{ мм}.$

11. Проверочный расчет зубьев передачи по контактным напряжениям.

Определяем расчетное значение контактных напряжений σ_H , МПа, по формуле:

$$\sigma_H = \frac{z_\delta}{a_\omega} \sqrt{\frac{K_H \cdot T_1 \cdot (u_\phi + 1)^3}{b_2 \cdot u_\phi}} \leq [\sigma]_H,$$

где z_δ – коэффициент для прямозубых передач, $z_\delta = 9600$ МПа;

$$\sigma_H = \frac{9600}{63} \sqrt{\frac{1,15 \cdot 15,4 \cdot (3,2 + 1)^3}{20 \cdot 3,2}} = 685 \text{ МПа.}$$

12. Силы в зацеплении.

Окружная

$$F_{t1} = F_{t2} = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 15,4 \cdot 10^3}{30} = 1026,7 \text{ Н.}$$

Радиальная

$$F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 1026,7 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 373,7 \text{ Н,}$$

где α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$.

Осевая

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \cdot \operatorname{tg} \beta = 472,7 \cdot \operatorname{tg} 0^\circ = 0.$$

13. Проверочный расчет зубьев передачи по напряжениям изгиба.

Расчетное напряжение изгиба σ_{F2} , МПа, определяем в зубьях колеса по формуле:

$$\sigma_{F2} = \frac{K_F \cdot F_{t2}}{b_2 \cdot m} \cdot Y_{FS2} \cdot Y_\beta \cdot Y_\epsilon,$$

где $K_F = 1,46$;

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений,

$$Y_{FS1} = 4,01, Y_{FS2} = 3,62;$$

Y_β – коэффициент угла наклона, $Y_\beta = 1$;

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, $Y_\varepsilon = 1$.

$$\sigma_{F2} = \frac{1,46 \cdot 1026,7}{20 \cdot 1,5} \cdot 3,62 \cdot 1 \cdot 1 = 180,9 \text{ МПа} < [\sigma]_{F2} = 258 \text{ МПа}.$$

Расчетное напряжение изгиба σ_{F1} , МПа, определяем в зубьях шестерни по формуле:

$$\sigma_{F1} = \frac{\sigma_{F2} Y_{FS1}}{Y_{FS2}} = \frac{180,9 \cdot 4,01}{3,62} = 200,4 \text{ МПа} < [\sigma]_{F1} = 441 \text{ МПа}.$$

4.2 Расчет тихоходной передачи

1. Выбор материала и термообработки

Выбираема материал зубчатых колес: для шестерни – сталь 40ХН ГОСТ 4543-71 со сквозной закалкой при нагреве ТВЧ до твердости 48...55 HRC; для колеса – сталь 40Х ГОСТ 4543-71, улучшенная до твердости HB 235...265.

Расчет ведем по средней твердости: шестерни – 50 HRC, колеса – 250 HB.

2. Определение допускаемых контактных напряжений.

Суммарные эквивалентные числа циклов:

$$N_{\Sigma 3} = N_{\Sigma 2} = 6,56 \cdot 10^8.$$

$$N_{\Sigma 4} = N_{\Sigma 3} / u = 6,56 \cdot 10^8 / 2,6 = 2,52 \cdot 10^8.$$

Эквивалентные числа циклов равны:

$$N_{HE3} = N_{\Sigma 3} = 6,56 \cdot 10^8; N_{HE4} = N_{\Sigma 4} = 2,52 \cdot 10^8.$$

$$N_{HO3} = 11,5 \cdot 10^7; N_{HO4} = 2,2 \cdot 10^7.$$

Так как $N_{HE3} > N_{HO3}$ и $N_{HE4} > N_{HO4}$, то $K_{HL3} = K_{HL4} = 1$.

Пределы контактной выносливости:

$$\sigma_{Hlim3} = 17HRC_3 + 200 = 17 \cdot 50 + 200 = 1050 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Hlim4} = 2HB_4 + 70 = 2 \cdot 250 + 70 = 570 \text{ МПа}.$$

					A13.007.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		15

Коэффициенты запаса:

шестерни – $S_{H3} = 1,2$; колеса – $S_{H4} = 1,2$.

Допускаемые контактные напряжения шестерни и колеса:

$$[\sigma]_{H3} = \sigma_{HP3} = \frac{\sigma_{Hlim3} \cdot K_{HL3}}{S_{H3}} \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{1050 \cdot 1}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 = 875 \text{ МПа},$$

$$[\sigma]_{H4} = \sigma_{HP4} = \frac{\sigma_{Hlim4} \cdot K_{HL4}}{S_{H4}} \cdot Z_R \cdot Z_V = \frac{570 \cdot 1}{1,2} \cdot 1 \cdot 1 = 475 \text{ МПа},$$

где принято $Z_R = 1$ и $Z_V = 1$ [1, стр. 68].

3. Допускаемое напряжение при расчете на сопротивление усталости при изгибе.

Пределы выносливости при изгибе:

$$\sigma_{Flim3} = 750 \dots 800 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{Flim4} = 1,75 \cdot HB_4 = 1,75 \cdot 250 = 438 \text{ МПа}.$$

Суммарные и эквивалентные числа циклов:

$$N_{FE3} = N_{\Sigma3} = 6,56 \cdot 10^8; \quad N_{FE4} = N_{\Sigma4} = 2,52 \cdot 10^8.$$

Базовые числа циклов: для стали $N_{FO3} = N_{FO4} = 4 \cdot 10^6$.

