

Содержание

1. Кинематическая схема привода.....	3
2. Кинематический расчет привода.....	4
3. Расчет плоскоременной передачи.....	5
4. Расчет прямозубой зубчатой передачи.....	7
5. Расчет вала.....	13
6. Расчет шпоночных соединений.....	16
7. Расчет подшипников качения.....	17
8. Приложение	
1) эскизная компоновка вала.....	18
2) эпюры изгибающих и крутящих моментов на валу...	19
9. Список использованной литературы.....	20

1. Кинематическая схема привода

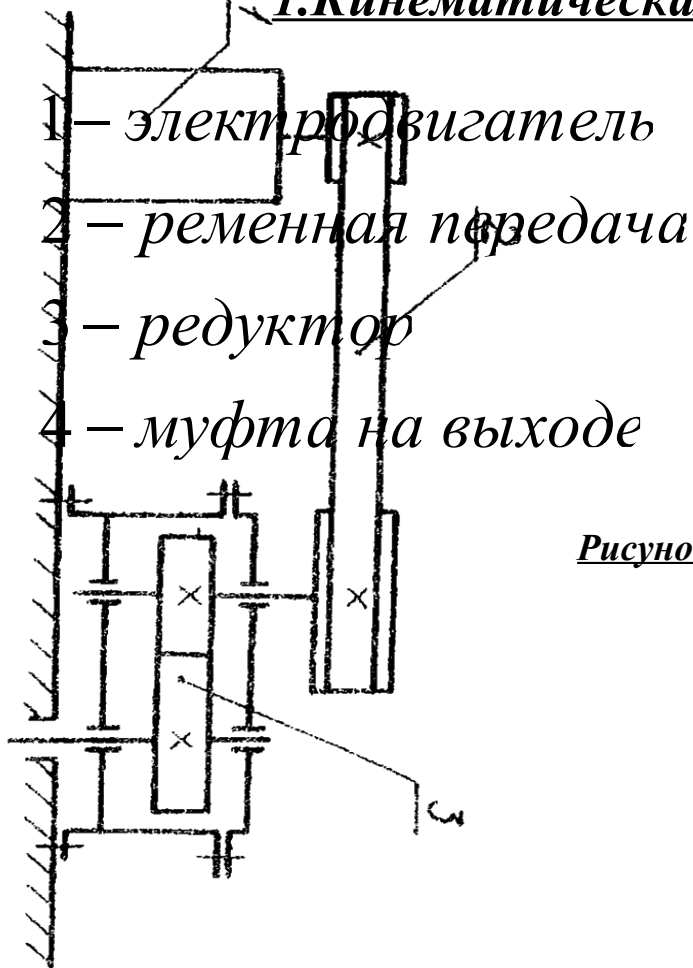
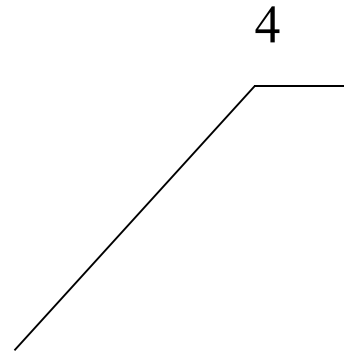


Рисунок №3



Вариант №3

$$T_{\text{вых}} = 0,48 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$n_{\text{вых}} = 180 \text{ об/мин}$$

Сменность работы — 2

Срок службы — 1 год

2. Кинематический расчет привода

Данные для расчета:

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	17

$$T_{\text{вых}} = 0,48 \cdot 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$n_{\text{вых}} = 180 \text{ об/мин}$$

Сменность работы – 2

Срок службы – 1 год

2.1 Определяем КПД привода:

$$\eta_{\text{привода}} = \eta_{\text{редуктора}} \cdot \eta_{\text{ременной передачи}} \cdot \eta_{\text{муфты}}$$

$$\eta_{\text{редуктора}} = \eta_{\text{зубчатого зацепления}} \cdot \eta_{\text{пары подшипников}}^2$$

$$\eta_{\text{привода}} = \eta_{\text{зубч. зацепления}} \cdot \eta_{\text{пары подшипников}}^2 \cdot \eta_{\text{ременной передачи}} \cdot \eta_{\text{муфты}} = 0,97 \cdot 0,99^2 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 0,89413$$

2.2 Определяем требуемую мощность двигателя:

$$N_{\text{двигателя}} = \frac{N_{\text{вых}}}{\eta_{\text{привода}}} = \frac{T_{\text{вых}} \cdot n_{\text{вых}}}{9,55 \cdot 10^6} \cdot \frac{1}{\eta_{\text{пр}}} = \frac{0,48 \cdot 10^6 \cdot 180}{9,55 \cdot 10^6 \cdot 0,89413} = 10,11835 \text{ (кВт)}$$

По расчетным данным выбираем асинхронный двигатель марки **4A160M8У3** мощностью 11 кВт и частотой 750 оборотов в минуту (табл. П1) [2]

$$n_{\text{расчетное}} = n_{\text{двигателя}} \cdot (1 - S) = 730 \left(\frac{\text{об}}{\text{мин}} \right)$$

2.3 Определяем передаточное число привода:

$$u_{\text{привода}} = \frac{n_{\text{двиг}}}{n_{\text{вых}}} = \frac{730}{180} = 4,055$$

$$u_{\text{привода}} = u_{\text{рем. передачи}} \cdot u_{\text{зубч. зацепления}} \quad u_{\text{зубч. зацепления}} = 2,5$$

$$u_{\text{рем. передачи}} = \frac{u_{\text{привода}}}{u_{\text{зубч. зацеп.}}} = \frac{4,055}{2,5} = 1,622$$

2.4 Определяем частоту вращения валов:

$$n_{\text{вала}} = \frac{n_{\text{двиг}}}{u_{\text{рем. перед.}}} = \frac{730}{1,622} = 450 \left(\frac{\text{об}}{\text{мин}} \right)$$

$$n_{\text{вых}} = \frac{n_{\text{вала}}}{u_{\text{зубч. зацеп.}}} = \frac{450}{2,5} = 180 \left(\frac{\text{об}}{\text{мин}} \right)$$

