

**ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ  
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ  
«ОРЕНБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ АГРАРНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»  
Кафедра «Проектирование и управление в технических системах»**

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

**Б1.Б.12.03 Детали машин и основы конструирования**

**Направление подготовки (специальность) 20.03.01 – Техносферная безопасность**

**Профиль образовательной программы Безопасность жизнедеятельности в техносфере**

**Форма обучения заочная полная**

## **СОДЕРЖАНИЕ**

<b>1. Организация самостоятельной работы .....</b>	<b>3</b>
<b>2. Методические рекомендации по выполнению индивидуальных домашних задания .....</b>	<b>4</b>
<b>3. Методические рекомендации по самостоятельному изучению вопросов .....</b>	<b>18</b>
<b>4. Методические рекомендации по подготовке к занятиям .....</b>	<b>19</b>

# 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 (работы)	подготовка реферата/эссе	индивидуальные домашние задания (ИДЗ)	самостоятельное изучение вопросов (СИВ)	подготовка к занятиям (ПкЗ)
1	2	3	4	5	6	7
1	Введение. Прямоугольные цилиндрические передачи.	-	-	2	2	-
2	Косозубые цилиндрические передачи.	-	-	2	4	3
3	Конические передачи.	-	-	2	4	4
4	Червячные передачи.	-	-	2	4	4
5	Планетарные передачи.	-	-	2	4	2
6	Ремённые передачи.	-	-	2	4	2
7	Цепные передачи.	-	-	2	4	2
8	Валы и оси. Расчёт валов.	-	-	2	2	4
9	Подшипники качения и скольжения. Расчёт.	-	-	2	4	4
10	Заклёпочные, клеевые, сварные соединения. Расчёт.	-	-	2	2	2
11	Шпоночные, шлицевые соединения. Расчёт.	-	-	2	2	2
12	Резьбовые соединения. Расчёт.	-	-	2	2	2
13	Общие сведения о муфтах. Глухие муфты. Жёсткие	-	-	2	2	1

	компенсирующ ие муфты. Расчёт.					
14	Упругие муфты. Расчёт.	-	-	2	2	1
15	Управляемые муфты. Расчёт.	-	-	2	2	1
16	Автоматически е муфты. Расчёт.	-	-	2	2	1

## **2. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ВЫПОЛНЕНИЮ ИНДИВИДУАЛЬНЫХ ДОМАШНИХ ЗАДАНИЙ**

Индивидуальные домашние задания выполняются в форме контрольной работы.

### **2.1 Темы индивидуальных домашних заданий**

1. Рассчитать и спроектировать привод ленточного транспортёра.
2. Рассчитать и спроектировать привод цепного транспортёра.
3. Рассчитать и спроектировать привод к шнеку смесителю.

### **2.2 Содержание индивидуальных домашних заданий**

1. Задание на курсовую работу.
2. Назначение привода и его особенности.
3. Определение КПД привода.
4. Выбор электродвигателя.
5. Определение передаточного числа привода и распределение его между ступенями.
6. Определение угловых скоростей, мощностей и крутящих моментов на каждом из валов.
7. Компоновка редуктора.
8. Проектный и проверочный расчёт зубчатой, конической или червячной передачи.
9. Расчёт ремённой (цепной) передачи.
10. Предварительный расчёт валов из расчёта только на кручение.
11. Основной расчёт валов с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов.
12. Проверочный расчёт валов.
13. Определение суммарных опорных реакций и расчёт подшипников.

### **2.3 Порядок выполнения заданий**

1. Разбираем схему привода.

2. Рассчитываем требуемую мощность и выбираем электродвигатель.
3. Определяем передаточное число привода и распределяем его по ступеням.
4. Рассчитываем угловую скорость, мощность и крутящий момент на каждом из валов.
5. Выполняем проектный и проверочный расчёт прямозубой цилиндрической (конической, червячной) передачи.
6. Рассчитываем ремённую (цепную) передачу.
7. Определяем предварительный диаметр валов.
8. Выполняем компоновку редуктора.
9. Выполняем основной и проверочный расчёт валов.
10. Рассчитываем и выбираем подшипники.

## 2.4 Пример выполнения задания

### 1. Исходные данные на контрольную работу.

### 2. Назначение привода и его особенности.

Редуктором называют механизм, состоящий из зубчатых или червячных передач, выполненный в виде отдельного агрегата и служащий для передачи мощности от двигателя к рабочей машине

Привод — это устройство, приводящее в движение машину или механизм. Состоит из источника энергии, передаточного механизма и аппаратуры управления.

Кинематическая схема привода может включать, помимо редуктора, открытые передачи (цепную, ремённую).