Коэффициенты запаса при изгибе: $S_{F3} = S_{F4} = 1,7$.

Коэффициенты долговечности:

Так как $N_{FE3} > N_{FE4} > N_{FO}$, то $K_{FL3} = K_{FL4} = 1$.

Допускаемые напряжения изгиба шестерни и колеса:

$$[\sigma]_{F3} = \sigma_{FP3} = \frac{\sigma_{Flim3} \cdot K_{FL3}}{S_{F3}} \cdot Y_R \cdot Y_Z \cdot Y_d \cdot Y_g \cdot K_{FC} = \frac{750 \cdot 1}{1,7} \cdot 1 = 441 \text{ МПа}.$$

$$[\sigma]_{F4} = \sigma_{FP4} = \frac{\sigma_{Flim4} \cdot K_{FL4}}{S_{F4}} \cdot Y_R \cdot Y_Z \cdot Y_d \cdot Y_g \cdot K_{FC} = \frac{438 \cdot 1}{1,7} \cdot 1 = 258 \text{ МПа}.$$

Здесь можно принять $Y_R \cdot Y_Z \cdot Y_d \cdot Y_g \cdot K_{FC} = 1$ [1, стр. 65].

4. Проектировочный расчет передачи.

Предварительно межосевое расстояние:

					A13.007.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16

$$a'_w = K(u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_3}{u^2}},$$

где K – коэффициент, учитывающий поверхностную твердость, $K = 8$;

u – передаточное число, $u = 2,6$;

T_3 – вращающий момент на колесе, $T_3 = 124,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$.

$$a'_w = 8 \cdot (2,6 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{124,8}{2,6^2}} = 76,03 \text{ мм}.$$

Окружную скорость находим по формуле:

$$v = \frac{2\pi a'_w n_2}{6 \cdot 10^4 (u + 1)} = \frac{2 \cdot 3,14 \cdot 76,03 \cdot 272,7}{6 \cdot 10^4 (2,6 + 1)} = 0,6 \text{ м/с}.$$

Степень точности изготовления зубчатых колес – 9. Уточняем предварительно найденное межосевое расстояние по формуле:

$$a_w = K_a(u + 1) \sqrt[3]{\frac{K_H \cdot T_2}{\psi_{ba} \cdot u^2 \cdot [\sigma]_H^2}},$$

где $K_a = 450$ – для прямозубых колес;

ψ_{ba} – коэффициент ширины, принимаем из ряда стандартных чисел
 $\psi_{ba} = 0,315$;

K_H – коэффициент нагрузки в расчетах на контактную прочность,

$$K_H = K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha},$$

где $K_{H\beta}$ – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения

$K_{H\beta} = 1,06$;

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по длине контактных линий,

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1) K_{Hw},$$

где $K_{H\alpha}^0$ – коэффициент, принимаемый в зависимости от коэффициента

ψ_{bd} ($\psi_{bd} = 0,5\psi_{ba}(u + 1) = 0,5 \cdot 0,315 \cdot (2,6 + 1) = 0,57$), $K_{H\alpha}^0 = 1,04$;

K_{Hw} – коэффициент, учитывающий приработку зубьев, $K_{Hw} = 0,26$;

$$K_{H\beta} = 1 + (1,04 - 1) \cdot 0,26 = 1,01.$$

$K_{H\alpha}$ – коэффициент, учитывающий погрешности шага зацепления и направления зуба,

$$K_{H\alpha} = 1 + (K_{H\alpha}^0 - 1)K_{Hw},$$

где $K_{H\alpha}^0$ – коэффициент распределения нагрузки между зубьями,

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06 \cdot (n_{ст} - 5),$$

где $n_{ст}$ – степень точности, $n_{ст} = 9$;

$$K_{H\alpha}^0 = 1 + 0,06(9 - 5) = 1,24.$$

$$K_{H\alpha} = 1 + (1,24 - 1) \cdot 0,26 = 1,06.$$

$$K_H = 1,06 \cdot 1,01 \cdot 1,06 = 1,13.$$

$$a_w = 450 \cdot (2,6 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{1,13 \cdot 50,1}{0,315 \cdot 2,6^2 \cdot 475^2}} = 79,4 \text{ мм.}$$

Полученное межосевое расстояние округляем до стандартного значения:

$$a_w = 80 \text{ мм.}$$

5. Предварительные основные размеры колеса:

Делительный диаметр:

$$d_4 = \frac{2a_w u}{u + 1} = \frac{2 \cdot 80 \cdot 2,6}{2,6 + 1} = 115,6 \text{ мм.}$$

Ширина:

$$b_4 = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,315 \cdot 80 = 25,2 \text{ мм.}$$

Принимаем $b_4 = 26 \text{ мм.}$

Ширина шестерни, $b_3 = 1,12 \cdot b_4 = 1,12 \cdot 26 = 29,1 \text{ мм.}$

Принимаем $b_3 = 30 \text{ мм.}$

6. Модуль передачи.

					A13.007.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		18

Модуль зацепления определяем как среднее значение между m_{\min} и m_{\max} .