2.5 Определяем мощности на валах:

$$N_{\text{вала}} = N_{\text{двиг}} \cdot \eta_{\text{рем. перед.}} \cdot \eta_{\text{пары подшипн.}} = 10,11835 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 9,5163 \text{ (кВт)}$$

$$N_{\text{вых}} = N_{\text{вала}} \cdot \eta_{\text{зубч. зацеп.}} \cdot \eta_{\text{пары подшипн.}} \cdot \eta_{\text{муфты}} = 9,5163 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 9,047 \text{ (кВт)}$$

2.6 Определяем вращающие моменты на валах:

$$T_{\text{двиг}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{N_{\text{двиг}}}{n_{\text{двиг}}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{10,11835}{730} = 132370,2 \cdot (\text{Н} \cdot \text{мм})$$

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	3

$$T_{\text{вала}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{N_{\text{вала}}}{n_{\text{вала}}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{9,5163}{450} = 201957,2 \text{ (Н} \cdot \text{мм)}$$

$$T_{\text{вых}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{N_{\text{вых}}}{n_{\text{вых}}} = 9,55 \cdot 10^6 \cdot \frac{9,047}{180} = 0,48 \cdot 10^6 \text{ (Н} \cdot \text{мм)}$$

2.7 Результаты расчета:

	n (об./мин)	T (Н · мм)	N (кВт)
Двигатель	730	132370,2	10,11835
Вал	450	201957,2	9,5163
Выход	180	$0,48 \cdot 10^6$	9,047

3. Расчет плоскоременной передачи

Данные для расчета:

$N_1 = N_{\text{двиг}} = 10118,35 \text{ Вт}$ – передаваемая мощность на ведущем валу

$n_1 = n_{\text{двиг}} = 730 \text{ об/мин}$ – частота вращения ведущего вала

$n_2 = n_{\text{вала}} = 450 \text{ об/мин}$ – частота вращения ведомого вала

$T_1 = T_{\text{двиг}} = 132370,2 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – вращающий момент на ведущем валу

$i = \frac{n_1}{n_2} = \frac{730}{450} = 1,622$ – передаточное отношение

3.1 Диаметр ведущего шкива из условия тяговой способности:

$$d_1 \approx 6 \cdot \sqrt[3]{T_1} = 6 \cdot \sqrt[3]{132370,2} = 305,78 \text{ (мм)}$$

По найденному значению подбираем диаметр шкива по ГОСТ17383-70 – 315 мм

3.2 Диаметр ведомого шкива:

$d_2 = d_1 \cdot i \cdot (1 - \epsilon) = 315 \cdot 1,622 \cdot (1 - 0,01) = 505,89 \text{ (мм)}$ - разрешается не округлять по ГОСТу.

$\epsilon = 0,01$

3.3 Фактическое передаточное число:

$$i_{\phi} = \frac{d_2}{d_1 \cdot (1 - \epsilon)} = \frac{505,89}{315 \cdot (1 - \epsilon)} = 1,622 \quad \frac{1}{4} \leq i_{\phi} \leq 4$$

3.4 Отклонение передаточного отношения:

$$\Delta i = \frac{i_{\phi} - i}{i} \cdot 100\% = 0 \quad (\text{допускается } \pm 3\%)$$

3.5 Межосевое расстояние:

$$a = 2 \cdot (d_1 + d_2) = 2 \cdot (315 + 505,89) = 1641,78 \text{ (мм)}$$

3.6 Угол обхвата малого шкива:

$$\alpha = 180^\circ - \frac{d_2 - d_1}{a} \cdot 60^\circ = 180^\circ - \frac{505,89 - 315}{1641,78} \cdot 60^\circ = 173^\circ \geq [\alpha] \quad [\alpha] = 150^\circ$$

3.7 Длина ремня:

$$L = 2 \cdot a + \frac{\pi}{2} \cdot (d_1 + d_2) + \frac{(d_2 - d_1)^2}{4 \cdot a} = 2 \cdot 1641,78 + \frac{3,14}{2} \cdot (505,89 + 315) + \frac{(505,89 - 315)^2}{4 \cdot 1641,78} = 4577,906 \text{ (мм)}$$

3.8 Скорость ремня

$$v = \frac{\pi \cdot d_1 \cdot n_1}{60 \cdot 10^3} = \frac{3,14 \cdot 315 \cdot 730}{60 \cdot 10^3} = 12,034 \left(\frac{м}{с} \right)$$

3.9 Выбирается тип ремня и допускаемое удельное давление для одной прокладки: (табл. 1.1) [3]

Тип ремня – плоский резиноканевый

Материал прокладок – ТК-200 из синтетических волокон

$[P_0] = 13 \frac{Н}{мм}$ - наибольшая допустимая нагрузка на прокладку

$\delta_0 = 1,3 \text{ мм}$ - расчетная толщина прокладки с резиновой прослойкой

3.10 Выбирается отношение минимального шкива к толщине ремня (таблица 1.2) [3]:

$d_{\min} / \delta = 40$ – рекомендуемое отношение для резиноканевых ремней

3.11 Расчетная толщина ремня:

$$\delta_p = \frac{d_1}{[d_{\min} / \delta]} = \frac{315}{40} = 7,875 \text{ (мм)}$$

3.12 Расчетное число прокладок:

$$Z = \frac{\delta_p}{\delta_0} = \frac{7,875}{1,3} = 6,057 \approx 6$$

3.13 Окончательная толщина ремня:

$$\delta = Z \cdot \delta_0 = 6 \cdot 1,3 = 7,8 \text{ (мм)}$$

3.14 Допускаемая рабочая нагрузка из условия сцепления ремня со шкивом:

$$C_\alpha = [1 - 0,003 \cdot (180^\circ - \alpha_1)] = [1 - 0,003 \cdot (180^\circ - 173^\circ)] = 0,979 \text{ - коэффициент угла обхвата;}$$

$$C_v = 1,04 - 0,0004 \cdot v^2 = 1,04 - 0,0004 \cdot 12,034^2 = 0,982 \text{ - коэффициент, учитывающий влияние скорости ремня;}$$

$$C_p = 0,9 \text{ - коэффициент режима двусменной работы (таблица 1.3) [3]}$$

$$C_0 = 1 \text{ - коэффициент учитывающий угол наклона линии центров передачи (при наклоне до } 60^\circ \text{)}$$

$$[P] = [P_0] \cdot C_\alpha \cdot C_v \cdot C_p \cdot C_0 = 13 \cdot 0,979 \cdot 0,982 \cdot 0,9 \cdot 1 = 11,248 \left(\frac{Н}{мм} \right) \text{ - допускаемое полезное полное напряжение}$$

