

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

**Методические рекомендации для
самостоятельной работы обучающихся по дисциплине**

Б1.В.04 Прикладная механика

Направление подготовки 35.03.06. - Агроинженерия

Профиль образовательной программы Электрооборудование и электротехнологии

Форма обучения заочная

СОДЕРЖАНИЕ

1. Организация самостоятельной работы	3
2. Методические рекомендации по выполнению контрольной работы	4
2.1 Темы контрольных работ.....	4
2.2 Содержание контрольных работ.....	4
2.3 Порядок выполнения заданий.....	4
2.4 Пример выполнения задания.....	4
3. Методические рекомендации по самостоятельному изучению вопросов	20
4. Методические рекомендации по подготовке к занятиям	21

1. ОРГАНИЗАЦИЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОЙ РАБОТЫ

1.1. Организационно-методические данные дисциплины

№ п.п.	Наименование темы	Общий объем часов по видам самостоятельной работы (из табл. 5.1 РПД)				
		подготовка курсового проекта	подготовка реферата/эссе	индивидуальные домашние задания (ИДЗ)	самостоятельное изучение вопросов (СИБ)	подготовка к занятиям (ПкЗ)
1	2	3	4	5	6	7
1	Введение. Основные понятия.	-	-	-	-	2
2	Расчеты на осевое растяжение сжатие.	-	-	-	2	4
3	Чистый сдвиг.	-	-		2	4
4	Построение эпюр ВСФ.	-	-	-	4	7
5	Моменты инерции плоских сечений.	-	-	-	2	4
6	Кручение.	-	-	-	2	4
7	Изгиб.	-	-	-	2	4
8	Сложное сопротивление.	-	-	-	4	8
9	Исследование потери устойчивости центрально-сжатого стержня. Определение ударной вязкости материала.	-	-	-	2	4
10	Прямозубые, косозубые передачи.	-	-	4	-	2
11	Конические передачи.	-	-	-	2	2
12	Червячные передачи.	-	-	4	2	2
13	Ремённые, цепные передачи.	-	-	2	2	4
14	Валы и оси.	-	-	6	2	2
15	Подшипники.	-	-	2	2	2
16	Соединения.	-	-	2	2	4
17	Муфты.	-	-	-	4	2

2. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ

2.1 Темы контрольных работ

1. Рассчитать привод ленточного транспортёра.
2. Рассчитать привод цепного транспортёра.
3. Рассчитать привод к шнеку-смесителю.
4. Рассчитать привод к подвесному конвейеру.

2.2 Содержание контрольных работ

1. Проектный и проверочный расчёт прямозубой цилиндрической или червячной передачи.
2. Расчёт ремённой или цепной передачи.
3. Основной и проверочный расчёт вала.
4. Расчёт подшипника качения.
5. Расчёт шпоночного соединения.

2.3 Порядок выполнения заданий

1. По исходным данным студент определяет мощность затрачиваемую на привод.
2. Вычисляем мощность, крутящий момент на каждом из валов.
3. По методике рассчитываем прямозубую или червячную передачи.
4. По методике рассчитываем ремённую или цепную передачи.
5. Выполняем компоновку редуктора.
6. Выполняем основной расчёт одного вала.
7. Выполняем проверочный расчёт вала.
8. Рассчитываем и подбираем для вала подшипник.
9. Рассчитываем шпоночное соединение на прочность и подбираем шпонку.

2.4 Пример выполнения задания

1. Определение коэффициента полезного действия привода.

Зубчатая передача

$$\eta_z = 0,95 \dots 0,97$$

Цепная передача

$$\eta_{ц} = 0,94 \dots 0,96$$

Коэффициент полезного действия привода

$$\eta_{пр} = \eta_z^2 \cdot \eta_{ц} = 0,96^2 \cdot 0,95 = 0,876$$

2. Выбор электродвигателя.

Определение мощности на электродвигателе.

$$P_1 = \frac{P_4}{\eta_{i.д.}} = \frac{4}{0,876} = 4,545 \text{ кВт}$$

Выбор электродвигателя: Марка 4А112М4У3, $P_{эл.дв.} = 5,5 \text{ кВт}$,
 $n_{эл.дв.} = 1445 \text{ мин}^{-1}$

3. Определение передаточного числа привода и распределение его между ступенями.

а) Определение передаточного числа привода.

$$U_{i\delta} = \frac{\omega_1}{\omega_4}$$

б) Распределение

$$U_{np.} = U_{цеп.} \cdot U_{ред.}$$

$$U_{ц} = 2 \dots 6.$$

$$U_{i\delta} = \frac{151}{5} = 30,2$$

Принимаем $U_{цеп.} = 2$.

в) Определение передаточного числа редуктора

$$U_{\delta\delta\ddot{a}} = \frac{U_{i\delta}}{U_{\delta\ddot{a}\ddot{a}}} = \frac{30,2}{2} = 15,1$$

г) Определение стандартного передаточного отношения редуктора.

$$U_{\delta\delta\ddot{a}}^{\ddot{a}} = U_{\ddot{a}}^{\ddot{a}} \cdot U_{\delta}^{\ddot{a}} = 3,55 \cdot 4,5 = 16$$

д) Определение действительного передаточного числа ременной передачи.

$$U_{\delta\ddot{a}\ddot{a}} = \frac{U_{i\delta}}{U_{\delta\delta\ddot{a}}}$$

$$U_{\delta\ddot{a}\ddot{a}} = \frac{30,2}{16} = 1,89$$

4. Определение угловой скорости, мощности и крутящего момента на всех валах.

а) Определение угловой скорости на всех валах.

$$\omega_1 = \omega_{\ddot{a}\ddot{a}} = 151 \text{ рад/с}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_1} = \frac{151}{3,55} = 42,5 \text{ рад/с}$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{U_2} = \frac{42,5}{4,5} = 9,4 \text{ рад/с}$$

$$\omega_4 = \frac{\omega_3}{U_3} = \frac{9,4}{1,89} = 5 \text{ рад/с}$$

б) Определение мощности на всех валах.

$$P_1 = P_{\delta\delta} = 4,545 \text{ кВт}$$

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_{\delta\ddot{a}} = 4,545 \cdot 0,96 = 4,36 \text{ кВт}$$

$$P_3 = P_2 \cdot \eta_{\delta\ddot{a}} = 4,36 \cdot 0,96 = 4,19 \text{ кВт}$$

$$P_4 = P_3 \cdot \eta_{\delta\ddot{a}} = 4,19 \cdot 0,95 = 4 \text{ кВт}$$

в) Определение крутящего момента на всех валах.