Назначение редуктора – понижение угловой скорости и повышение вращающего момента ведомого вала по сравнению с валом ведущим.

### 3. Определение КПД привода.

$$\eta_{пр} = \eta_{з.п.} \cdot \eta_{р.п.}$$

где  $\eta_{з.п.}$  - К.П.Д. зубчатой передачи,  $\eta_{з.п.} = 0,96$ ;

$\eta_{р.п.}$  - К.П.Д. ремённой передачи  $\eta_{р.п.} = 0,95$ .

$$\eta_{пр} = 0,95 \cdot 0,96 = 0,912.$$

### 4. Выбор электродвигателя.

Определяем мощность на валу рабочей машины

где  $F$  - максимальное тяговое усилие  $P_{р.м.} = \frac{F \cdot V}{10^3}$ , ленты,  $F = 1700$  Н;  
 $V$  - скорость транспортера,  $V = 0,8$  м/с.

$$P_{р.м.} = \frac{1700 \cdot 0,8}{10^3} = 1,36 \text{ кВт}$$

Общая мощность с учетом потерь в приводе.

$$P_{T.P.} = \frac{P_{p.m.}}{\eta_{PP}},$$

$$P_{T.P.} = \frac{1,36}{0,912} = 1,49 \text{ кВт}$$

Выбираем электродвигатель 4A100L8Y3:  $P_{эл} = 1,5 \text{ кВт}$ ,  $n_{эл} = 700 \text{ об/мин}$ .

### 5. Определение передаточного числа привода и распределение его между ступенями.

$$U_{PP} = \frac{\omega_{эл.ДВ.}}{\omega_{p.m.}}$$

где  $\omega_{эл.}$  - угловая скорость вала электродвигателя,  $\omega_{эл.} = 76 \text{ рад/с}$ ;

$\omega_{p.m.}$  - угловая скорость вала рабочей машины.

$$\omega_{д.л.} = \frac{2 \cdot V \cdot 10^3}{D},$$

где D - диаметр барабана, D=200 мм.

$$\omega_{p.m.} = \frac{2 \cdot 0,8 \cdot 10^3}{200} = 8 \text{ рад/с}$$

$$U_{PP} = \frac{76}{8} = 9,5$$

$$U_{PP} = U_{ред} \cdot U_{p.n.}$$

где  $U_{ред}$  - передаточное число редуктора;

$U_{п.н.}$  - передаточное число ременной передачи, предварительно принимаем

$$U_{п.н.} = 2.$$

$$U_{ред} = \frac{U_{п.н.}}{U_{п.н.}}$$

$$U_{ред} = \frac{9,5}{2} = 4,75$$

Принимаем  $U_{ред} = 4,5$  по СТ СЭВ 221-75. Окончательно определяем передаточное число ременной передачи.

$$U_{п.н.} = \frac{9,5}{4,5} = 2,11$$

**6. Определяем угловые скорости, мощность и крутящий момент на каждом из валов.**

$$\omega_1 = 76 \text{ рад/с}$$

$$\omega_2 = \frac{\omega_1}{U_{ред}} = \frac{76}{4,5} = 16,89 \text{ рад/с}$$

$$\omega_3 = \frac{\omega_2}{U_{p.n}} = \frac{16,89}{2,11} = 8 \text{ рад/с}$$

$$T_1 = \frac{P_1 \cdot 10^3}{\omega_1} = \frac{1,49 \cdot 10^3}{76} = 19,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2} = \frac{1,43 \cdot 10^3}{16,89} = 84,66 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$T_3 = \frac{P_3 \cdot 10^3}{\omega_3} = \frac{1,36 \cdot 10^3}{8} = 170 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

**7. Проектный и проверочный расчет зубчатой передачи.**

7.1. Выбираем материал зубчатых колес, его термическую обработку и механические характеристики.

Сталь 40

Диаметр заготовки 100 - 300 мм

Предел прочности  $\sigma_b = 530 \text{ Н/мм}^2$

Предел текучести  $\sigma_t = 270 \text{ Н/мм}^2$

Твердость HB 152 - 207

Термообработка – нормализация.