3.15 Окружная сила:

$$F_t = \frac{N_1}{v} = \frac{10118,35}{12,034} = 840,81 \text{ (Н)}$$

3.16 Ширина ремня:

$$b \geq \frac{F_t}{Z \cdot [P]} = \frac{840,81}{6 \cdot 11,248} = 12,458 \text{ (мм)}$$

3.17 Ширина ремня округляется по стандартному ряду:

$$b_{\text{стандарт}} = 32 \text{ (мм)} [3]$$

3.18 Предварительное натяжение ремня:

$$F_0 = \sigma_0 \cdot b \cdot \delta = 1,8 \cdot 32 \cdot 7,8 = 449,28 \text{ (Н)}$$

3.19 Натяжение ведущей и ведомой ветвей:

$$F_1 = F_0 + 0,5 \cdot F_t = 449,28 + 0,5 \cdot 840,81 = 869,685 \text{ (Н)}$$

$$F_2 = F_0 - 0,5 \cdot F_t = 449,28 - 0,5 \cdot 840,81 = 28,875 \text{ (Н)}$$

3.20 Нагрузка на валы передачи:

										Лист
										5
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

$$\sigma_{H\lim b} = 2 \cdot HB + 70 - \text{базовый предел контакт. выносливости материалов зубьев (табл. 2.1)} [4]$$

$$\sigma_{H\lim b1} = 2 \cdot 285 + 70 = 640 \text{ (МПа)} \quad \sigma_{H\lim b2} = 2 \cdot 248 + 70 = 566 \text{ (МПа)}$$

$[S_H] = 1,1$ – минимальный коэффициент запаса прочности при улучшении

Z_R – коэффициент, учитывающий влияние исходной шероховатости сопряженных поверхностей зубьев

Z_X – коэффициент, учитывающий размер зубчатого колеса

Z_V – коэффициент, учитывающий влияние окружной скорости колес

При проектировочном расчете передачи принимают $Z_R \cdot Z_X \cdot Z_V = 0,9$

$$Z_N = q_H \sqrt{\frac{N_{H\lim b}}{N_{HE}}} - \text{коэффициент циклической долговечности} \quad 0,75 \leq Z_N \leq Z_{N\max}$$

$$Z_{N\max} = 2,6 - \text{при улучшении}$$

$N_{H\lim b}$ – базовое число циклов нагружений, соответствующее перелому кривой усталости

$$N_{H\lim b} = 30 \cdot (HB)^{2,4} \leq 120 \cdot 10^6$$

$$N_{H\lim b1} = 30 \cdot (285)^{2,4} = 2,3375 \cdot 10^7 \quad N_{H\lim b2} = 30 \cdot (248)^{2,4} = 16,742 \cdot 10^6$$

$N_{HE} = 60 \cdot Lh \cdot n \cdot j \cdot \mu_H$ – число циклов напряжений в течение отработки заданного ресурса

$j = 1$ – число колес находящихся в зацеплении с рассчитываемым передачей

$\mu_H = 1$ – коэффициент, учитывающий форму циклограммы нагружения при постоянном режиме

$$N_{HE1} = 60 \cdot 8760 \cdot 450 = 2,3652 \cdot 10^8 \quad N_{HE2} = 60 \cdot 8760 \cdot 180 = 94,608 \cdot 10^6$$

$q_H = 20$ – показатель степени кривой усталости при $N_{H\lim b} < N_{HE}$

$$[\sigma_H]_1 = \frac{640}{1,1} \cdot 0,9 \cdot \sqrt[20]{\frac{2,3375 \cdot 10^7}{2,3652 \cdot 10^8}} = 466,036 \text{ (МПа)}$$

$$[\sigma_H]_2 = \frac{566}{1,1} \cdot 0,9 \cdot \sqrt[20]{\frac{16,742 \cdot 10^6}{94,608 \cdot 10^6}} = 424,654 \text{ (МПа)}$$

$$[\sigma_H]_{\text{расчет}} = [\sigma_H]_2 = 424,654 \text{ (МПа)}$$

4.1.3 Определяем ориентировочные значения межосевого расстояния:

$$a'_w \geq K_a \cdot (u + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot K_{H\beta}}{[\sigma_H]_p^2 \cdot u \cdot \psi'_{ba}}}$$

$K_a = 495$ – вспомогательный коэффициент для прямозубой передачи

$$\psi'_{ba} = \frac{2 \cdot \psi'_{bd}}{u + 1} - \text{предварительное значение коэффициента ширины венца относительно межосевого расстояния}$$

$\psi'_{bd} = 0,8$ – предварительное значение коэффициента ширины венца относительно диаметра (табл.2.2) [4]

$\psi'_{bd} = 0,8$ – предварительное значение коэффициента ширины венца относительно диаметра (табл.2.2) [4]

$$\psi'_{ba} = \frac{2 \cdot 0,8}{2,5 + 1} = 0,34286$$

$K_{H\beta} = 1,03$ – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по длине контакт. линий для прямозубой передачи при $\psi_{bd} = 0,8$ (табл.2.3) [4]

$$a'_w \geq 495 \cdot (2,5 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{201,957 \cdot 1,03}{424,65^2 \cdot 2,5 \cdot 0,34286}} = 191,32 \text{ (мм)}$$

4.1.4 Определяем число зубьев колес:

						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		7

$$Z_1 = \frac{\Psi_{bm}}{\Psi'_{bd}} \geq Z_{1\min} - \text{число зубьев шестерни}; \quad Z_2 = Z_1 \cdot u \geq Z_{2\min} - \text{число зубьев колеса}$$

$\Psi_{bm} = 18$ – коэффициент ширины колеса относительно модуля зубьев (табл.2.2) [4]

$$Z_{\min} = \frac{2 \cdot (1 - X) \cdot \cos \beta}{\sin^2 \alpha} - \text{наименьшее число зубьев, свободное от подрезания номинальной}$$