Максимально допустимый модуль:

$$m_{\max} = \frac{2a_w}{17(u+1)} = \frac{2 \cdot 80}{17(2,6+1)} = 2,6$$

Минимально допустимый модуль:

$$m_{\min} = \frac{K_m \cdot K_F \cdot T_2 \cdot (u+1)}{a_w \cdot b_4 \cdot [\sigma]_F}$$

где $K_m = 3400$ – для прямозубой передачи;

K_F – коэффициент нагрузки,

$$K_F = K_{Fv} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha},$$

где K_{Fv} – коэффициент, учитывающий внутреннюю динамику нагружения, определяем по таблице 2.9, $K_{Fv} = 1,11$;

$K_{F\beta}$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения напряжений у оснований зубьев по ширине зубчатого венца,

$$K_{F\beta} = K'_{F\beta} = 0,18 + 0,82K_{H\beta}^0 = 0,18 + 0,82 \cdot 1,04 = 1,03.$$

$K_{F\alpha}$ – коэффициент, учитывающий влияние погрешностей изготовления шестерни и колеса на распределение нагрузки между зубьями,

$$K_{F\alpha} = K_{H\alpha}^0 = 1,24.$$

$$K_F = 1,11 \cdot 1,03 \cdot 1,24 = 1,42.$$

$$m_{\min} = \frac{3400 \cdot 1,42 \cdot 50,1 \cdot (2,6+1)}{80 \cdot 26 \cdot 258} = 1,62 \text{ мм}$$

$$m = \frac{m_{\max} + m_{\min}}{2} = \frac{2,6 + 1,62}{2} = 2,11 \text{ мм}$$

Из стандартного ряда по ГОСТ 9563-60 принимаем значение модуля

$$m = 2,5 \text{ мм.}$$

7. Суммарное число зубьев:

$$z_S = z_3 + z_4 = \frac{2 \cdot a_w}{m} = \frac{2 \cdot 80}{2,5} = 64.$$

Принимаем $z_S = 64$.

8. Число зубьев колеса и шестерни.

					A13.007.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		19

Число зубьев:

- шестерни

$$z_3 = \frac{z_s}{u + 1} = \frac{64}{2,6 + 1} = 17,8.$$

Округляем до ближайшего целого числа и принимаем $z_3 = 18$;

- колеса

$$z_4 = z_s - z_3 = 64 - 18 = 46.$$

9. Фактическое передаточное число

$$u_\phi = \frac{z_4}{z_3} = \frac{46}{18} = 2,6.$$

10. Диаметры зубчатых косозубых колес при коэффициенте смещения инструмента $x_3 = x_4 = 0$:

- диаметры делительных окружностей:

шестерни

$$d_3 = m \cdot z_3 = 2,5 \cdot 18 = 45 \text{ мм};$$

колеса

$$d_4 = m \cdot z_4 = 2,5 \cdot 46 = 115 \text{ мм}.$$

Проверка: $d_3 + d_4 = 45 + 115 = 160 \text{ мм} = 2a_w$;

- диаметры окружностей вершин:

шестерни $d_{a3} = d_3 + 2m = 45 + 2 \cdot 2,5 = 50 \text{ мм};$

колеса $d_{a4} = d_4 + 2m = 115 + 2 \cdot 2,5 = 120 \text{ мм};$

- диаметры окружностей впадин:

шестерни $d_{f3} = d_3 - 2,5m = 45 - 2,5 \cdot 2,5 = 38,75 \text{ мм};$

колеса $d_{f4} = d_4 - 2,5m = 115 - 2,5 \cdot 2,5 = 108,75 \text{ мм}.$

11. Проверочный расчет зубьев передачи по контактным напряжениям.

Определяем расчетное значение контактных напряжений σ_H , МПа, по формуле:

					A13.007.000 ПЗ	Лист
						20
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$\sigma_H = \frac{z_6}{a_w} \sqrt{\frac{K_H \cdot T_2 \cdot (u_\phi + 1)^3}{b_4 \cdot u_\phi}} \leq [\sigma]_H,$$

где z_6 – коэффициент для прямозубых передач, $z_6 = 9600$ МПа;

$$\sigma_H = \frac{9600}{80} \sqrt{\frac{1,13 \cdot 50,1 \cdot (2,6 + 1)^3}{26 \cdot 2,6}} = 750 \text{ МПа.}$$

12. Силы в зацеплении.

Окружная

$$F_{t3} = F_{t4} = \frac{2 \cdot T_2 \cdot 10^3}{d_3} = \frac{2 \cdot 50,1 \cdot 10^3}{45} = 2226,6 \text{ Н.}$$

Радиальная

$$F_{r3} = F_{r4} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \alpha = 2226,6 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 810,4 \text{ Н,}$$

где α – угол зацепления, $\alpha = 20^\circ$.

Осевая

$$F_{a3} = F_{a4} = F_{t3} \cdot \operatorname{tg} \beta = 2226,6 \cdot \operatorname{tg} 0^\circ = 0.$$

13. Проверочный расчет зубьев передачи по напряжениям изгиба.