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{4,545 \cdot 10^3}{151} = 30 \text{ Н·м}$$

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2} = \frac{4,36 \cdot 10^3}{42,5} = 102,5 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_3 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3} = \frac{4,19 \cdot 10^3}{9,4} = 445,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_4 = \frac{P_4 \cdot 10^3}{\omega_4} = \frac{4 \cdot 10^3}{5} = 800 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

5. Проектный и проверочный расчет прямозубых цилиндрических передач.

1. Выбор материала зубчатых колес, его термическую обработку и механические характеристики.

Колесо, шестерня: Нормализация

2. Определение допустимого контактного напряжения для шестерни и колеса.

$$[\sigma]_H = \frac{\sigma_{H \lim b}}{S_H} Z_R \cdot Z_V \cdot K_{HL},$$

где $\sigma_{H \lim b}$ - предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений.

$$\sigma_{H \lim b \emptyset} = 2HВ + 70 = 2 \cdot 210 + 70 = 490 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{H \lim b \emptyset} = 2HВ + 70 = 2 \cdot 170 + 70 = 410 \text{ МПа}$$

Z_R - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхностей

Z_V - коэффициент, учитывающий окружную скорость передачи

При приближенном расчете коэффициенты можно принимать

$$Z_R \cdot Z_V = 1.$$

S_H - коэффициент безопасности зубчатых колес

$S_H = 1,1$ (с однородной структурой материала).

K_{HL} - коэффициент долговечности.

Марка стали	Диаметр заготовки, мм	$\square b$, Н/мм ²	$\square t$, Н/мм ²	Твердос ть, НВ
45	100-300	570	290	210
45	100-300	570	290	170

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} \quad 1 < K_{HL} \leq 2,4$$

где N_{HE} - число циклов нагружения каждого из зубьев рассчитываемого колеса за весь срок службы передачи

$$N_{HE} = 573 \cdot \square_2 \cdot c \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \cdot t_i$$

где T_{\max} - максимальный из моментов, учитываемых при расчете /график нагрузки в задании/

T_i - передаваемые моменты в течение времени t_i .

$$t = 300 \cdot 8 \cdot \text{кол.лет} \cdot \text{кол.смен} = 300 \cdot 8 \cdot 5 \cdot 3 = 36000 \text{ ч.}$$

$\square \square$ - угловая скорость колеса;

N_{HO} - базовое число циклов нагружения, $N_{HO}=10^7$ ($HV<200$);
 s - число одинаковых зубчатых колес, сцепляющихся с
 рассчитываемым зубчатым колесом, $s=1$.

$$N_{HE}=573 \cdot 42,53 \cdot 1 \cdot (1^3 \cdot 0,4 \cdot 36000 + 0,8^3 \cdot 0,6 \cdot 36000) = 62,04 \cdot 10^7$$

Т.к. $N_{HE} > N_{HO}$, то деталь работает в зоне горизонтальной кривой усталости и
 $K_{HL}=1$

$$\left[\sigma \right]_i^o = \frac{490}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 = 445,45 \text{ МПа}$$

$$\left[\sigma \right]_i^E = \frac{410}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 = 372,72 \text{ МПа}$$

3. Коэффициент $K_{H\beta}$ учитывающий неравномерности распределения нагрузки по ширине венца, $K_{H\beta}=1,15$.

4. Коэффициент ширины $\psi_{ba} = \frac{b}{a_w}$ (b - ширина колеса, a_w - межосевое расстояние) редукторных зубчатых колес улучшенных сталей
 $\psi_{ba}=0,4$ (при несимметричном расположении)

5. Определение межосевого расстояния, исходя из контактной прочности.

$$a_w = K_a \cdot (U_a + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{U_a^2 \cdot \psi_{ba} \cdot \left[\sigma \right]_H^2}}$$

$K_a=495$ для прямозубых колес.

$$a_w = 495 \cdot (3,55 + 1) \cdot \sqrt[3]{\frac{102,5 \cdot 1,15}{3,55^2 \cdot 0,4 \cdot 372,72^2}} = 124,4 \text{ мм}$$

Выбираем $a_w=125$ мм.

6. Модуль зубчатых передач для редукторов определяем по формуле
 $m=(0,01 \dots 0,02) \cdot a_w = (0,01 \dots 0,02) \cdot 125 = 1,25 \dots 2,5$ мм.
 $m=2$ мм.

7. Число зубьев колес

$$Z_c = Z_1 + Z_2 = \frac{2 \cdot a_w}{m} = \frac{2 \cdot 125}{2} = 125$$

$$Z_1 = \frac{Z_c}{U_a + 1} = \frac{125}{3,55 + 1} = 27 \text{ - шестерня}$$

$$Z_2 = Z_c - Z_1 = 125 - 27 = 98 \text{ - колесо.}$$

8. Фактическое передаточное число

$$U = \frac{Z_2}{Z_1} = \frac{98}{27} = 3,63$$

9. Окружная скорость в зацеплении

$$V = \omega_1 \cdot \frac{m \cdot Z_1}{2 \cdot 10^3} = 151 \cdot \frac{2 \cdot 27}{2 \cdot 10^3} = 4,08 \text{ м/с}$$

10. Рабочая ширина колеса

$$b = \psi_{ba} \cdot a_w = 0,4 \cdot 125 = 50 \text{ мм.}$$

11. Коэффициент диаметра

$$\psi_{bd} = \psi_{ba} \frac{U_{\dot{a}} + 1}{2}$$

$$\psi_{bd} = 0,4 \cdot \frac{3,63 + 1}{2} = 0,9$$

12. Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям.