исходной производящей рейкой

$X_{1,2} = 0$ – коэффициент смещения исходного контура

$\alpha = 20^\circ$ – угол профиля исходного контура по ГОСТ 13755–81

$$Z_{\min} = \frac{2}{\sin^2 20^\circ} \approx 17$$

$$Z_1 = \frac{18}{0,8} = 22,5 \approx 23 \geq 17; \quad Z_2 = 22,5 \cdot 2,5 = 56,25 \approx 56 \geq 17$$

4.1.5 Уточняют значение передаточного числа: $u = \frac{Z_2}{Z_1} = 2,43$

4.1.6 Определяют делительный нормальный модуль зубьев:

$$m = \frac{2 \cdot a'_w \cdot \cos \beta}{Z_1 + Z_2} \cdot \frac{\cos \alpha_w}{\cos \alpha} = \frac{2 \cdot 191,32}{23 + 56} = 4,84 \approx 5 - \text{по ГОСТ 9563} - 60$$

$\alpha_w = \alpha = 20^\circ$ – угол зацепления при $X_1 + X_2 = 0$ и $\beta = 0^\circ$

4.1.7 Уточняют значение межосевого расстояния при стандартном модуле:

$$a_w = \frac{m \cdot (Z_1 + Z_2)}{2 \cos \beta} \cdot \frac{\cos \alpha}{\cos \alpha_w} = \frac{5 \cdot (23 + 56)}{2} = 197,5 \text{ (мм)}$$

4.1.8 Уточняют значение коэффициента ширины зубчатого колеса:

$$\Psi_{ba} = \Psi'_{ba} \cdot \left(\frac{a'_w}{a_w} \right)^3 = 0,34286 \cdot \left(\frac{191,32}{197,5} \right)^3 = 0,3117$$

4.1.9 Определяют рабочую ширину венца зубчатой передачи и округляют до целого числа:

$$b_w = a_w \cdot \Psi_{ba} = 197,5 \cdot 0,3117 = 61,56 \text{ (мм)} \approx 62 \text{ (мм)}$$

4.1.10 Определяют геометрические и кинематические параметры передачи:

$$- \text{делительные диаметры } d_1 = \frac{m \cdot Z_1}{\cos \beta} = \frac{5 \cdot 23}{1} = 115 \text{ (мм)} \quad d_2 = \frac{m \cdot Z_2}{\cos \beta} = \frac{5 \cdot 56}{1} = 280 \text{ (мм)}$$

$$- \text{начальные диаметры } d_{w1} = \frac{2a_w \cdot Z_1}{Z_1 + Z_2} = \frac{2 \cdot 197,5 \cdot 23}{23 + 56} = 115 \text{ (мм)} \quad d_{w2} = \frac{2a_w \cdot Z_2}{Z_1 + Z_2} = \frac{2 \cdot 197,5 \cdot 56}{23 + 56} = 280 \text{ (мм)}$$

$$- \text{диаметры впадин } d_{f1} = d_1 - 2m \cdot (1,25 - X_1) = 115 - 2 \cdot 5 \cdot 1,25 = 102,5 \text{ (мм)}$$

$$d_{f2} = d_2 - 2m \cdot (1,25 - X_2) = 280 - 2 \cdot 5 \cdot 1,25 = 267,5 \text{ (мм)}$$

$$- \text{диаметры вершин } d_{a1} = 2a_w - d_{f2} - 0,5m = 2 \cdot 197,5 - 267,5 - 0,5 \cdot 5 = 125 \text{ (мм)}$$

$$d_{a2} = 2a_w - d_{f1} - 0,5m = 2 \cdot 197,5 - 102,5 - 0,5 \cdot 5 = 290 \text{ (мм)}$$

– коэффициент торцевого перекрытия

$$\epsilon_\alpha = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{Z_1} + \frac{1}{Z_2} \right) \right] \cdot \cos \beta = \left[1,88 - 3,2 \cdot \left(\frac{1}{23} + \frac{1}{56} \right) \right] \cdot 1 = 1,798$$

– основной угол наклона линии зуба $\beta_b = \arcsin(\sin \beta \cdot \cos \alpha) = 0^\circ$

$$- \text{окружные скорости колес } v_{w1} = v_{w2} = \frac{\pi \cdot d_{w1} \cdot n_1}{60 \cdot 1000} = \frac{3,14 \cdot 115 \cdot 450}{60 \cdot 1000} = 2,7 \text{ (м/с)}$$

$$v_{w1} = v_{w2} = 2,7 \text{ (м/с)} \leq 6 \text{ (м/с)}$$

4.2 Проверочный расчет на контактную прочность поверхности зубьев

									Лист
									8
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

4.2.1 Определяют расчетное контактное напряжение в полюсе зацепления:

$$\sigma_H = Z_E \cdot Z_H \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot K_H \cdot (u+1)}{b_w \cdot d_2}}$$

$$Z_E = \sqrt{\frac{E}{2\pi \cdot (1-\mu^2)}} - \text{коэффициент, учитывающий механические свойства материалов колес}$$

E – модуль упругости материалов колес

μ – коэффициент Пуассона

При $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа и $\mu = 0,3$ $Z_E = 190$

$$Z_H = \frac{1}{\cos\alpha} \sqrt{\frac{2 \cos\beta_b}{\text{tg}\alpha_w}} - \text{коэффициент, учитывающий форму сопряженных поверхностей зубьев}$$

в полюсе зацепления; при $\beta = 0, X_1 = X_2 = 0$ $Z_H = 2,5$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3}} - \text{коэффициент, учитывающий суммарную длину линий}$$

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{4 - 1,798}{3}} = 0,857$$

$$F_t = 2000 \cdot T_1 / d_1 = \frac{2000 \cdot 201,957}{115} = 3512,3 \text{ (Н)} - \text{окружная сила на делительном цилиндре}$$

$K_H = K_A \cdot K_{HV} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha}$ – коэффициент нагрузки при расчете по контактным напряжениям