Расчетное напряжение изгиба σ_{F4} , МПа, определяем в зубьях колеса по формуле:

$$\sigma_{F4} = \frac{K_F \cdot F_{t4}}{b_4 \cdot m} \cdot Y_{FS4} \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon,$$

где $K_F = 1,42$;

Y_{FS} – коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений,

$$Y_{FS3} = 3,98, Y_{FS4} = 3,62;$$

Y_β – коэффициент угла наклона, $Y_\beta = 1$;

Y_ε – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев, $Y_\varepsilon = 1$.

$$\sigma_{F4} = \frac{1,42 \cdot 2226,6}{26 \cdot 2,5} \cdot 3,62 \cdot 1 \cdot 1 = 176 \text{ МПа} < [\sigma]_{F4} = 258 \text{ МПа.}$$

Расчетное напряжение изгиба σ_{F3} , МПа, определяем в зубьях шестерни по формуле:

$$\sigma_{F3} = \frac{\sigma_{F4} Y_{FS3}}{Y_{FS4}} = \frac{176 \cdot 3,98}{3,62} = 193,5 \text{ МПа} < [\sigma]_{F3} = 441 \text{ МПа.}$$

					А13.007.000 ПЗ	Лист
						22
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

5 Предварительный расчет диаметров валов

Диаметр быстроходного вала редуктора:

$$d_{в1} \geq (7...8) \cdot \sqrt[3]{T_1} = (7...8) \sqrt[3]{15,4} = 17,4...19,9 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{в1} = 20$ мм, т.к. быстроходным валом редуктора является вал электродвигателя.

Диаметр промежуточного вала редуктора:

$$d_{п2} \geq (6...7) \cdot \sqrt[3]{T_2} = (6...7) \sqrt[3]{50,1} = 22,1...25,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{п2} = 26$ мм.

Диаметр бурта подшипника:

$$d_{бп2} \geq d_{п2} + 3 \cdot r,$$

где r – координата фаски подшипника, $r = 1,5$ мм.

$$d_{бп2} \geq 26 + 3 \cdot 1,5 = 30,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{бп2} = 31$ мм.

Диаметр вала под колесом:

$$d_{к2} \geq d_{бп2}.$$

Принимаем $d_{к2} = 34$ мм.

Диаметр бурта колеса:

$$d_{бк2} \geq d_{к2} + 3 \cdot f,$$

где f – координата фаски колеса, $f = 1$ мм.

$$d_{бк2} \geq 34 + 3 \cdot 1 = 37 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{бк2} = 38$ мм.

Диаметр тихоходного вала редуктора:

$$d_{в3} \geq (5...6) \cdot \sqrt[3]{T_3} = (5...6) \sqrt[3]{124,8} = 24,99...29,98 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{в3} = 32$ мм.

Диаметр вала под подшипник:

					A13.007.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

$$d_{пз} \geq d_{вз} + 2 \cdot t,$$

где t – высота заплечика, для диаметра 32 мм $t = 4$ мм.

$$d_{пз} \geq 32 + 2 \cdot 4 = 40 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{пз} = 43$ мм.

Диаметр бурта подшипника:

$$d_{бпз} \geq d_{пз} + 3 \cdot r,$$

где r – координата фаски подшипника, $r = 2,5$ мм.

$$d_{бпз} \geq 43 + 3 \cdot 2,5 = 50,5 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{бпз} = 54$ мм.

Диаметр вала под колесом:

$$d_{кз} \geq d_{бпз}.$$

Принимаем $d_{кз} = 55$ мм.

Диаметр бурта колеса:

$$d_{бкз} \geq d_{кз} + 3 \cdot f,$$

где f – координата фаски колеса, $f = 1,6$ мм.

$$d_{бкз} \geq 55 + 3 \cdot 1,6 = 59,8 \text{ мм.}$$

Принимаем $d_{бкз} = 60$ мм.

Для быстроходного вала выбираем однорядные шариковые радиальные подшипники 204 ГОСТ 8338-75 ($d = 20$ мм, $D = 47$ мм, $B = 14$ мм, $C = 12,7$ кН, $C_0 = 6,2$ кН).

Для тихоходного вала выбираем однорядные шариковые радиальные подшипники 207 ГОСТ 8338-75 ($d = 35$ мм, $D = 72$ мм, $B = 17$ мм, $C = 25,5$ кН, $C_0 = 13,7$ кН).

					A13.007.000 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

6 Расчет реакций опор и изгибающих моментов тихоходного вала

6.1 Исходные данные для расчета

Силы, действующие на вал от цилиндрической передачи:

- окружная F_{t4} , действующая в вертикальной плоскости, $F_{t4} = 2226,6$ Н;
- радиальная F_{r4} , действующая в горизонтальной плоскости, $F_{r4} = 810,4$ Н;

Сила, действующие на вал от муфты:

$$F = 125 \cdot \sqrt{T_3} = 125 \cdot \sqrt{124,8} = 1396 \text{ Н.}$$

- вращающий момент на валу, $T_3 = 124,8$ Н·м;
- частота вращения вала, $n_3 = 104,1$ мин⁻¹;
- диаметр делительной окружности зубчатого колеса, $d_4 = 115,6$ мм;
- диаметр вала под подшипники, $d_{\text{п}} = 43$ мм;
- диаметр вала под колесо, $d_{\text{к}} = 55$ мм;