7.2. Определяем допустимое контактное напряжение для шестерни и колеса.

$$\sigma_H = \frac{\sigma_{Hlimb}}{S_H} \cdot Z_r \cdot Z_v \cdot K_{HL},$$

где  $\sigma_{Hlimb}$  - предел контактной выносливости поверхности зубьев, соответствующий базовому числу циклов напряжений;

$Z_r$  - коэффициент, учитывающий шероховатость поверхностей;

$Z_v$  - коэффициент, учитывающий окружную скорость передачи,

$$Z_r \cdot Z_v = 1;$$

$S_i$  - коэффициент безопасности зубчатых колес,  $S_i = 1,1$ ;

$K_{HL}$  - коэффициент долговечности.

$$\sigma_{f \lim b} = 2HB + 70$$

где HB – средняя твердость

$$\hat{A} = \frac{152 + 207}{2} = 179,5$$

$$\sigma_{f \lim b} = 2 \cdot 179,5 + 70 = 429 \text{ МПа}$$

$$\hat{E}_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}}$$

где  $N_{HO}$  - базовое число циклов нагружения, при  $\hat{A} > 200$ ,  $N_{HO} = 10^7$ ;

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

$$N_{HE} = 573 \cdot \omega_2 \cdot c \cdot \sum \left( \frac{T_i}{T_{\max}} \right)^3 \cdot t_i,$$

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

$T_i$  - передаваемые моменты в течение времени  $t_i$ ;

$T_{\max}$  - максимальный из моментов, учитываемых при расчете;

$$N_{HE} = 573 \cdot \omega_2 \cdot c \cdot \left[ \left( \frac{\dot{\sigma}_{\max}}{\dot{\sigma}_{\max}} \right)^3 \cdot 0,2t + \left( \frac{0,3\dot{\sigma}_{\max}}{\dot{\sigma}_{\max}} \right) \cdot 0,8t \right],$$

$$N_{HE} = 573 \cdot 16,89 \cdot 1 \cdot \left[ 1^3 \cdot 0,2 \cdot 24000 + 0,3^3 \cdot 0,8 \cdot 24000 \right] = 5,1 \cdot 10^7$$

$$t = 300 \cdot 8 \cdot 5 \cdot 2 = 24000 \text{ часов}$$

$$\sigma_i = \frac{429}{1,1} \cdot 1 \cdot 1 = 390 \text{ МПа}$$

Так как  $N_{HE} > N_{HO}$ , то  $K_{HL} = 1$ .

- 7.3. Выбираем коэффициент, учитывающий неравномерности распределения нагрузки по ширине венца. При симметричном расположении зубчатых колес относительно опор  $K_{\beta} = 1,1$ .



7.4. Выбираем коэффициент ширины зубчатых колес

$$\psi_{ba} = \frac{b}{a_w} = 0,5$$

7.5. Определяем крутящий момент на колесе

$$T_2 = \frac{P_2 \cdot 10^3}{\omega_2} = 84,66 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

7.6. Определяем передаточное число

$$U = \frac{\omega_1}{\omega_2} = 4,5$$

7.7. Определяем межосевое расстояние, исходя из контактной прочности:

$$a_w = K_a \cdot U + 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{T_2 \cdot K_{H\beta}}{U^2 \cdot \psi_{ba} \cdot \sigma_H^2}},$$

где  $K_a$  - обобщённый коэффициент,  $K_a = 495$ .

$$a_w = 495 \cdot 4,5 + 1 \cdot \sqrt[3]{\frac{84,66 \cdot 1,1}{4,5^2 \cdot 0,5 \cdot 390^2}} = 107 \text{ мм}$$

Принимаем по СТ СЭВ 229-75  $a_w = 125$  мм.

7.8. Модуль зубчатой передачи

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot a_w$$

$$m = (0,01 \dots 0,02) \cdot 125 = 1,25 \dots 2,5 \text{ мм}$$

Принимаем  $m = 2,0$  мм по СТ СЭВ 310-76.

7.9. Определяем число зубьев колес

$$Z_c = \frac{2 \cdot a_w}{m} = \frac{2 \cdot 125}{2} = 125 \text{ зубьев}$$

$$Z_1 = \frac{Z_c}{U + 1} = \frac{125}{4,5 + 1} = 23 \text{ зуба}$$

7.10. Определяем фактическое передаточное число

$$U = \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$U = \frac{102}{23} = 4,43$$

7.11. Определяем окружную скорость в зацеплении

$$V = \omega_1 \cdot \frac{m \cdot Z_1}{2 \cdot 10^3}$$

$$V = 76 \cdot \frac{2 \cdot 23}{2 \cdot 10^3} = 1,748 \text{ м/с}$$

Степень точности – 9.