Шестерня:

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \cdot (U_{\dot{a}} + 1)}{d_1 \cdot U_{\dot{a}}}} \leq [\sigma]_i.$$

где d_1 - диаметр начальной окружности шестерни.

$$d_1 = m \cdot Z_1 = 2 \cdot 27 = 54 \text{ мм.}$$

Предварительно определяется окружная сила

$$F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{d_1} = \frac{2 \cdot 30,26 \cdot 10^3}{54} = 1120,74 \text{ Н}$$

Степень точности передачи 8

Для стальных прямозубых передач:

$$Z_H = 1,76; Z_M = 275; Z_\varepsilon = 0,9.$$

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{H\alpha} = \frac{1120,74}{50} \cdot 1,095 \cdot 1,16 = 28,47 \text{ рад/с}$$

где $K_{H\beta} = 1,095$

$$K_{H\alpha} = 1,16$$

$$\sigma_H = 1,76 \cdot 275 \cdot 0,9 \cdot \sqrt{\frac{28,47 \cdot (3,63 + 1)}{54 \cdot 3,63}} = 357,2 \text{ МПа} \leq [\sigma]_H$$

13. Основные размеры зубчатой пары.

$$d_{w1} = d_1 = m \cdot Z_1 = 2 \cdot 27 = 54 \text{ мм}$$

$$d_{w2} = d_2 = m \cdot Z_2 = 2 \cdot 98 = 196 \text{ мм}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 54 + 2 \cdot 2 = 58 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 196 + 2 \cdot 2 = 200 \text{ мм}$$

$$\text{Выполним проверку } a_w = \frac{d_1 + d_2}{2} = \frac{54 + 196}{2} = 125 \text{ мм.}$$

14. Составляющие силы, действующие в зацеплении:

$$\text{окружная сила } F_{t1} = \frac{2 \cdot 30,26 \cdot 10^3}{54} = 1120,74 \text{ Н; } F_{t2} = \frac{2 \cdot 102,5 \cdot 10^3}{196} = 1045,9 \text{ Н.}$$

$$\text{радиальная сила } F_{r1} = F_{t1} \cdot \tan \alpha_w = 1120,74 \cdot \tan 20^\circ = 407,9 \text{ Н, где } \alpha_w = 20^\circ$$

$$F_{r2} = F_{t2} \cdot \tan \alpha_w = 1045,9 \cdot \tan 20^\circ = 380,68 \text{ Н}$$

15. Проверочный расчет по напряжениям изгиба зубьев шестерни и колеса.

$$\sigma_F = y_F \cdot \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq [\sigma_F],$$

где $y_{F1} = 3,82$, $y_F = 3,6$ - коэффициент формы зуба, выполненный без смещения

$[\sigma_F]$ - допускаемые изгибные напряжения, МПа.

$$[\sigma_F] = \frac{\sigma_{Flimb}}{S_F} K_{FC} \cdot K_{FL},$$

где σ_{Flimb0} - базовый предел выносливости зубьев по излому;

$$\sigma_{Flimb0} = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 210 = 378 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{Flimb} = 1,8 \cdot HB = 1,8 \cdot 170 = 171,8 \text{ МПа}$$

$S_F = 2$ - коэффициент безопасности;

$K_{FC} = 1$ при нереверсивной нагрузке.

$$\text{При } HB \leq 350 \quad K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}, \quad 1 \leq K_{FL} \leq 2$$

где $N_{FO} = 4 \cdot 10^6$

При переменном режиме нагрузки

$$N_{FE} = 573 \cdot \psi_2 \cdot c \cdot \sum \left(\frac{T_i}{T_{\max}} \right)^m t_i$$

где $m=6$ - для нормализованных и улучшенных сталей, а также при поверхностном упрочнении;

$c=1$ - число одинаковых зубчатых колес, сцепляющихся с рассчитываемым зубчатым колесом;

T_{\max} - максимальный из действующих моментов;

T_i - передаваемые моменты в течение времени t_i .

$$N_{FE} = 573 \cdot 42,53 \cdot 1 \cdot (1^6 \cdot 0,4 \cdot 36000 + 0,8^6 \cdot 0,6 \cdot 36000) = 488,9 \cdot 10^6$$

Т.к. $N_{FE} > N_{FO}$, то $K_{FL} = 1$;

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV} \frac{H}{mm},$$

$K_{F\beta} = 1,2$ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ширине венца;

$K_{FV} = 1,38$ - коэффициент динамической нагрузки.

$$\omega_{Ft} = \frac{1120,74}{50} \cdot 1,2 \cdot 1,38 = 37,1$$

$$[\sigma_F]_0 = \frac{378}{2} \cdot 1 \cdot 1 = 189 \text{ МПа}$$

$$[\sigma_F]_{\hat{E}} = \frac{171,8}{2} \cdot 1 \cdot 1 = 85,9$$

$$\sigma_{F1} = 3,82 \cdot \frac{37,1}{2} = 70,9 \text{ МПа} \leq [\sigma_F]$$

$[\sigma_F]$ - допускаемые изгибные напряжения, МПа

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot \frac{37,1}{2} = 66,8 \text{ Н/мм}^2 \leq [\sigma_F]$$

Расчет тихоходной передачи представлен в таблицах и выполнен в программе APM Win Machine, модуль APM Trans.

6. Расчёт цепной передачи.

1. Число зубьев малой звёздочки.

Число зубьев малой звёздочки принимаем по передаточному числу $u=2$, $Z_1=27$.