Расстояния между опорами вала и точками приложения нагрузок

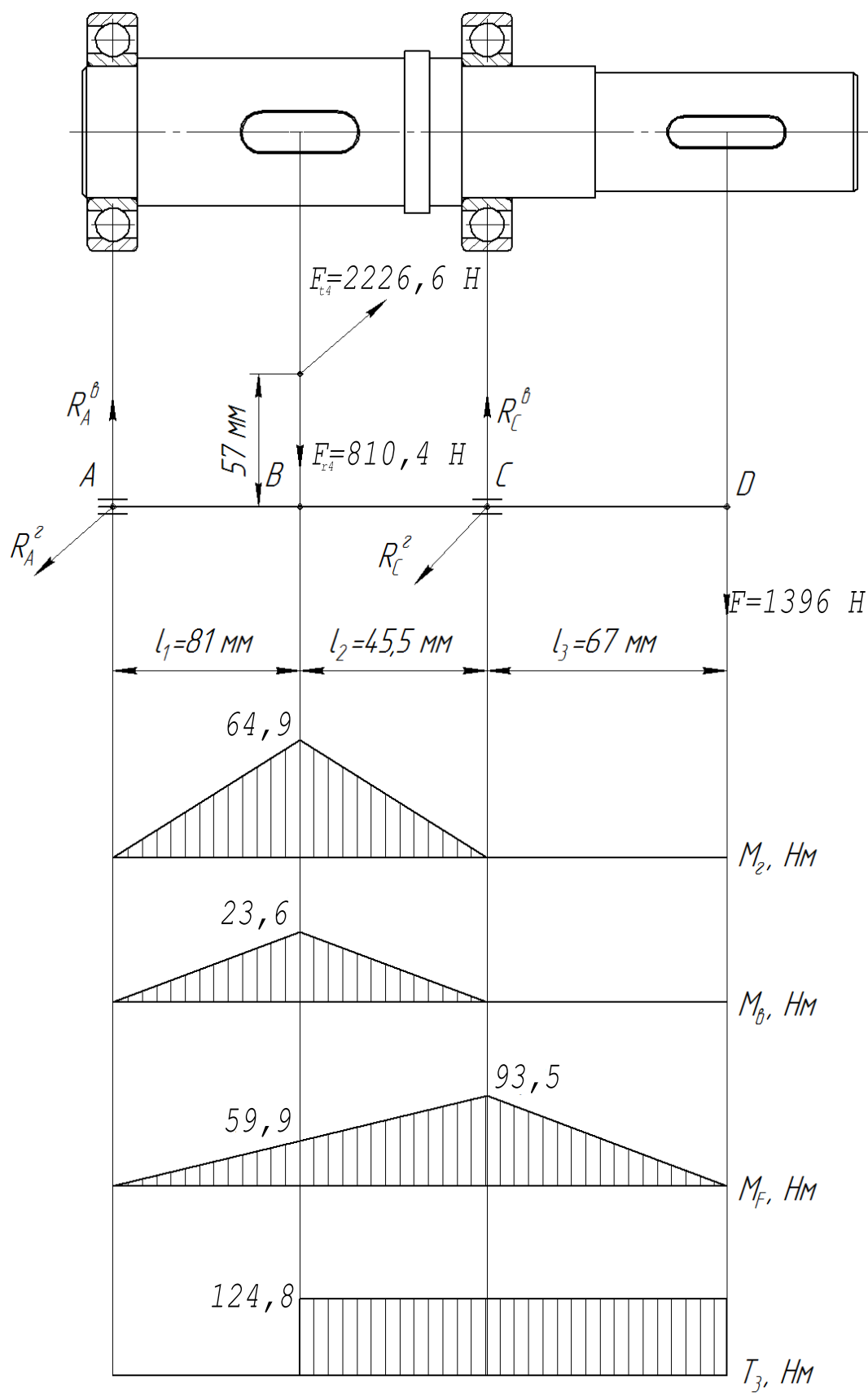
$$l_1 = 81 \text{ мм}, l_2 = 45,5 \text{ мм}, l_3 = 67 \text{ мм.}$$

6.2 Выбор материала вала

Выбираем для вала углеродистую сталь 45:

Марка стали	Механические характеристики, МПа					Коэффициенты	
	$\sigma_{\text{в}}$	$\sigma_{\text{т}}$	σ_{-1}	τ_{-1}	$\tau_{\text{т}}$	ψ_{σ}	ψ_{τ}
45	590	520	245	157	360	0,1	0,05

6.3 Эскиз вала и его расчетная схема



6.4 Определение опорных реакций

Горизонтальная плоскость.

Реакция R_A^z в точке A :

$$\sum M_C = 0; \quad R_A^z \cdot (l_1 + l_2) - F_{t4} \cdot l_2 = 0;$$
$$R_A^z = \frac{F_{t4} \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{2226,6 \cdot 45,5}{81 + 45,5} = 801 \text{ Н.}$$

Реакция R_C^z в точке C :

$$\sum M_A = 0; \quad R_C^z \cdot (l_1 + l_2) - F_{t4} \cdot l_1 = 0;$$
$$R_C^z = \frac{F_{t4} \cdot l_1}{l_1 + l_2} = \frac{2226,6 \cdot 81}{81 + 45,5} = 1425,6 \text{ Н.}$$

Проверка $\sum F^z = 0; \quad -R_A^z + F_{t4} - R_C^z = 0;$

$$-801 + 2226,6 - 1425,6 = 0.$$

Реакции определены правильно.

Строим эпюру изгибающих моментов.

Изгибающий момент в точке B в горизонтальной плоскости рассчитываем по формулам:

$$M_{\text{иВ}}^z = R_C^z \cdot l_2 = 1425,6 \cdot 45,5 \cdot 10^{-3} = 64,9 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Вертикальная плоскость.