$K_A = 1$ – учитывает внешнюю динамическую нагрузку

$$K_{HV} = 1 + \frac{W_{HV} \cdot b_w}{F_t \cdot K_A} - \text{коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку}$$

$$W_{HV} = \delta_H \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}} - \text{удельная окружная динамическая сила, Н / мм}$$

$\delta_H = 0,06$ – учитывает влияние твердости поверхности и вида зубчатой передачи (табл.2.5) [4]

$g_0 = 6,1$ – учитывает влияние разности шагов зубьев шестерни и колеса (табл.2.6) [4]

$K_{H\beta} = 1,01$ – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по длине контактных линий для прямозубой передачи при $\psi_{bd} = 0,6$ (табл.2.3) [4]

$K_{H\alpha} = 1$ – коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки между зубьями

$$W_{HV} = 0,06 \cdot 6,1 \cdot 2,7 \cdot \sqrt{\frac{197,5}{2,43}} = 8,9 \leq W_{HV \max} = 410 \left(\frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right) \text{ (табл.2.7) [4]}$$

$$K_{HV} = 1 + 8,9 \cdot \frac{62}{3512,3} = 1,1573$$

$$\sigma_H = 190 \cdot 2,5 \cdot 0,857 \cdot \sqrt{\frac{3512,3 \cdot 1,1573 \cdot (2,43 + 1)}{62 \cdot 280}} = 364,81 \text{ (МПа)}$$

4.2.2 Определяют уточненное значение расчетного допускаемого контактного напряжения:

$$[\sigma_H]_P^{YT} = [\sigma_H]_P \cdot \frac{Z_R \cdot Z_X \cdot Z_V}{0,9} \text{ (см. п.3.1.2)}$$

$Z_R = 0,95$ – для прямозубой передачи $Z_X = 1$ при $d < 700$ (мм)

$Z_V = 1$ при окружной скорости колес $v \leq 5$ (м/с)

$$[\sigma_H]_P^{YT} = 424,65 \cdot \frac{0,95 \cdot 1 \cdot 1}{0,9} = 448,24 \text{ (МПа)}$$

4.2.3 Проверяют сопротивление активным поверхностям зубьев контактной усталости:

									Лист
									9
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					

$$\sigma_H \leq 1,05 \cdot [\sigma_H]_P^{YT} \Leftrightarrow 364,81 \leq 1,05 \cdot 448,24$$

4.3 Проверочный расчет на сопротивление усталости зубьев при изгибе

4.3.1 Определяют напряжение изгиба в опасных сечениях на переходных поверхностях зубьев:

$$\sigma_F = \frac{F_t \cdot K_F}{b \cdot m} \cdot Y_F \cdot Y_\beta \cdot Y_\varepsilon$$

$$b_2 = b_w = 62 \text{ (мм)}; \quad b_1 = b_w + (3 \dots 4) = 66 \text{ (мм)} \quad \text{— ширина венца зубчатых колес}$$

Y_F — коэффициент, учитывающий форму зуба и концентрацию напряжений

$$Y_{F1} = 3,9 \quad Y_{F2} = 3,62 \quad \text{(табл.2.8)} [4]$$

$Y_\beta = 1$ — коэффициент, учитывающий влияние наклона зубьев для прямозубой передачи

$Y_\varepsilon = 1$ — коэффициент, учитывающий влияние перекрытия зубьев для прямозубой передачи

$K_F = K_A \cdot K_{FV} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{F\alpha}$ — коэффициент нагрузки при расчете на изгиб

$K_A = 1$ — учитывает внешнюю динамическую нагрузку

$$K_{FV} = 1 + \frac{W_{FV} \cdot b_w}{F_t \cdot K_A} \quad \text{— коэффициент, учитывающий внутреннюю динамическую нагрузку}$$

$$W_{FV} = \delta_F \cdot g_0 \cdot v \cdot \sqrt{\frac{a_w}{u}} \quad \text{— удельная окружная динамическая сила, Н / мм}$$

$\delta_F = 0,16$ — учитывает влияние вида зубчатой передачи — для прямозубой передачи

$$W_{FV} = 0,16 \cdot 6,1 \cdot 2,7 \cdot \sqrt{\frac{197,5}{2,43}} = 23,757 \left(\frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right) \leq W_{FV \max} = 410 \left(\frac{\text{Н}}{\text{мм}} \right) \quad \text{(табл. 2.7)} [4]$$

$$K_{FV} = 1 + \frac{23,757 \cdot 62}{3512,3} = 1,4194$$

$K_{F\beta} = 1,02$ — коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки по длине контактных линий для прямозубой передачи (табл.2.3) [4]

$K_{F\alpha} = 1$ — коэффициент, учитывающий неравномерность нагрузки между зубьями

$$\sigma_{F1} = \frac{3512,3 \cdot 1,4194 \cdot 1,02}{66 \cdot 5} \cdot 3,9 = 60,1 \text{ (МПа)}$$

$$\sigma_{F2} = \frac{3512,3 \cdot 1,4194 \cdot 1,02}{62 \cdot 5} \cdot 3,62 = 59,4 \text{ (МПа)}$$

4.3.2 Определяют допускаемое напряжение изгиба, не вызывающее усталостной поломки зуба:

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{F \lim b}^0 \cdot Y_N}{[S_F]} \cdot Y_R \cdot Y_X \cdot Y_A \cdot Y_Z \cdot Y_g \cdot Y_d$$

$\sigma_{F \lim b}^0 = 1,75 \cdot HB$ — предел выносливости зубьев при изгибе, соответствующий базовому числу циклов напряжений

$$\sigma_{F \lim b1}^0 = 1,75 \cdot 285 = 498,75 \text{ (МПа)} \quad \sigma_{F \lim b2}^0 = 1,75 \cdot 248 = 434 \text{ (МПа)}$$

$$[S_F] = 1,7 \quad \text{— минимальный коэффициент запаса прочности (табл.2.1)} [4]$$

$Y_R = 1,2$ — коэффициент, учитывающий шероховатость переходной поверхности при улучшении

$Y_X = 1,05 - 0,000125 \cdot d$ — коэффициент, учитывающий размеры зубчатого колеса

$$Y_{X1} = 1,05 - 0,000125 \cdot 115 = 1,035625 \quad Y_{X2} = 1,05 - 0,000125 \cdot 280 = 1,015$$