7.12. Определим рабочую ширину колеса

$$b = \psi_{ba} \cdot a_w$$

$$b = 0,5 \cdot 125 = 62,5 \text{ мм}$$

7.13. Определяем коэффициент диаметра колеса

$$\psi_{bd} = 0,5 \cdot \frac{4,43 + 1}{2} = 1,36$$

7.14. Проверочный расчет на выносливость по контактным напряжениям

$$\sigma_H = Z_H \cdot Z_M \cdot Z_\varepsilon \cdot \sqrt{\frac{\omega_{Ht} \cdot U + 1}{d_1 \cdot U}} \leq \sigma_H$$

где  $Z_H$  – коэффициент формы сопряженных поверхностей зубьев,  $Z_H = 1,76$ ;  $Z_M$  – коэффициент, учитывающий механические свойства материалов,  $Z_M = 275$ ,

$Z_\varepsilon$  – коэффициент суммарной длины контактных линий,  $Z_\varepsilon = 0,9$ ;

$\omega_{Ht}$  – удельная расчетная окружная сила;

$d_1$  – диаметр начальной окружности шестерни.

$$\omega_{Ht} = \frac{F_t}{b} \cdot K_{H\beta} \cdot K_{HV}$$

где  $F_t$  – окружная сила

$K_{H\beta}$  – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по ширине венца,  $K_{H\beta} = 1,062$ ;

$K_{HV}$  – коэффициент динамической нагрузки,  $K_{HV} = 1,08$ .

$$F_t = \frac{2 \cdot \dot{Q}_1 \cdot 10^3}{d_1}$$

$$F_t = \frac{2 \cdot 19,6 \cdot 10^3}{46} = 852,17 \text{ Н}$$

$$d_1 = m \cdot z_1 = 2 \cdot 23 = 46 \text{ мм}$$

$$\omega_H = \frac{852,17}{62,5} \cdot 1,062 \cdot 1,08 = 15,64 \text{ Н / мм}$$

#### 7.15. Основные размеры зубчатой пары

$$d_{w1} = d_1 = m \cdot Z_1 = 2 \times 23 = 46 \text{ мм}$$

$$d_{w2} = d_2 = m \cdot Z_2 = 2 \times 102 = 204 \text{ мм}$$

$$d_{a1} = d_1 + 2 \cdot m = 46 + 2 \cdot 2 = 50 \text{ мм}$$

$$d_{a2} = d_2 + 2 \cdot m = 204 + 2 \cdot 2 = 208 \text{ мм}$$

#### 7.16. Определяем составляющие силы, действующие в зацеплении

$$\text{окружная сила: } F_t = \frac{2 \cdot T_1 \cdot 10^3}{d_1} = 852,17$$

$$\text{радиальная сила: } F_r = F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha_w \quad F_r = 852,17 \cdot \operatorname{tg} 20^\circ = 310,19 \text{ Н}$$

#### 7.17. Проверочный расчет по напряжениям изгиба зубьев шестерни и колеса:

$$\sigma_F = y_F \cdot \frac{\omega_{Ft}}{m} \leq \sigma_{F \text{ доп}}$$

где  $y_F$  - коэффициент формы зуба,  $y_{F1}=3,976$ ,  $y_{F2}=3,6$ .

$$\omega_{Ft} = \frac{F_t}{b} \cdot K_{F\beta} \cdot K_{FV}, \text{ Н/мм}$$

$$\omega_{Ft} = \frac{852,17}{62,5} \cdot 1,165 \cdot 1,21 = 19,22 \text{ Н / мм}$$

$$\sigma_{F1} = 3,976 \cdot \frac{19,22}{2} = 38,2 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{F2} = 3,6 \cdot \frac{19,22}{2} = 34,6 \text{ МПа}$$

где  $\sigma_{Flimb}$  - базовый предел выносливости зубьев по излому;

$S_F$  - коэффициент безопасности,  $S_F=1,8$ ;

$K_{FC}=1$ ;

$K_{FL}$  - коэффициент долговечности.

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}}$$

где  $N_{FO}$  - базовое число циклов нагружения,  $N_{FO}=4 \cdot 10^6$ .

$$N_{FE} = 573 \cdot c \cdot \omega_2 \cdot \sum (T/T_{\max})^m \cdot t_i.$$

где  $m$ - показатель степени,  $m = 6$ .

$$N_{FE} = 573 \cdot 1 \cdot 16,89 \cdot [1^6 \cdot 0,2 \cdot 24000 + 0,3^6 \cdot 0,8 \cdot 24000] = 46,59 \cdot 10^6$$

Так как  $N_{FE} > N_{FO}$ , то  $K_{FL} = 1$ .

$$\sigma_{Femb} = 1,8 \cdot HB.$$

$$\sigma_{Flimb} = 1,8 \cdot 179,5 = 323,1 \text{ МПа}$$

$$\sigma_F = \frac{323,1}{1,8} \cdot 1 \cdot 1 = 179,5 \text{ МПа}$$

## 8. Расчёт ремённой (цепной) передачи производим в программе APM Shaft.

9. Предварительный расчёт валов из расчёта только на кручение.