Реакция R_A^y в точке A :

$$\sum M_C = 0; \quad R_A^y \cdot (l_1 + l_2) - F_{r4} \cdot l_2 = 0;$$
$$R_A^y = \frac{F_{r4} \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{810,4 \cdot 45,5}{81 + 45,5} = 291,5 \text{ Н.}$$

Реакция R_C^y в точке C :

$$\sum M_A = 0; \quad R_C^y \cdot (l_1 + l_2) - F_{r4} \cdot l_1 = 0;$$
$$R_C^y = \frac{F_{r4} \cdot l_1}{l_1 + l_2} = \frac{810,4 \cdot 81}{81 + 45,5} = 518,9 \text{ Н.}$$

Проверка $\sum F^e = 0$; $R_A^e - F_{r2} + R_C^e = 0$; $291,5 - 810,4 + 518,9 = 0$.

Реакции определены правильно.

Строим эпюру изгибающих моментов.

Изгибающий момент в точке B в вертикальной плоскости

$$M_{иВ}^e = R_A^e \cdot l_1 = 291,5 \cdot 81 \cdot 10^{-3} = 23,6 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Реакция от силы F в точке A :

$$\sum M_C = 0; \quad -R_A^F \cdot (l_1 + l_2) + F \cdot l_3 = 0;$$

$$R_A^F = \frac{F \cdot l_3}{l_1 + l_2} = \frac{1396 \cdot 67}{81 + 45,5} = 739,4 \text{ Н}.$$

Реакция от силы F в точке C :

$$\sum M_A = 0; \quad -R_C^F \cdot (l_1 + l_2) + F \cdot (l_1 + l_2 + l_3) = 0;$$

$$R_C^F = \frac{F \cdot (l_1 + l_2 + l_3)}{l_1 + l_2} = \frac{1396 \cdot (81 + 45,5 + 67)}{81 + 45,5} = 2135,4 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum F = 0$; $R_A^F + F - R_C^F = 0$; $739,4 + 1396 - 2135,4 = 0$.

Реакции определены правильно.

Строим эпюру изгибающих моментов от силы F .

Изгибающий момент от силы F в точке C :

$$M_{иС}^F = F \cdot l_3 = 1396 \cdot 67 \cdot 10^{-3} = 93,5 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Изгибающий момент от силы F в точке B :

$$M_{иВ}^F = R_A^F \cdot l_1 = 739,4 \cdot 81 \cdot 10^{-3} = 59,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Определяем реакции в точках A и C .

Суммарная реакция в точке A от сил в зацеплении

$$R_A = \sqrt{(R_A^e)^2 + (R_A^F)^2} = \sqrt{801^2 + 739,4^2} = 1082,4 \text{ Н}.$$

Суммарная реакция R_A в точке A от сил в зацеплении и от звездочки (худший случай, когда направления двух реакций совпадают)

$$R_A = R_A + R_A^F = 852,4 + 739,4 = 1591,8 \text{ Н}.$$

Суммарная реакция в точке C от сил в зацеплении

					A13.007.000 ПЗ	Лист
						28
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$R_C = \sqrt{(R_C^c)^2 + (R_C^e)^2} = \sqrt{1425,6^2 + 518,9^2} = 1517,1 \text{ Н.}$$

Суммарная реакция R_C в точке C от сил в зацеплении и от звездочки (худший случай)

$$R_C = R_C + R_C^F = 1517,1 + 2135,4 = 3652,5 \text{ Н.}$$

Из эпюр изгибающих моментов и вращающего момента T_3 видно, что опасными являются сечения вала, проходящие через точки B и C . Для этих сечений производим расчет.

Определяем суммарные изгибающие моменты в точках B и C .

Суммарный изгибающий момент в точке B от сил в зацеплении

$$M_{иВ} = \sqrt{(M_{иВ}^c)^2 + (M_{иВ}^e)^2} = \sqrt{64,9^2 + 23,6^2} = 69 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Суммарный изгибающий момент в точке B с учетом нагрузки от звездочки (худший случай)

$$M_{иВ} = M_{иВ} + M_{иВ}^F = 69 + 59,9 = 128,9 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Изгибающий момент в точке C

$$M_{иС} = 93,5 \text{ Н} \cdot \text{м.}$$

Крутящий момент на выходном валу $T_3 = 124,8 \text{ Н} \cdot \text{м.}$

7 Проверочный расчет подшипников тихоходного вала редуктора

7.1 Исходные данные для расчета

Предварительно для этого вала были выбраны шариковые радиальные подшипники 207 ГОСТ 8338-75 ($d = 35$ мм, $D = 72$ мм, $B = 17$ мм, $C = 25,5$ кН, $C_0 = 13,7$ кН).

Радиальные нагрузки, действующие на подшипники в опорах:

- в опоре 1 (точка A)

$$F_{r1} = R_A = 1591,8 \text{ Н};$$

- в опоре 2 (точка C)

$$F_{r2} = R_C = 3652,5 \text{ Н}.$$

Частота вращения внутреннего кольца подшипника, равная частоте вращения тихоходного вала, $n_3 = 104,1 \text{ мин}^{-1}$.

Требуемая долговечность (ресурс) подшипников, равная требуемому ресурсу всего привода

$$L_{\pi} = t_{\text{цн}} \cdot N_{\text{цн}},$$

где $t_{\text{цн}}$ – время цикла нагрузки, $t_{\text{цн}} = 180 \text{ с} = 0,05 \text{ ч}$;

$$L_{\pi} = 0,05 \cdot 40000 = 2000 \text{ ч}.$$

Коэффициент безопасности, принимаем $K_b = 1,4$.