2. Число зубьев ведомой звёздочки

$$Z_2 = Z_1 \cdot u \leq 100$$

$$Z_2 = 27 \cdot 1,89 = 51$$

3. Шаг роликовой цепи определяется по формуле

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot K_3 \cdot 10^3}{Z_1 \cdot [P]}}, \text{ мм},$$

где T_3 – крутящий момент на ведущей звёздочке, Н·м;

K_3 – эксплуатационный коэффициент.

$$K_3 = K_d \cdot K_a \cdot K_H \cdot K_P \cdot K_C \cdot K_n,$$

где K_d – динамический коэффициент, $K_d = 1,5$;

K_a – учитывает влияние межосевого расстояния, при a до $60 \cdot t$, $K_a = 1$;

K_H – учитывает влияние угла наклона линии центров к горизонту, если он не превышает 60° , то $K_H = 1$;

$K_P = 1,25$ при периодическом регулировании натяжения цепи;

K_C – учитывает способ смазки, при периодической смазке $K_C = 1,5$;

K_n – учитывает продолжительность работы в сутки, при трёхсменной продолжительности $K_n = 1,5$;

$[P]$ – допускаемое удельное давление в шарнирах цепи, при проектном расчёте рекомендуется принимать $[P] = 22 \text{ Н/мм}^2$.

$$K_3 = 1,5 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,25 \cdot 1,5 \cdot 1,5 = 4,2.$$

$$t \geq 2,8 \cdot \sqrt[3]{\frac{445,7 \cdot 4,2 \cdot 10^3}{27 \cdot 22}} = 41 \text{ мм}$$

Шаг цепи принимаем равным $t=44,45 \text{ мм}$.

4. Проверка среднего удельного давления в шарнирах

$$P = 2,8^3 \cdot \frac{T_3 \cdot K_3 \cdot 10^3}{Z_1 \cdot t^3} \leq [P], \text{ Н/мм}^2.$$

$$P = 2,8^3 \cdot \frac{445,7 \cdot 4,2 \cdot 10^3}{27 \cdot 44,45^3} = 17,3 \leq 25 \text{ Н/мм}^2.$$

5. Проверка цепи по допускаемой частоте вращения малой звёздочки

$$n_3 = \frac{30 \cdot \omega_3}{\pi}, \text{ об/мин}$$

$$n_3 = \frac{30 \cdot 9,4}{\pi} = 90,2 \text{ об/мин}$$

Проверка соблюдения условия $n_1 \leq n_{\max}$, $n_{\max} = 430 \text{ об/мин}$.

6. Делительный диаметр ведущей и ведомой звёздочек

$$d_1 = \frac{t}{\sin \frac{180}{Z_1}};$$

$$d_1 = \frac{44,45}{\sin \frac{180}{27}} = 382,88 \text{ мм}.$$

$$d_2 = \frac{t}{\sin \frac{180}{Z_2}},$$

$$d_2 = \frac{44,45}{\sin \frac{180}{51}} = 722,05 \text{ мм}.$$

7. Определяем окружное усилие.

$$F_t = \frac{2 \cdot T_3 \cdot 10^3}{d_1}, \text{ Н}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 445,7 \cdot 10^3}{382,88} = 2327,1 \text{ Н}.$$

8. Уточнение среднего удельного давления в шарнирах

$$P = \frac{F_t \cdot K_{\text{ш}}}{A} \leq [P], \text{ Н / мм}^2$$

где A – площадь проекции шарнира, A = 473 мм².

$$P = \frac{2327,1 \cdot 4,2}{473} = 20,66 \text{ МПа}.$$

9. Определяем оптимальное межосевое расстояние

$$a = 40 \cdot t, \text{ мм.}$$

$$a = 40 \cdot 44,45 = 1778 \text{ мм.}$$

10. Необходимое число звеньев цепи

$$W = \frac{27 + 51}{2} + \frac{2 \cdot 1778}{44,45} + \left(\frac{51 - 27}{2\pi} \right)^2 \cdot \frac{44,45}{1778} = 119,4 \text{ звеньев}$$

Принимаем W = 120 звеньев

11. Уточнённое расстояние между осями звёздочек

$$a = \frac{t}{4} \cdot \left[\left(W - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right) + \sqrt{\left(W - \frac{Z_2 + Z_1}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{Z_2 - Z_1}{2\pi} \right)^2} \right], \text{ мм}.$$

$$a = \frac{44,45}{4} \cdot \left[\left(120 - \frac{51 + 27}{2} \right) + \sqrt{\left(120 - \frac{51 + 27}{2} \right)^2 - 8 \cdot \left(\frac{51 - 27}{2\pi} \right)^2} \right] = 1792,18 \text{ мм}.$$

Для обеспечения провисания цепи межосевое расстояние уменьшают на (0,02...0,01) · a.

$$0,02 \cdot 1792,18 = 35,8 \text{ мм.}$$

12. Расчётная длина цепи.

$$L = W \cdot t, \text{ мм.}$$

$$L = 120 \cdot 44,45 = 5334 \text{ мм.}$$

13. Проверка цепи на долговечность по числу ударов в секунду. $\nu = \frac{2 \cdot Z_1 \cdot \omega_3}{\pi \cdot W} \leq \nu_{\text{мабл}}.$

$$\nu = \frac{2 \cdot 27 \cdot 9,45}{\pi \cdot 120} = 1,35 < 12$$

14. Определяем среднюю скорость цепи

$$V = \frac{Z_1 \cdot t \cdot \omega_3}{2 \cdot \pi \cdot 1000} \leq V_{\text{табл.}}; \quad V_{\text{доп.}} = 25 \text{ м/с.}$$

$$V = \frac{27 \cdot 44,45 \cdot 9,4}{2 \cdot \pi \cdot 1000} = 1,8 \text{ м/с.}$$

15. Проверка фактического коэффициента безопасности

$$n_{\phi} = \frac{Q}{K_d \cdot F_t + F_v + F_f} \leq [n].$$

где Q – разрушающая нагрузка, Q = 172400 Н;

F_v – нагрузка, испытываемая цепью от центробежных сил

$$F_v = \rho_t \cdot V^2, \text{ Н;}$$

где ρ_t – масса единицы длины, ρ_t = 7,5 кг/м;

F_f – усилие от провисания цепи.

$$F_v = 7,5 \cdot 1,8^2 = 24,3 \text{ Н.}$$

$$F_f = K_f \cdot \rho_t \cdot g \cdot a, \text{ Н;}$$

где K_f – коэффициент, учитывающий влияние угла наклона линии центров звёздочек, K_f = 6 при горизонтальном расположении цепи.

$$F_f = 6 \cdot 7,5 \cdot 9,81 \cdot 1,792 = 791 \text{ Н.}$$

$$n_{\phi} = \frac{172400}{1,5 \cdot 2327,1 + 24,3 + 791} = 40.$$

$$40 > 8$$

16. Давление цепи на вал

$$F_B = K_{\beta} \cdot F_t;$$

При горизонтальной передаче K_β = 1,15.

$$F_B = 1,15 \cdot 2327,1 = 2676,17 \text{ Н.}$$

7. Предварительный расчет валов из расчета только на кручение.

$$d = \sqrt[3]{\frac{T \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}}$$

где $[\tau]$ - допускаемое условное напряжение при кручении, $[\tau] = 15 \dots 20 \text{ Н/мм}^2$;

T - крутящий момент на валу, Н·м.