$Y_A = 1$ — учитывает двустороннюю нагрузку зуба

$Y_Z = 0,9$ — учитывает способ получения заготовки — для проката

$Y_g = 1$ — учитывает влияние шлифования переходной поверхности зуба (табл.2.1) [4]

										Лист
										15
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						

$Y_d = 1$ – учитывает влияние деформационного упрочнения переходной поверхности (табл.2.1) [4]

$Y_N = q_F \sqrt{\frac{N_{F \lim b}}{N_{FE}}}$ – коэффициент циклической долговечности

$N_{F \lim b} = 4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов нагружения

$N_{FE} = 60 \cdot Lh \cdot n \cdot j \cdot \mu_H$ – эквивалентное число циклов напряжений изгиба

$j = 1$ – число колес находящихся в зацеплении с рассчитываемым

$\mu_H = 1$ – коэффициент, учитывающий форму циклограммы нагружения при постоянном режиме

$N_{FE1} = 60 \cdot 8760 \cdot 450 = 2,3652 \cdot 10^8$ $N_{FE2} = 60 \cdot 8760 \cdot 180 = 94,608 \cdot 10^6$

$q_F = 6$ – показатель степени кривой усталости для стальных колес со шлифованной переходной поверхностью

$$Y_{N1} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{2,3652 \cdot 10^8}} = 0,5 \quad Y_{N2} = \sqrt[6]{\frac{4 \cdot 10^6}{94,608 \cdot 10^6}} = 0,59$$

Т.к. Y_N не попадает в пределы $1 \leq Y_N \leq Y_{N \max}$ (при $q_F = 6$ $Y_{N \max} = 4$), то Y_N принимаем равный 1

$$[\sigma_F]_1 = \frac{498,75}{1,7} \cdot 1,2 \cdot 1,035625 \cdot 0,9 \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 433,14 \text{ (МПа)}$$

$$[\sigma_F]_2 = \frac{434}{1,7} \cdot 1,2 \cdot 1,015 \cdot 0,9 \cdot 1,1 \cdot 1,2 = 369,4 \text{ (МПа)}$$

4.3 Проверять сопротивление зубьев усталости при изгибе:

$$\sigma_F \leq 1,05 \cdot [\sigma_F]$$

$$\sigma_{F1} = 60,1 \text{ (МПа)} \leq 1,05 \cdot 433,14 \text{ (МПа)} \quad \sigma_{F2} = 59,4 \text{ (МПа)} \leq 1,05 \cdot 369,4 \text{ (МПа)}$$

4.4 Проверочный расчет зубьев на контактную и изгибную прочность при действии максимальной нагрузки

4.4.1 Проверять контактную прочность зубьев:

$$\sigma_{H \max} = \sigma_H \cdot \sqrt{\frac{T_{\text{лиук}}}{T_1}} \leq [\sigma_H]_{\max}$$

$\sigma_{H \max}$ – максимальное контактное напряжение за весь срок службы передачи

$T_{\text{лиук}} \approx 2T_1$ – максимально возможный вращающий момент на меньшем колесе

$[\sigma_H]_{\max} = 2,8 \cdot \sigma_T$ – допустимое контактное напряжение при расчете по максимальной нагрузке

$$\sigma_T = 640 \text{ (МПа)} – \text{предел текучести (табл.2.1) [4]} \quad \sigma_H = 364,81 \text{ (МПа)}$$

$$\sigma_{H \max} = 364,81 \cdot \sqrt{2} \leq 2,8 \cdot 640 \Leftrightarrow 515,9 \leq 1792$$

4.4.2 Проверять изгибную прочность зубьев:

$$\sigma_{F \max} = \sigma_F \cdot \frac{T_{\text{лиук}}}{T_1} \leq [\sigma_F]_{\max}$$

$\sigma_{F \max}$ – максимальное контактное напряжение за весь срок службы передачи

$T_{\text{лиук}} \approx 2T_1$ – максимально возможный вращающий момент на меньшем колесе

$$[\sigma_F]_{\max 1} = \frac{[\sigma_F]_1}{Y_Z} \cdot \frac{Y_{N \max}}{Y_N} = \frac{433,14 \cdot 4}{0,9} = 1925 \text{ (МПа)} \quad \sigma_{F \max 1} = 60,1 \cdot 2 \leq 1925 \Leftrightarrow 120,2 \leq 1925$$

$$[\sigma_F]_{\max 2} = \frac{[\sigma_F]_2}{Y_Z} \cdot \frac{Y_{N \max}}{Y_N} = \frac{369,4 \cdot 4}{0,9} = 1642 \text{ (МПа)} \quad \sigma_{F \max 2} = 59,4 \cdot 2 \leq 1642 \Leftrightarrow 118,8 \leq 1642$$

5. Расчет вала

					Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата	11

Данные для расчета:

$$T = 201957 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Материал – Ст. 40Х, улучшение

$$F_b = 896,89 \text{ Н}$$

$\sigma_s = 900 \text{ МПа}$ (талб. 2.1) [5] – временное сопротивление материала

$$F_t = 3512,3 \text{ Н}$$

$\sigma_{-1} = 410 \text{ МПа}$ (талб. 2.1) [5] – предел выносливости при кручении

$$F_r = F_t \cdot \text{tg}\alpha_w = 1278,37 \text{ Н}$$

$\tau_t = 450 \text{ МПа}$ (талб. 2.1) [5] – предел текучести материала

5.1 Ориентировочный расчет вала

5.1.1 Из условия прочности на кручение определяют диаметр выходного конца вала:

$$T \approx 0,2 \cdot d^3 \cdot [\tau_{кр}] \Leftrightarrow d \approx \sqrt[3]{\frac{T}{0,2 \cdot [\tau_{кр}]}}$$

T – крутящий момент, Н · мм

$[\tau_{кр}] = 20 \text{ (МПа)}$ – касательное допускаемое напряжение при изгибе

$$d \approx \sqrt[3]{\frac{201957}{0,2 \cdot 20}} = 36,96 \text{ (мм)} \approx 38 \text{ – нормальный линейный размер}$$

5.1.2 По вычисленному диаметру подбирают подшипники:

Подшипники шариковые радиальные средней серии №308

$$d_0 = 40 \text{ (мм)} \text{ – внутренний диаметр (табл. П4) [2]}$$

$$h = 23 \text{ (мм)} \text{ – ширина подшипника (табл. П4) [2]}$$

5.1.3 Определяют расстояние между опорами при выполнении эскизной компоновки:

$$l_1 = 20 + 5 + 7 + 15 + 9 = 56 \text{ (мм)}$$

$$l_2 = l_3 = 9 + 8 + 10 + 33 = 60 \text{ (мм)}$$

5.1.4 Определяем силы, действующие на вал, и составляем расчетную схему вала

(см. приложение)

5.2 Приближенный расчет вала

5.2.1 Определяем реакции опор в вертикальной плоскости:

$$\sum M_A = 0$$

$$-F_b \cdot 0,56 + F_r \cdot 0,6 - R_B \cdot 1,2 = 0 \Leftrightarrow R_B = \frac{-F_b \cdot 0,56 + F_r \cdot 0,6}{1,2} = 220,64 \text{ (Н)}$$

$$\sum M_B = 0$$

$$-F_b \cdot 1,76 - F_r \cdot 0,6 + R_A \cdot 1,2 = 0 \Leftrightarrow R_A = \frac{F_b \cdot 1,76 + F_r \cdot 0,6}{1,2} = 1954,6 \text{ (Н)}$$

$$\text{Проверка: } R_A + R_B - F_b - F_r = 1954,6 + 220,64 - 1278,37 - 896,89 = 0$$

5.2.2 Определяем изгибающие моменты в вертикальной плоскости и строим эпюру:

$$M_1 = 0 \quad M_2 = -F_b \cdot 0,56 = -502,26 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$M_3 = -F_b \cdot 1,16 + R_A \cdot 0,6 = 132,36 \text{ (Н} \cdot \text{м)}$$

$$M_4 = -F_b \cdot 1,76 + R_A \cdot 1,2 - F_r \cdot 0,6 = 0$$

5.2.3 Определяем реакции опор в горизонтальной плоскости:

$$\sum M_A = 0 \quad F_t \cdot 0,6 - R_B \cdot 1,2 = 0 \Leftrightarrow R_B = \frac{F_t \cdot 0,6}{1,2} = 1756,15 \text{ (Н)}$$

$$\sum M_B = 0 \quad -F_t \cdot 0,6 + R_A \cdot 1,2 = 0 \Leftrightarrow R_A = \frac{F_t \cdot 0,6}{1,2} = 1756,15 \text{ (Н)}$$

$$\text{Проверка: } R_A + R_B - F_t = 1756,15 + 1756,15 - 3512,3 = 0$$

5.2.4 Определяем изгибающие моменты в горизонтальной плоскости и строим эпюру:

									Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					12

$$M_1 = 0 \quad M_2 = 0$$

$$M_3 = R_A \cdot 0,6 = 1053,7 \text{ (H} \cdot \text{м)}$$

$$M_4 = -F_t \cdot 0,6 + R_A \cdot 1,2 = 0$$

5.2.5 Определяем суммарные изгибающий моменты и строим эпюру:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_{изг}^B{}^2 + M_{изг}^T{}^2}$$

$$M_{\Sigma 1} = 0$$

$$M_{\Sigma 2} = \sqrt{502,26^2 + 0^2} = 502,26 \text{ (H} \cdot \text{м)}$$

$$M_{\Sigma 3} = \sqrt{132,36^2 + 1053,7^2} = 1062 \text{ (H} \cdot \text{м)}$$

$$M_{\Sigma 4} = 0$$

5.2.6 Определяем крутящие моменты и строим эпюру:

$$M_{кр1} = M_{кр2} = M_{кр3} = T = 201,957 \text{ (H} \cdot \text{м)}$$

$$M_{кр4} = 0$$

5.2.7 Определяем эквивалентные изгибающие моменты и строим эпюру:

$$M_{эке} = \sqrt{M_{\Sigma}^2 + M_{кр}^2}$$

$$M_{эке1} = \sqrt{0^2 + 201,957^2} = 201,957 \text{ (H} \cdot \text{м)}$$

$$M_{эке2} = \sqrt{502,26^2 + 201,96^2} = 541,3 \text{ (H} \cdot \text{м)}$$

$$M_{эке3}^{лев} = \sqrt{1062^2 + 201,96^2} = 1081 \text{ (H} \cdot \text{м)} \quad M_{эке3}^{np} = \sqrt{1062^2 + 0^2} = 1062 \text{ (H} \cdot \text{м)}$$

$$M_{эке4} = 0$$

5.2.8 Определяем диаметр вала в опасном сечении:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{M_{эке}^{max}}{0,1[\sigma_u]_{III}}}$$

$$M_{эке}^{max} = 1081 \cdot 10^3 \text{ (H} \cdot \text{мм)} - \text{максимальный эквивалентный изгибающий момент}$$

$$[\sigma_u]_{III} = \frac{0,33 \cdot \sigma_e}{3,8} \approx \frac{\sigma_e}{11,5} - \text{допускаемое напряжение изгиба по симметричному циклу нагружений}$$

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{1081 \cdot 10^3 \cdot 11,5}{0,1 \cdot 900}} = 51,69 \text{ (мм)} \approx 52 - \text{по ряду нормальных линейных размеров [5]}$$

5.3 Уточненный расчет вала на выносливость

5.3.1 Определяем коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma} \cdot \sigma_{II} \cdot \varepsilon_{\sigma}}$$

$$K_{\sigma} = 2,15 - \text{(табл.4.1) [5]} - \text{эффективный коэффициент концентрации напряжений при изгибе}$$

$$\varepsilon_{\sigma} = 0,7 - \text{(табл.4.3) [5]} - \text{коэффициент влияния абсолютных размеров поперечного сечения}$$

K_{σ} и ε_{σ} выбираются для легированной стали

$$\sigma_{II} = \frac{M_{\Sigma}}{W_{нетто}} - \text{напряжение изгиба}$$

$$M_{\Sigma} = 1062 \cdot 10^3 \text{ (H} \cdot \text{мм)} - \text{суммарный изгибающий момент (из расчета вала)}$$

$$W_{нетто} = \frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{v \cdot t \cdot (d-t)^2}{2d} - \text{осевой момент сопротивления}$$