$$d_A = \sqrt[3]{\frac{Q \cdot 10^3}{0,2 \cdot \tau}}, \quad \text{где } [\tau] = 15 \dots 20 \text{ Н/мм}^2 \text{ допускаемое условное напряжение}$$

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{19,6 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 15}} = 18,7 \text{ мм}, \quad \text{принимает по ГОСТ 6636-69 } d_1 = 20 \text{ мм.}$$

$$d_2 \geq \sqrt[3]{\frac{84,66 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 18}} = 28,66 \text{ мм}, \quad \text{принимает по ГОСТ 6636-69 } d_2 = 28 \text{ мм.}$$

$$d_3 \geq \sqrt[3]{\frac{170 \cdot 10^3}{0,2 \cdot 20}} = 34,9 \text{ мм}, \quad \text{принимает по ГОСТ 6636-69 } d_3 = 34 \text{ мм.}$$

## 10. Основной расчёт валов с построением эпюр изгибающих и крутящих моментов.

Горизонтальная плоскость

$$\sum \dot{M}_A P_i = F_{r1} \cdot 52 + R_B^A \cdot 104 = 0$$

$$R_B^A = \frac{-F_{r1} \cdot 52}{104} = \frac{-302,095 \cdot 52}{104} = -151,1 \text{ Н}$$

$$\sum \dot{M}_B P_i = -F_{r1} \cdot 52 - R_A^A \cdot 104 = 0$$

$$R_A^A = \frac{-F_{r1} \cdot 52}{104} = \frac{-302,095 \cdot 52}{104} = -151,1 \text{ Н}$$

Проверка:

$$R_A^A + F_{r1} + R_B^A = 0$$

$$-151,1 + 302,2 - 151,1 = 0$$

$$\dot{I}_{\bar{O}U_1} = R_A^{\hat{A}} \cdot U_1 \quad 0 \leq u_1 \leq 0,052$$

U <sub>1</sub>	0	0,052
M <sub>X</sub>	0	-7,86

$$M_{\bar{O}(U_2)} = R_A^{\hat{A}} \cdot u_2, \quad 0 \leq u_2 \leq 0,052$$

U <sub>2</sub>	0	0,052
M <sub>X</sub>	0	-7,86

Вертикальная плоскость.

$$\sum mom_A P_i = F_{t1} \cdot 52 + R_B^{\hat{A}} \cdot 104 = 0.$$

$$R_B^{\hat{A}} = \frac{-F_{t1} \cdot 52}{104} = \frac{-830 \cdot 52}{104} = -415,15H$$

$$\sum mom_B P_i = -F_{t1} \cdot 52 - R_A^B \cdot 104 = 0$$

$$R_A^B = \frac{-F_{t1} \cdot 52}{104} = \frac{-830 \cdot 52}{104} = -415,15H$$

Итого:

$$R_A^B + F_{t1} + R_B^{\hat{A}} = 0$$

$$-415,15 + 830,294 - 415,15 = 0$$

$$\dot{I}_{YU_1} = R_A^{\hat{A}} \cdot u_1 \quad 0 \leq u_1 \leq 0,052$$

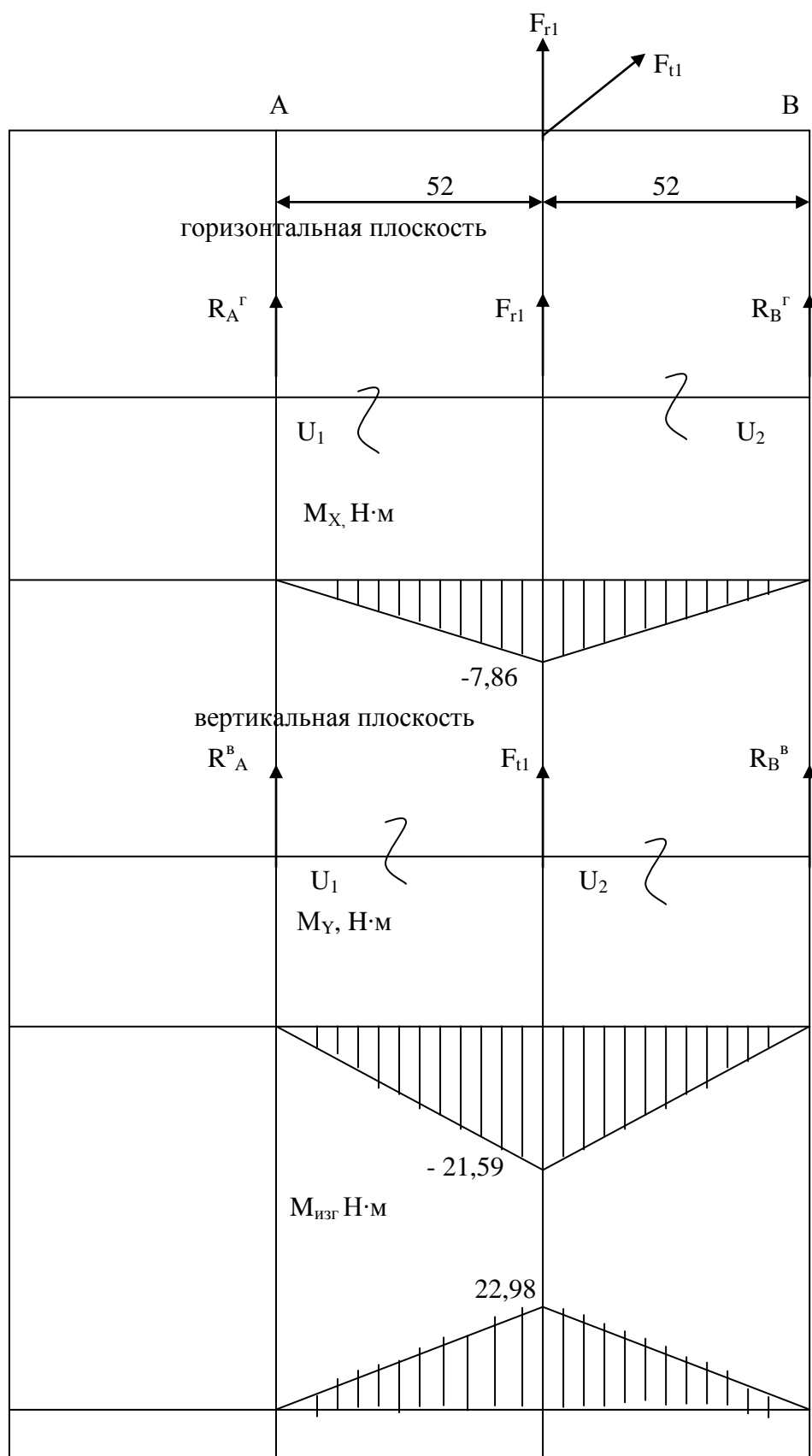
U <sub>1</sub>	0	0,052
M <sub>Y</sub>	0	- 21,59

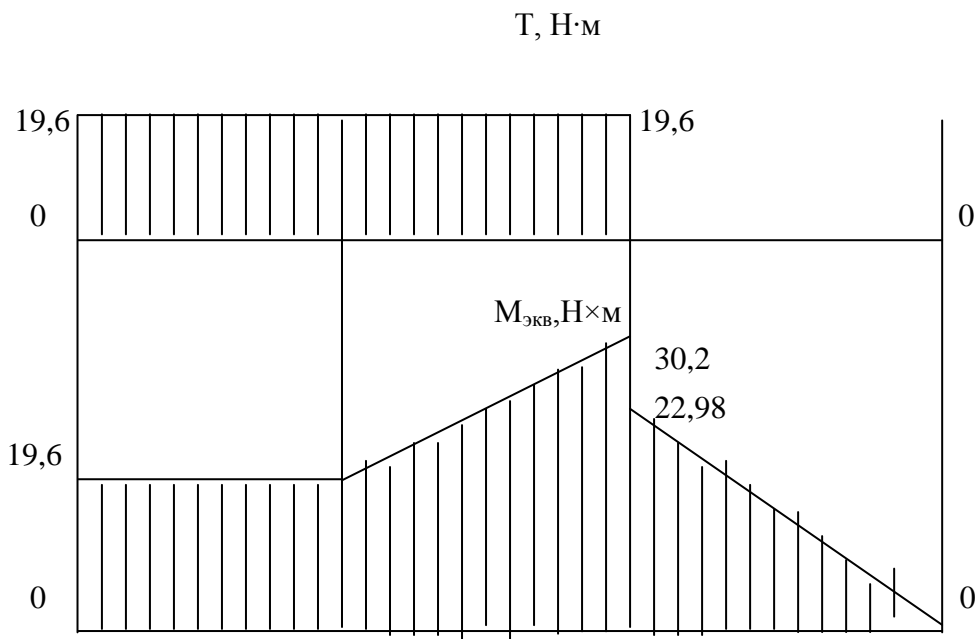
$$\dot{I}_{YU_2} = R_B^{\hat{A}} \cdot u_2 \quad 0 \leq u_2 \leq 0,052$$