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{T_1 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{30 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 21,5 \text{ мм} \quad \text{принимаем } d_1 = 20 \text{ мм.}$$

$$d_2 = \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{102,5 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 32,4 \text{ мм} \quad \text{принимаем } d_2 = 32 \text{ мм.}$$

$$d_3 = \sqrt[3]{\frac{T_3 \cdot 10^3}{0,2 \cdot [\tau]}} = \sqrt[3]{\frac{445,7 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 53 \text{ мм} \quad \text{принимаем } d_3 = 52 \text{ мм.}$$

8. Компонировка редуктора.

Принимаем межосевое расстояние $a_w = 125 \text{ мм}$ (для быстроходной передачи) и $a_w = 210 \text{ мм}$ (для тихоходной передачи).

Принимаем модуль $m_1 = 2 \text{ мм}$ (для быстроходной передачи) и $m_2 = 2,5 \text{ мм}$ (для тихоходной передачи).

Эскиз компоновки выполняем в масштабе 1:1. Зазоры между шестернями и корпусом, между шестернями и между подшипниками соосных ведущего и ведомого вала принимаем равным 10 мм. Остальные размеры принимаем из вышеприведенного расчета.

9. Основной расчет валов и осей с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов.

Горизонтальная плоскость.

Определяем реакции опор.

$$\sum m_A F_i = 0$$

$$-F_{r4} \cdot 0,13 - R_A^{\hat{A}} \cdot 0,2 + F_A \cdot 0,2775 = 0$$

$$R_A^{\hat{A}} = \frac{-F_{r4} \cdot 0,13 + F_A \cdot 0,2775}{0,2} = \frac{-947,279 \cdot 0,13 + 2676,1 \cdot 0,2775}{0,2} = 3097,357 \text{ Н}$$

$$\sum m_B F_i = 0$$

$$R_A^{\hat{A}} \cdot 0,2 + F_{r4} \cdot 0,07 + F_A \cdot 0,0775 = 0$$

$$R_A^{\hat{A}} = \frac{-F_{r4} \cdot 0,07 - F_A \cdot 0,1475}{0,2} = \frac{-947,279 \cdot 0,07 - 2676,1 \cdot 0,0775}{0,2} = -1368,536 \text{ Н.}$$

$$\text{Проверка: } \sum \delta_Y F_i = 0$$

$$R_{\hat{A}} + R_{\hat{A}} + F_{t4} - F_{\hat{A}} = 0$$

$$-1368,536 + 3097,357 + 947,279 - 2676,1 = 0 \quad \text{Верно}$$

Изгибающие моменты.

Участок 1. $0 \leq U_1 \leq 0,13 \text{ м}$

$$\dot{I}_{\partial 1} = -(R_{\hat{A}} \cdot U_1) = -R_{\hat{A}} \cdot U_1 - \text{уравнение прямой}$$

$$U_1 = 0 \text{ м} \quad M_{\partial 1} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$U = 0,13 \text{ м} \quad \dot{I}_{\partial 1} = 177,9 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Участок 2. $0 \leq U_2 \leq 0,07 \text{ м}$

$$M_{\partial 2} = -(R_{\hat{A}} \cdot (0,13 + U_2) - F_{t4} \cdot U_2) = -R_{\hat{A}} \cdot (0,13 + U_2) + F_{t4} \cdot U_2 \quad - \quad \text{уравнение прямой}$$

$$U_2 = 0 \text{ мм} \quad M_{\partial 2} = 177,9 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$U_2 = 0,07 \text{ мм} \quad M_{\partial 2} = 207,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Участок 3. $0 \leq U_3 \leq 0,0775 \text{ м}$

$$M_{\partial 2} = -(F_{\hat{A}} \cdot U_3) = F_{\hat{A}} \cdot U_3 - \text{уравнение прямой}$$

$$U_2 = 0 \text{ мм} \quad M_{\partial 3} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$U_2 = 0,0775 \text{ мм} \quad M_{\partial 3} = 207,4 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Вертикальная плоскость.

$$\sum m_A F_i = 0$$

$$R_{\hat{A}} \cdot 0,2 + F_{t4} \cdot 0,13 = 0$$

$$R_{\hat{A}} = \frac{-F_{t4} \cdot 0,13}{0,2} = \frac{-2602,628 \cdot 0,13}{0,2} = -1691,7 \text{ Н}.$$

$$\sum m_B F_i = 0$$

$$-R_{\hat{A}} \cdot 0,2 - F_{t4} \cdot 0,07 = 0$$

$$R_{\hat{A}} = \frac{-F_{t4} \cdot 0,07}{0,2} = \frac{-2602,628 \cdot 0,07}{0,2} = -910,92 \text{ Н}.$$

Проверка: $\sum \ddot{o} F_i = 0$

$$R_{\hat{A}} + R_{\hat{A}} + F_{t4} = 0$$

$$-910,92 - 1691,7 + 2602,628 = 0$$

Изгибающие моменты

Участок 1. $0 \leq U_1 \leq 0,13 \text{ м}$

$$\dot{I}_{Y1} = -(-R_{\hat{A}} \cdot U_1) = R_{\hat{A}} \cdot U_1 - \text{уравнение прямой}$$

$$U_1 = 0 \text{ м} \quad M_{Y1} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$U_1 = 0,13 \text{ м} \quad M_{Y1} = -118,42 \text{ Н} \cdot \text{м}.$$