Температурный коэффициент $K_T = 1$.

7.2 Расчет долговечности (ресурса) подшипников

Расчетный ресурс L_{π} , ч, определяем для каждого подшипника по формуле:

$$L_n = \frac{10^6}{60n_3} \cdot L_{10},$$

где L_{10} – базовый ресурс каждого подшипника, млн. оборотов, при 90% надежности, рассчитываем по формуле:

					A13.007.000 ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P_r} \right)^P ;$$

здесь C – динамическая грузоподъемность, $C = 25500$ Н;

P – показатель степени, для шариковых подшипников $P = 3$;

P_r – динамическая эквивалентная радиальная нагрузка при постоянной радиальной и осевой нагрузках, определяется для каждого подшипника, Н.

Для подшипника в опоре 1

$$P_{r1} = V \cdot F_{r1} \cdot K_\sigma \cdot K_T,$$

где V – коэффициент вращения, при вращении внутреннего кольца $V=1$;

$$P_{r1} = 1 \cdot 1591,8 \cdot 1,4 \cdot 1 = 2228,5 \text{ Н.}$$

Базовый ресурс L_{101} подшипника в опоре 1:

$$L_{101} = \left(\frac{25500}{2228,5} \right)^3 = 1498.$$

Расчетный ресурс $L_{п1}$, ч, подшипника в опоре 1:

$$L_{п1} = \frac{10^6}{60 \cdot 104,1} \cdot 1498 = 2,39 \cdot 10^5 \text{ ч} > L_{п.тр} = 1600 \text{ ч.}$$

Для подшипника в опоре 2

$$P_{r2} = V \cdot F_{r2} \cdot K_\sigma \cdot K_T,$$

$$P_{r2} = 1 \cdot 3652,5 \cdot 1,4 \cdot 1 = 5113,5 \text{ Н.}$$

Базовый ресурс L_{102} подшипника в опоре 2:

$$L_{102} = \left(\frac{25500}{5113,5} \right)^3 = 124.$$

Расчетный ресурс $L_{п2}$, ч, подшипника в опоре 2:

$$L_{п2} = \frac{10^6}{60 \cdot 104,1} \cdot 124 = 1,99 \cdot 10^4 \text{ ч} > L_{п.тр} = 1600 \text{ ч.}$$

Необходимая долговечность обоих подшипников обеспечена.

8 Уточненный расчет тихоходного вала

Примем, что нормальные напряжения от изгиба изменяются по симметричному циклу, а касательные от кручения – по нулевому (пульсирующему).

Уточненный расчет состоит в определении коэффициентов запаса прочности (допускаемыми) значениями $[s]$. Прочность соблюдена при $s \geq [s]$.

Будем производить расчет для предположительно опасных сечений выходного вала.

Опасным является сечение, проходящее через точку B .

Материал вала – сталь 45 ГОСТ 1050-94.

Среднее значение $\sigma_B = 590$ МПа.

Определяем коэффициент запаса прочности:

$$S = \frac{S_\sigma \cdot S_\tau}{\sqrt{S_\sigma^2 + S_\tau^2}} \geq [S] = 1,5 \dots 2,5,$$

где S_σ – коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям (напряжениям изгиба);

S_τ – коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям (напряжениям кручения).

В опасном сечении B концентратором напряжений является шпоночный паз.

Определяем коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям по формуле:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_\sigma}{\varepsilon_\sigma \cdot \beta} \cdot \sigma_v + \psi_\sigma \cdot \sigma_m},$$

где σ_{-1} – предел выносливости материала вала при симметричном цикле изгиба, $\sigma_{-1} = 245$ МПа;

σ_v – амплитуда нормальных напряжений,

$$\sigma_v = \sigma_u = \frac{M_B \cdot 10^3}{W_B},$$

$$W_B = 0,1d_{к3}^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_{к3} - t_1)^2}{2 \cdot d_{к3}} = 0,1 \cdot 45^3 - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (55 - 5,5)^2}{2 \cdot 55} = 7397,3 \text{ мм}^3.$$

$$\sigma_v = \frac{128,9 \cdot 10^3}{7397,3} = 17,4 \text{ МПа}.$$

k_σ – коэффициент концентрации напряжений, $k_\sigma = 1,6$;

ε_σ – масштабный фактор для нормальных напряжений, $\varepsilon_\sigma = 0,84$;

β – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости, при $Ra = 0,32 \dots 2,5$ мкм принимаем $\beta = 0,95$;

ψ_σ – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла нормальных напряжений, принимаем $\psi_\sigma = 0,1$;

σ_m – среднее напряжение цикла нормальных напряжений, $\sigma_m = 0$;

$$S_\sigma = \frac{245}{\frac{1,6}{0,84 \cdot 0,95} \cdot 17,4 + 0,1 \cdot 0} = 7.$$

Определяем коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям по формуле:

$$S_\tau = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_\tau}{\varepsilon_\tau \cdot \beta} \cdot \tau_v + \psi_\tau \cdot \tau_m},$$

где τ_{-1} – предел выносливости материала вала при симметричном цикле изгиба, $\tau_{-1} = 157$ МПа;