По диаметру вала подбирают призматическую шпонку : $b \times h = 16 \times 10$ (табл. 8.14) [2]

$$t \approx \frac{h}{2} = 5 \text{ (мм)} - \text{глубина шпоночной канавки}$$

$$W_{\text{нетто}} = \frac{3,14 \cdot 52^3}{32} - \frac{16 \cdot 5(52-5)^2}{2 \cdot 52} = 12050,93 \text{ (мм}^3\text{)} \quad \sigma_H = \frac{1062 \cdot 10^3}{12050,93} = 88,13 \text{ (МПа)}$$

$$n_\sigma = \frac{410}{\frac{2,15}{0,7} \cdot 88,13} = 1,515$$

5.3.2 Определяем коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

$$n_\tau = \frac{\tau_t}{\tau_{кр}} - \text{для постоянного режима нагружения}$$

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_{\text{рнетто}}} - \text{напряжение кручения}$$

$$W_{\text{рнетто}} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t(d-t)^2}{2d} - \text{полярный момент сопротивления}$$

$$W_{\text{рнетто}} = \frac{3,14 \cdot 52^3}{16} - \frac{16 \cdot 5(52-5)^2}{2 \cdot 52} = 25895,1 \text{ (мм}^3\text{)} \quad \tau_{кр} = \frac{201957}{25895,1} = 7,8 \text{ (МПа)}$$

$$n_\tau = \frac{450}{7,8} = 57,7$$

5.3.3 Определяем коэффициент запаса прочности:

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} \geq [n]$$

$$n = \frac{1,515 \cdot 57,7}{\sqrt{1,515^2 + 57,7^2}} = 1,414 \leq [n] = 1,5 \dots 3$$

Т.к. условие прочности не совсем выполняется, необходимо увеличить номинальный диаметр вала $d = 55$ (мм)

$$n_\sigma = \frac{K_\sigma \cdot \sigma_{-1}}{\epsilon_\sigma \cdot \left[\frac{\pi \cdot d^3}{32} - \frac{b \cdot t(d-t)^2}{2d} \right]} = \frac{2,15 \cdot 410}{0,7 \cdot \left[\frac{3,14 \cdot 55^3}{32} - \frac{16 \cdot 5(55-5)^2}{2 \cdot 55} \right]} = 1,8235$$

$$n_\tau = \frac{\tau_t}{T} = \frac{450}{201957} = 68,7$$

$$\left[\frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t(d-t)^2}{2d} \right] \left[\frac{3,14 \cdot 52^3}{16} - \frac{16 \cdot 5(52-5)^2}{2 \cdot 52} \right]$$

$$n = \frac{n_\sigma \cdot n_\tau}{\sqrt{n_\sigma^2 + n_\tau^2}} = \frac{1,82 \cdot 68,7}{\sqrt{1,82^2 + 68,7^2}} = 1,819 \geq [n] = 1,5 \dots 3$$

6. Расчет шпоночных соединений

Данные для расчета:

$T = 201957 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ – крутящий момент на валу

$b = 16 \text{ мм}$ – ширина шпонки $h = 10 \text{ мм}$ – высота шпонки

$t = 5 \text{ мм}$ – глубина шпоночной канавки

$l = 66 \text{ мм}$ – ширина ступицы (шестерни)

$d = 55 \text{ мм}$ – диаметр вала

6.1 Рассчитываем шпонку на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} - \text{напряжение смятия}$$

$$F_t = \frac{2T}{d} = 7343,89 \text{ (Н)} - \text{окружная сила} \quad A_{см} = (h - t - f) \cdot l_p - \text{площадь смятия}$$

$f = 0,04 \cdot h$ – зазор между шпонкой и ступицей

$l_p = l - 10 \text{ (мм)}$ – длина шпонки

$$A_{см} = (10 - 5 - 0,04 \cdot 10) \cdot (66 - 10) = 257,6 \text{ (мм}^2\text{)}$$

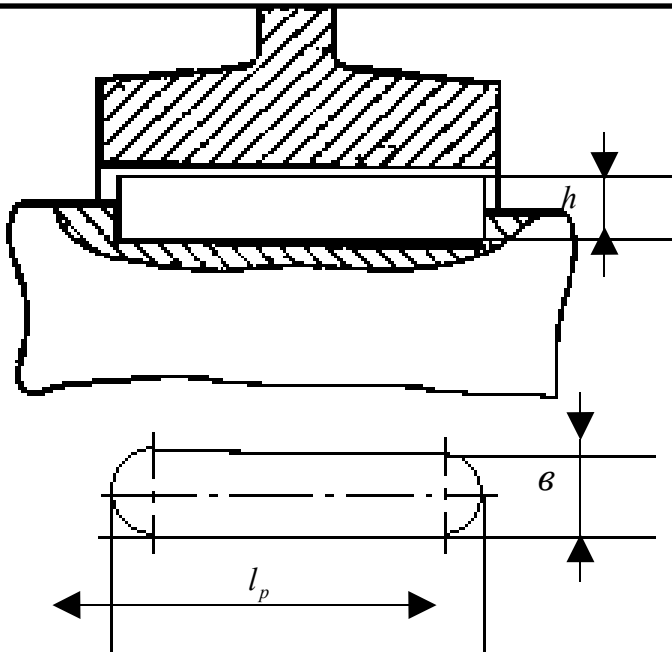
$$\sigma_{см} = \frac{7343,89}{257,6} = 28,5 \text{ (МПа)} \leq [\sigma_{см}] = 100 \dots 120 \text{ (МПа)}$$

6.2 Рассчитываем шпонку на срез:

$$\tau_{ср} = \frac{F_t}{A_{ср}} - \text{напряжение среза}$$

$A_{ср} = b \cdot l_p = 16 \cdot 56 = 896 \text{ (мм}^2\text{)}$ – площадь среза

$$\tau_{ср} = \frac{7343,89}{896} = 8,2 \text{ (МПа)} \leq [\tau_{ср}] = 50 \dots 80 \text{ (МПа)}$$



						Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		16