Участок 2. $0 \leq U_2 \leq 0,07 \text{ м}$

$$\dot{I}_{Y2} = -(-R_{\hat{B}} \cdot U_2) = -R_{\hat{B}} \cdot U_2 - \text{уравнение прямой}$$

$$U_2 = 0 \text{ м} \quad M_{Y2} = 0 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$U_2 = 0,07 \text{ м} \quad M_{Y2} = -118,42 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Суммарные изгибающие моменты:

$$M_{\dot{E}\dot{C}\dot{A}} = \sqrt{(M_{\dot{O}})^2 + (M_Y)^2}, \text{ Н}\cdot\text{м}$$

$$M_{\dot{E}\dot{C}\dot{A}} = \sqrt{177,9^2 + 118,42^2} = 213,71 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Определяем эквивалентные моменты.

$$M_{\dot{Y}\dot{E}\dot{A}} = \sqrt{M_{\dot{E}\dot{C}\dot{A}}^2 + T_3^2}, \text{ Н}\cdot\text{м}$$

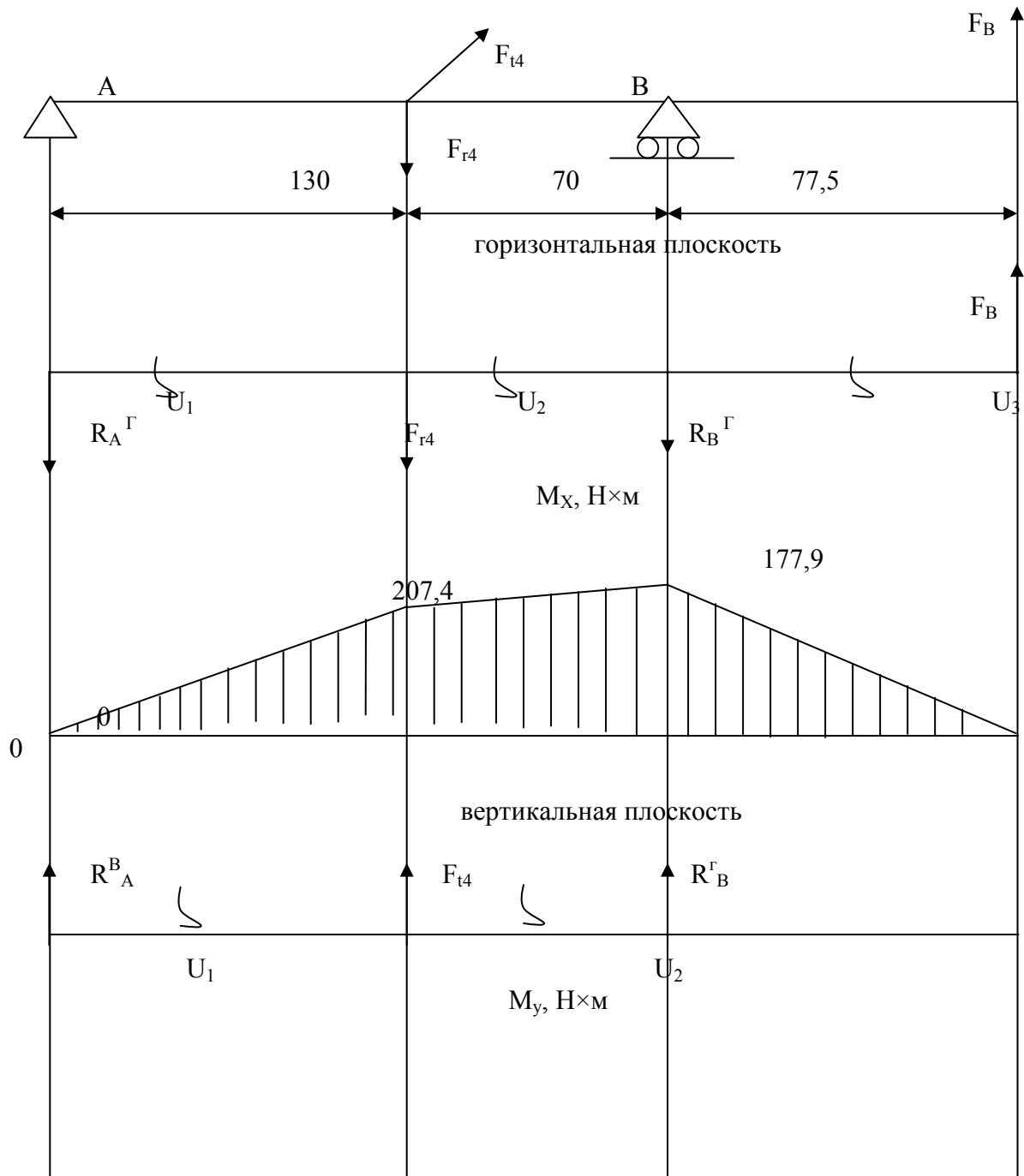
$$M_{\dot{Y}\dot{E}\dot{A}} = \sqrt{213,71^2 + 447,5^2} = 495,91 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