U <sub>2</sub>	0	0,052
M <sub>Y</sub>	0	- 21,59

$$\dot{I}_{\bar{O}\bar{A}} = \sqrt{\dot{I}_{\bar{O}}^2 + \dot{I}_Y^2}$$

$$M_{IB\Gamma} = \sqrt{7,86^2 + 21,59^2} = 22,98H \cdot m$$





$$M_{\text{эKB}} = \sqrt{M_{\text{изг}}^2 + T^2}$$

$$M_{\text{эKB}} = \sqrt{22,98^2 + 19,6^2} = 30,2 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

$$d = \sqrt[3]{\frac{M_{\text{эKB}} \cdot 10^3}{0,1 \cdot \sigma}}$$

где  $[\sigma]$  - допускаемое напряжение при основном расчете валов,  $[\sigma] = 50 \dots 60 \text{ Н/мм}^2$

$$d = \sqrt[3]{\frac{30,2 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 50}} = 18,2 \text{ мм}$$

Принимаем  $d = 18 \text{ мм}$ .

### 11. Проверочный расчёт валов.

Проверочный расчет вала производят в опасных сечениях, где действует максимальный изгибающий момент, или имеются концентраторы напряжений.

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

где  $S_{\sigma}$  - коэффициент запаса прочности по нормальным напряжениям;

$S_{\tau}$  - коэффициент запаса прочности по касательным напряжениям

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

где  $\sigma_{-1}$  - предел выносливости материала вала при симметричном цикле изгиба;

$K_\sigma$  - эффективный коэффициент концентрации нормальных напряжений,

$$K_\sigma = 1,5 \dots 2,0;$$

$\beta$  - коэффициент упрочнения,  $\beta = 1$ ;

$\xi$  - масштабный фактор,  $\xi = 0,92$ ;

$\sigma_a$  - амплитуда цикла нормальных напряжений;

$\sigma_m$  - среднее значение цикла нормальных напряжений,  $\sigma_m = 0$ ;

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

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot \sigma_b$$

где  $\sigma_b$  - предел прочности, для стали 40  $\sigma_b = 550 \text{ Н/мм}^2$

$$\sigma_{-1} = 0,43 \cdot 550 = 236,5 \text{ МПа}$$

$$\sigma_a = \frac{M_{изг} \cdot 10^3}{0,1 \cdot d^3}$$

$$\sigma_a = \frac{22,98 \cdot 10^3}{0,1 \cdot 18^3} = 39,4 \text{ МПа}$$

$$S_\sigma = \frac{236,5}{\frac{1,8}{1 \cdot 0,92} \cdot 39,4 + 0,1 \cdot 0} = 3,07$$

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

где  $\tau_{-1}$  - предел выносливости материала вала при симметричном цикле кручения;

$K_\tau$  - эффективный коэффициент концентрации напряжений при кручении,

$$K_\tau = 1,4 \dots 2,1;$$

$\tau_a$ ;  $\tau_m$  - напряжение кручение;

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

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T \cdot 10^3}{2 \cdot W_R}$$

где  $W_R$  - момент сопротивления при кручении нетто.

$$W_R = \frac{\pi \cdot d^3}{16} - \frac{b \cdot t \cdot d - t^2}{2 \cdot d}$$

где  $b$  - ширина шпонки,  $b = 6 \text{ мм}$ ;

$t$  - глубина паза вала,  $t = 3,5 \text{ мм}$ .



$$W_R = \frac{\pi \cdot 18^3}{16} - \frac{6 \cdot 3,5 \cdot 18 - 3,5^2}{2 \cdot 18} = 1021,88 \text{ мм}^3$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{19,6 \cdot 10^3}{2 \cdot 1021,88} = 9,59 \text{ Н / мм}^2$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot \sigma_{-1}$$

$$\tau_{-1} = 0,58 \cdot 236,5 = 137,17 \text{ Н / мм}^2$$

$$S_\tau = \frac{137,17}{\frac{1,4}{1 \cdot 0,92} \cdot 9,59 + 0,05 \cdot 9,59} = 9,1$$

$$S = \frac{3,07 \cdot 9,1}{\sqrt{3,07^2 + 9,1^2}} = 2,9$$

## 12. Определение суммарных опорных реакций и расчет подшипников.

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

$L$  - расчетный ресурс в миллионах оборотов;

$P$  - приведенная нагрузка.

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

где  $n$  - частота вращения вала,  $n = 725$  об/мин;

$L_h$  - ресурс подшипника в часах,  $L_h = 24000$  часов.