τ_v – амплитуда касательных напряжений,

$$\tau_v = \tau_u = \frac{0,5 \cdot T_3}{W_{кр.В}},$$

					A13.007.000 ПЗ	Лист
						33
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

$$W_{кр.В} = 0,1d_{кз}^3 - \frac{b \cdot t_1 \cdot (d_{кз} - t_1)^2}{2 \cdot d_{кз}} = 0,2 \cdot 55^3 - \frac{14 \cdot 5,5 \cdot (55 - 5,5)^2}{2 \cdot 55}$$

$$= 31559 \text{ мм}^3.$$

$$\tau_v = \frac{0,5 \cdot 124,8 \cdot 10^3}{31559} = 1,97 \text{ МПа.}$$

k_τ – коэффициент концентрации напряжений, $k_\tau = 1,5$;

ε_τ – масштабный фактор для касательных напряжений, $\varepsilon_\tau = 0,72$;

β – коэффициент, учитывающий влияние шероховатости, при $Ra = 0,32 \dots 2,5 \text{ мкм}$ принимаем $\beta = 0,95$;

ψ_τ – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла касательных напряжений, принимаем $\psi_\tau = 0,05$;

τ_m – среднее напряжение цикла касательных напряжений, $\tau_m = \tau_v = 1,46 \text{ МПа.}$

$$S_\tau = \frac{157}{\frac{1,5}{0,72 \cdot 0,95} \cdot 1,97 + 0,05 \cdot 1,46} = 35,7.$$

$$S = \frac{14,5 \cdot 35,7}{\sqrt{14,5^2 + 35,7^2}} = 13,4 > [S] = 1,5.$$

Условия прочности выполняются. Принятые ориентировочные размеры быстроходного вала редуктора считаем окончательными.

					A13.007.000 ПЗ	Лист
						34
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

9 Подбор и проверочный расчет шпонок

Рабочую длину шпонки промежуточного вала вычисляем по формуле:

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot T_2}{d(h - t_1) \cdot [\sigma_{см}]},$$

где $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие для материала шпонки,
 $[\sigma_{см}] = 100$ МПа;

d – диаметр вала в месте посадки колеса, $d = d_{к2} = 34$ мм;

h и t_1 – размеры шпоночного соединения, для $d = 34$ мм $h = 7$ мм, $t_1 = 4$ мм.

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot 20,6}{34 \cdot (7 - 4) \cdot 100} = 4,9 \text{ мм.}$$

Длина шпонки

$$l_{ш} = l_p + b = 4,9 + 8 = 12,9 \text{ мм,}$$

где b – ширина сечения шпонки, $b = 8$ мм.

Принимаем $l_{ш} = 25$ мм.

Рабочую длину шпонки тихоходного вала вычисляем по формуле:

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot T_3}{d(h - t_1) \cdot [\sigma_{см}]},$$

где $[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение на смятие для материала шпонки,
 $[\sigma_{см}] = 100$ МПа;

d – диаметр вала в месте посадки колеса, принимаем $d = d_{к2} = 45$ мм;

h и t_1 – размеры шпоночного соединения, для $d = 45$ мм $h = 9$ мм,
 $t_1 = 5,5$ мм.

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot 124,8}{45 \cdot (9 - 5,5) \cdot 100} = 15,8 \text{ мм.}$$

Длина шпонки

$$l_{ш} = l_p + b = 15,8 + 14 = 29,8 \text{ мм,}$$

где b – ширина сечения шпонки, $b = 14$ мм.

Принимаем $l_{ш} = 40$ мм.

					А13.007.000 ПЗ	Лист
						35
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

d – диаметр вала в месте посадки шестерни, принимаем $d = d_{в3} = 32$ мм;
 h и t_1 – размеры шпоночного соединения, для $d = 32$ мм $h = 7$ мм, $t_1 = 4$ мм.

$$l_p \geq \frac{2000 \cdot 124,8}{32 \cdot (7 - 4) \cdot 100} = 26 \text{ мм.}$$

Длина шпонки

$$l_{ш} = l_p + b = 26 + 8 = 34 \text{ мм,}$$

где b – ширина сечения шпонки, $b = 8$ мм.

Принимаем $l_{ш} = 36$ мм.

					А13.007.000 ПЗ	Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

10 Подбор соединительной муфты

На тихоходном валу редуктора установлена муфта. Широкое применение имеют упругие втулочно-пальцевые муфты. Так как крутящий момент на быстроходном валу составляет 124,8 Н·м, то выбираем муфту для крутящего момента 125 Н·м [4]. Диаметр отверстия под тихоходный вал 32 мм.

11 Выбор смазочного материала для редуктора

Смазывание зубчатого зацепления производится окунанием зубчатого колеса в масло, заливаемое внутрь корпуса до уровня, обеспечивающего погружение колеса примерно на 10 мм. Объем масляной ванны V определяем из расчета 0,25 дм³ масла на 1 кВт передаваемой мощности:

$$V = 0,25 \cdot 1,50 = 0,375 \text{ дм}^3.$$

По таблице 10.8 [2] устанавливаем вязкость масла. При контактных напряжениях $\sigma_H = 475$ МПа и скорости $v = 0,6$ м/с рекомендуемая вязкость масла должна быть примерно равна $34 \cdot 10^{-6}$ м²/с. По таблице 10.10 принимаем масло индустриальное И-40А (по ГОСТ 20799–75).

Камеры подшипников заполняем пластичным смазочным материалом УТ- 1 , периодически пополняем его шприцем через пресс-масленки.

					A13.007.000 ПЗ	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		