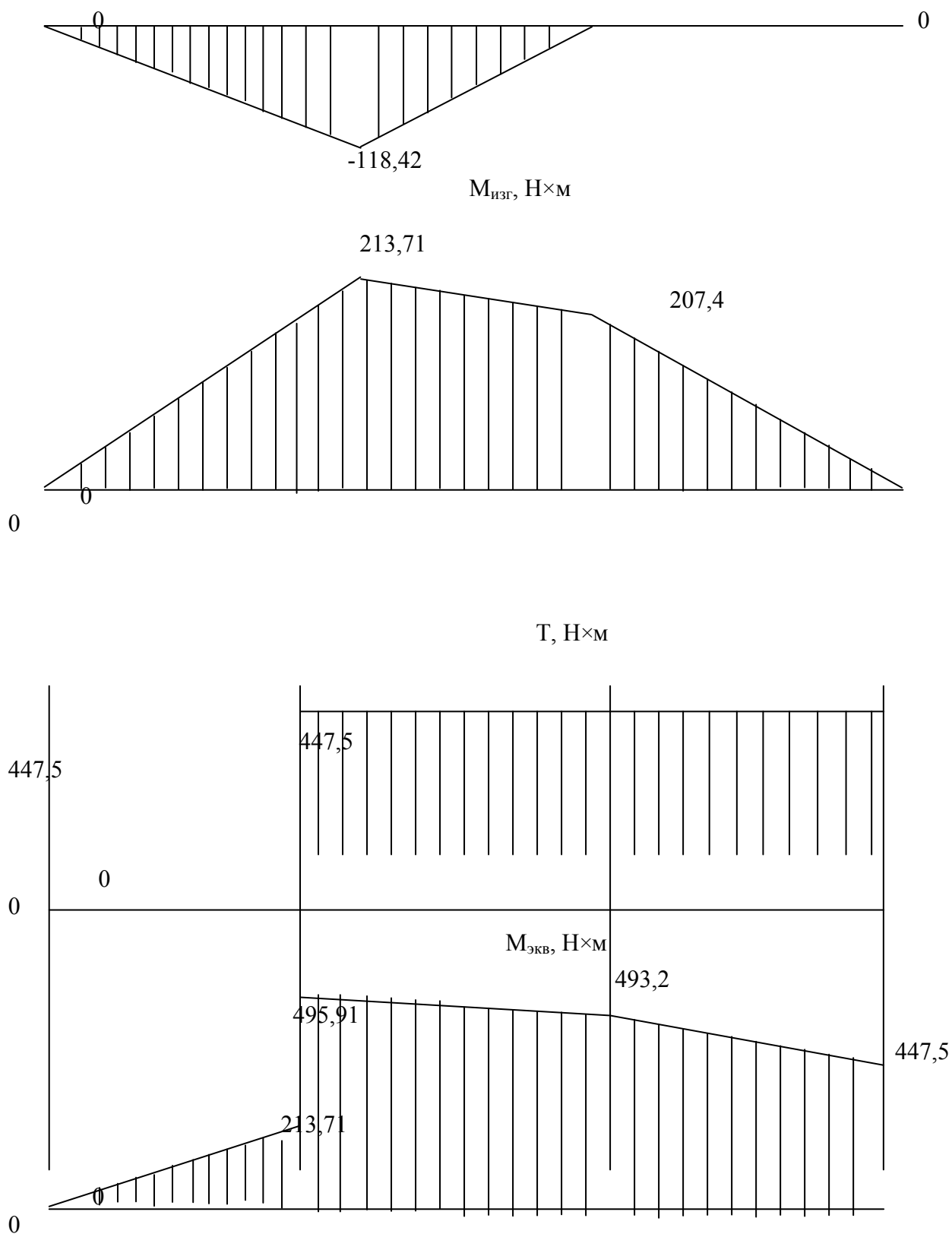
$$M_{\dot{Y}\dot{E}\dot{A}} = \sqrt{207,4^2 + 447,5^2} = 493,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

Определяем для опасного сечения диаметр вала.

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\dot{Y}\dot{E}\dot{A}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot [\sigma]}}$$

где $[\sigma]$ - допускаемое напряжение при основном расчёте валов для стали 45.
 $[\sigma] = 50 \dots 60 \text{ МПа}$. Принимаем $[\sigma] = 60 \text{ МПа}$.





$$d = \sqrt[3]{\frac{495910}{0,1 \cdot 55}} = 44,8 \text{ мм}$$

Принимаем $d=45 \text{ мм}$.

10. Проверочный расчёт валов.

Проверочный расчет вала производят в опасных сечениях, где действуют максимальный изгибающий или крутящий момент, или имеются концентраторы напряжений (шпоночные канавки, галтели отверстия и т.д.). Расчет обычно производят в форме проверки коэффициента запаса прочности. Общий коэффициент запаса прочности определяют из выражения:

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

Коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\beta \cdot \xi} \cdot \sigma_a + \psi_{\sigma} \cdot \sigma_m},$$

где $\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_b = 0,43 \cdot 550 = 236,5 \text{ Н/мм}^2$ - предел выносливости материала вала при симметричном цикле изгиба, для углеродистой стали;

σ_b - предел прочности для стали 40;

$K_{\sigma} = 2$ - эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений для шпоночной канавки;

$\xi = 0,85$ - масштабный фактор для вала $d = 40$ мм;

$\beta = 1$ - коэффициент упрочнения, вводимый для валов с поверхностным упрочнением, т.к. упрочнение не применяем;

$$\sigma_a = \sigma_u = \frac{M_{\text{ЭЦА}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot d_3^3} = \frac{213,71 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 40^3} = 33,39 \text{ Н/мм}^2 - \text{амплитуда цикла}$$

нормальных напряжений;

σ_u - нормальное напряжение изгиба в расчетном сечении.

$\sigma_m = 0$ - среднее значение цикла нормальных напряжений (не испытывает осевых нагрузок);

$\psi_{\sigma} = 0,1$ - коэффициент, характеризующий чувствительность материала к асимметрии напряжений, для среднеуглеродистых сталей.

$$S_{\sigma} = \frac{236,5}{\frac{2}{0,85} \cdot 33,39 + 0,1 \cdot 0} = 3$$

Коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям:

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

где $\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1} = 0,58 \cdot 236,5 = 137,17 \text{ Н/мм}^2$ - предел выносливости материала вала при симметричном цикле кручения,

$K_\tau = 1,6$ - эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении для шпоночной канавки.

$\tau_a = \tau_u = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{T_3 \cdot 10^3}{2 \cdot W_R}$ - напряжение кручения изменяющегося по пульсирующему циклу,

$\psi_\tau = 0,05$ - для среднеуглеродистых сталей.

$W_R = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot (d - t)^2}{2 \cdot d}$, мм³ - момент сопротивления при кручении нетто, для шпоночного паза.

где b - ширина шпонки, $b=12$ мм;

t - глубина паза, $t=5$ мм.

$$W_R = \frac{\pi \cdot 40^3}{16} - \frac{12 \cdot 5 \cdot (40 - 5)^2}{2 \cdot 40} = 11647,62 \text{ мм}^3$$

$$\tau_a = \tau_u = \frac{\tau_{\max}}{2} = \frac{447,5 \cdot 10^3}{2 \cdot 11647,62} = 19,2 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^2}$$

$$S_\tau = \frac{137,17}{\frac{1,6}{0,85} \cdot 19,2 + 0,05 \cdot 19,2} = 3,7$$

$$S = \frac{3 \cdot 3,7}{\sqrt{3^2 + 3,7^2}} = 2,33$$

Принимаем диаметр вала $d = 40$ мм.