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

где  $F_r$  - радиальная нагрузка;

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

$K_T$  - температурный коэффициент,  $K_T = 1$ ;

$K_K$  - коэффициент вращения,  $K_K = 1$ .

$$F_r = \sqrt{R_B^I{}^2 + R_B^B{}^2}$$

$$F_r = \sqrt{151,1^2 + 415,15^2} = 441,79 \text{ Н}$$

$$P = 441,79 \cdot 1,4 \cdot 1 \cdot 1 = 618,5 \text{ Н}$$

$$L = \frac{60 \cdot 725 \cdot 24000}{10^6} = 1044 \text{ млн.об}$$

$$C = \sqrt[3]{1044} \cdot 618,5 = 6274,4 \text{ Н}$$

Подшипник шариковый радиальный однорядный лёгкой серии 203:  
 $d = 15 \text{ мм}$ ,  $D = 35 \text{ мм}$ ,  $B = 11 \text{ мм}$ ,  $C = 7800 \text{ Н}$ .

### **3. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО САМОСТОЯТЕЛЬНОМУ ИЗУЧЕНИЮ ВОПРОСОВ**

#### **3.1 Введение. Прямозубые цилиндрические передачи.**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на расчёт зубчатых передач на контактную прочность и на изгиб зуба.

#### **3.2 Косозубые цилиндрические передачи.**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на особенности расчёта косозубых передач на прочность.

#### **3.3 Конические передачи.**

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

#### **3.4 Червячные передачи.**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на особенности расчёта червячных передач на прочность.

#### **3.5 Планетарные передачи.**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на особенности проектирования планетарных передач.

#### **3.6 Ремённые передачи.**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на виды ремней, характеристики ремней, расчёт ремённых передач.

#### **3.7 Цепные передачи.**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на виды цепей, характеристики цепи, расчёт цепных передач.

#### **3.8 Валы и оси. Расчёт валов.**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на основной и проверочный расчёты валов.

#### **3.9 Подшипники качения и скольжения. Расчёт.**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на виды трения в подшипниках скольжения.

### **3.10 Заклёпочные, клеевые, сварные соединения. Расчёт.**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на способы осуществления заклёпочных, клеевых, сварных соединений.

### **3.11 Шпоночные, шлицевые соединения. Расчёт.**

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

### **3.12 Резьбовые соединения. Расчёт.**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на виды резьб, а также расчётные формулы для определения момента трения в резьбе и на торце гайки.

### **3.13 Общие сведения о муфтах. Глухие муфты. Жёсткие компенсирующие муфты. Расчёт.**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на устройство и принцип работы муфт.

### **3.14 Упругие муфты. Расчёт.**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на проверочный расчёт выбранных упругих муфт.

### **3.15 Управляемые муфты. Расчёт.**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на устройство и принцип работы муфт.

### **3.16 Автоматические муфты. Расчёт.**

При изучении вопроса необходимо обратить внимание на устройство и принцип работы муфт.

## **4. МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ ПО ПОДГОТОВКЕ К ЗАНЯТИЯМ**

### **4.1 Косозубые цилиндрические передачи.**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на коэффициент перекрытия в косозубых передачах.

### **4.2 Конические передачи.**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на силы действующие в зацеплении конической передачи.

### **4.3 Червячные передачи.**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на тепловой расчёт червячной передачи.

#### **4.4 Планетарные передачи.**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на схемы планетарных передач и определение передаточного числа в планетарной передаче.

#### **4.5 Ремённые передачи.**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на вывод формул для определения межосевого расстояния и длины ремня.

#### **4.6 Цепные передачи.**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на вывод формул для определения межосевого расстояния и числа звеньев цепи.

#### **4.7 Валы и оси. Расчёт валов.**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на расчёт валов на виброустойчивость.

#### **4.8 Подшипники качения и скольжения. Расчёт.**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на подшипниковые материалы.

#### **4.9 Заклёпочные, клеевые, сварные соединения. Расчёт.**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на расчёт неразъёмных соединений.

#### **4.10 Шпоночные, шлицевые соединения. Расчёт.**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на разновидности шпонок.

#### **4.11 Резьбовые соединения. Расчёт.**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на особенности расчёта различных резьб.

#### **4.12 Общие сведения о муфтах. Глухие муфты. Жёсткие компенсирующие муфты. Расчёт.**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на принцип работы муфты.

#### **4.13 Упругие муфты. Расчёт.**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на принцип работы муфты.

#### **4.14 Управляемые муфты. Расчёт.**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на принцип работы муфты.

#### **4.15 Автоматические муфты. Расчёт.**

При подготовки к занятию необходимо обратить внимание на принцип работы муфты.