11. Определение суммарных опорных реакций и расчёт подшипников.

Вал 3

Подшипники качения выбирают из каталогов или справочников по динамической грузоподъемности и диаметру вала так чтобы табличное значение динамической грузоподъемности было больше фактической.

$$C = \sqrt[\alpha]{L \cdot P},$$

где α - показатель степени, $\alpha = 3$;

L - расчетный ресурс в миллионах оборотов;

P - приведённая нагрузка.

$$L = \frac{60 \cdot n \cdot L_h}{10^6}$$

где n - частота вращения вала, $n = 90$ об/мин;

L_h - ресурс подшипника в часах $L_h = 2500 \dots 40000$ часов.

$$P = F_r \cdot K_\delta \cdot K_T \cdot K_K,$$

где F_r - радиальная нагрузка;

K_δ - коэффициент безопасности, $K_\delta = 1,4$;

K_T - температурный коэффициент, $K_T = 1$;

K_K - коэффициент вращения, $K_K = 1$.

$$F_r = \sqrt{(R_B^T)^2 + (R_B^B)^2}$$

$$F_r = \sqrt{3097,357^2 + 1691,7^2} = 3529,23 \text{ Н}$$

$$P = 3529,23 \cdot 1,3 \cdot 1 \cdot 1 = 4588 \text{ Н}$$

$$L = \frac{60 \cdot 89 \cdot 15000}{10^6} = 80,1 \text{ млн. оборотов}$$

$$\tilde{N} = \sqrt[3]{80,1 \cdot 4588} = 19777,3$$

Подшипник шариковый радиальный однорядный лёгкой серии 207:

d = 35 мм, D = 72 мм, B = 17 мм, C = 25500 Н.

12. Выбор и проверка расчетом шпонок.

Соединение валов с зубчатыми колесами, шестернями, шкивами и муфтами часто осуществляется призматическими шпонками. В качестве материала для шпонок берут Сталь 45 с $\sigma = 600$ МПа. Размеры призматической шпонки выбираю из таблицы 11.7 [2] в зависимости от диаметра вала. Длина шпонки берется на 5-7 мм меньше длины ступицы шестерни и принимается из ряда стандартных значений:

Вал 3: для зубчатого колеса:

$$d = 40 \text{ мм.}$$

$$b \times h = 12 \times 8 \text{ мм.}$$

$$t_1 = 5 \text{ мм.}$$

$$l = 80 \text{ мм.}$$

Проверяем шпонку на смятие

$$\sigma_{\text{смя}} = \frac{2T_3 \cdot 10^3}{d \cdot (h - t_1) \cdot l} \leq [\sigma_{\text{смя}}]$$

$$l_p = 80 - 12 = 68 \text{ мм.}$$

$$\sigma_{\text{смя}} = \frac{2 \cdot 445,7 \cdot 10^3}{40 \cdot (8 - 5) \cdot 68} = 109,2 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{смя}}]$$

$$d = 28 \text{ мм.}$$

$$b \times h = 8 \times 7 \text{ мм.}$$

$$t_1 = 4 \text{ мм.}$$

$$l = 100 \text{ мм.}$$

Проверяем шпонку на смятие

$$l_p = 100 - 8 = 87 \text{ мм.}$$

$$\sigma_{\text{смя}} = \frac{2 \cdot 445,7 \cdot 10^3}{28 \cdot (7 - 4) \cdot 87} = 122 \text{ МПа} \leq [\sigma_{\text{смя}}]$$

3. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОМУ ИЗУЧЕНИЮ ВОПРОСОВ

3.1 Испытание материалов на растяжение, сжатие.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на методику проведения эксперимента при испытании материалов на растяжение, сжатие.

3.2 Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на порядок построения эпюр внутренних силовых факторов.

3.3 Определение нормальных напряжений при поперечном изгибе.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на разновидности изгиба.

3.4 Полная проверка балок на прочность.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на методику расчёта балок на прочность.

3.5 Понятие о ядре сечения.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на процесс нагружения стержней при внецентренном растяжении сжатии.

3.6 Совместное действие изгиба и кручения.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на определение напряжений при совместном действии изгиба и кручения.

3.7 Особенности расчёта косозубых и шевронных передач.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на прочностной расчёт косозубых и шевронных передач.

3.8 Геометрические расчёты конических зубчатых передач.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на особенности расчёта геометрических параметров конических передач.

3.9 Червячные цилиндрические передачи со смещением.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на корректирование червячных передач.

3.10 Критерии работоспособности и расчёт цепных передач.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на расчёт цепных передач по удельному давлению.

3.11 Сварные соединения.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на виды сварочных швов.

3.12 Заклёпочные соединения.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на типы заклёпок.

3.13 Резьбовые соединения.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на типы резьбовых соединений.

3.14 Шпоночные и шлицевые соединения.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на расчёт шпоночных и шлицевых соединений.

4. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОДГОТОВКЕ К ЗАНЯТИЯМ

4.1 Введение. Основные понятия.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на основные разделы изучаемые в дисциплине «Прикладная механика», определения, гипотезы, допущения, понятие деформация.

4.2 Чистый сдвиг.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на вывод закона Гука при чистом сдвиге и определение касательных напряжений по различным теориям прочности.

4.3 Моменты инерции плоских сечений.

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на формулы для определения моментов инерции при параллельном переносе осей, повороте осей на некоторый угол.

4.4 Кручение.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на расчёт для подбора сечения при кручении.

4.5 Изгиб.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на рациональные формы поперечных сечений при изгибе.

4.6 Прямозубые, косозубые передачи.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на методику расчёта прямозубых и косозубых цилиндрических передач.

4.7 Ремённые, цепные передачи.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на скольжение в ремённой передаче и динамические нагрузки возникающие в цепи.

4.8 Валы и оси.

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на порядок расчёта валов.