



Негосударственное частное образовательное учреждение высшего  
образования  
«Технический университет УГМК»

**МЕТОДИЧЕСКИЕ РЕКОМЕНДАЦИИ К ВЫПОЛНЕНИЮ ПРАКТИЧЕСКИХ РАБОТ  
ПО ДИСЦИПЛИНЕ**

**ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА**

<b>Специальность</b>	<u>21.05.04 Горное дело</u>
<b>Направленность (профиль)</b>	<u>Подземная разработка рудных месторождений</u>
<b>Уровень высшего образования</b>	<u>Специалитет</u> <i>(бакалавриат, специалитет, магистратура)</i>

Автор - разработчик: Зубов В.В., канд. техн. наук, доцент

Рассмотрено на заседании кафедры механики и автоматизации технологических процессов и производств

Одобрено Методическим советом университета 30 июня 2021 г., протокол № 4

г. Верхняя Пышма  
2021

## Практическая работа № 1

### Тема: МЕХАНИЧЕСКИЕ ПЕРЕДАЧИ

Время на выполнение задания – 18 часов (ОФО), 3 часа (ЗФО).

Тип практического задания – расчетная работа.

Механические устройства, применяемые для передачи энергии от источника к потребителю с изменением угловой скорости или вида движения, называют механическими передачами (передачами).

Классификация механических передач.

1. По способу передачи движения различают механические передачи:

- трением (фрикционные, ременные);
- передачи зацеплением (зубчатые, червячные, винтовые, цепные).

2. По способу соединения звеньев передачи:

- передачи непосредственного контакта (зубчатые, червячные, винтовые, фрикционные);
- передачи гибкой связью (ременные, цепные).

3. По конструктивному исполнению:

- закрытые передачи;
- открытые передачи.

Для закрытых зубчатых и червячных передач основным, выполняемым в качестве проектного, является расчёт на контактную прочность; расчёт на изгиб выполняют как проверочный. Для открытых передач наоборот.

Основными критериями работоспособности ременных передач являются тяговая способность ремня и его долговечность, для цепных передач основным критерием работоспособности является долговечность цепи, определяемая износом шарниров.

В задаче II предлагается для различных приводов, схемы которых показаны на рисунках II-1... II-10:

1. Выбрав электродвигатель, провести кинематический расчет привода;

2. Провести расчет указанной в задании механической передачи, входящей в состав привода рабочей машины.

Указание. При проведении расчетов считать, что нагрузка на передачу близка к постоянной, а срок службы привода - длительный. При выборе электродвигателя ориентироваться на заданную синхронную частоту вращения вала двигателя  $n_{дв}$ . Расчеты следует проводить по стандартной методике, представленной в рекомендованной литературе [6, 7, 8, 9]

Задание II-1. Привод ленточного конвейера состоит из электродвигателя 1, червячного редуктора 2 и цепной передачи 3 (рис. II-1). Провести кинематический расчет привода и рассчитать червячную передачу. Окружная сила  $F_t$ , на приводном барабане, скорость движения  $V$  ленты конвейера и диаметр приводного барабана  $D$  заданы в табл. II-1.

Таблица II-1

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_t$ , кН	6	6,5	10	7,5	8	6,5	9	9,5	7	10,5
$V$ , м/с	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6	0,7	0,8	0,7	0,8
$D$ , мм	350	375	400	425	450	425	500	515	550	575
$n_{дв}$ , об/мин	750					1000				

Задание II-2. Привод скипового конвейера состоит из электродвигателя 1, двухступенчатого цилиндрического редуктора 2 и открытой зубчатой конической передачи 3 (рис. II-2). Провести кинематический расчет привода и рассчитать быстроходную цилиндрическую ступень редуктора. Мощность на выходном валу привода  $P_{\text{вых}}$  и частота вращения этого вала  $n_{\text{вых}}$  заданы в табл. II-2.

Таблица II-2

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{\text{вых}}$ , кВт	2	4	6	8	10	2	4	6	8	10
$n_{\text{вых}}$ , об/мин	20	24	30	28	30	34	40	36	40	44
$n_{\text{дв}}$ , об/мин	750			1000			1500			

Задание II-3. Привод шаровой мельницы состоит из электродвигателя 1 и коническо-цилиндрического редуктора 2 (рис. II-3). Провести кинематический расчет привода и рассчитать цилиндрическую зубчатую передачу редуктора. Требуемая мощность на валу шаровой мельницы  $P_{\text{вых}}$  и частота вращения этого вала  $n_{\text{вых}}$  заданы в табл. II-3.

Таблица II-3

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{\text{вых}}$ , кВт	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$n_{\text{вых}}$ , об/мин	55	40	30	40	60	50	45	60	80	75
$n_{\text{дв}}$ , об/мин	750			1000			1500			

Задание II-4. Привод магнитного сепаратора (рис. II-4) состоит из электродвигателя 1, конического редуктора 2 и открытой цилиндрической зубчатой передачи 3. Провести кинематический расчет привода и рассчитать зубчатую передачу конического редуктора. Требуемая мощность на валу магнитного сепаратора  $P_{\text{вых}}$  и частота вращения этого вала  $n_{\text{вых}}$  заданы в табл. II-4.

Таблица II-4

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{\text{вых}}$ , кВт	2	4	6	8	10	12	10	8	6	4
$n_{\text{вых}}$ , об/мин	55	40	30	40	60	50	45	60	80	75
$n_{\text{дв}}$ , об/мин	750			1000			1500			

Задание II-5. Привод механизма подъема бурового инструмента (рис. II-5) состоит из электродвигателя 1, открытой цепной передачи 2 и червячного редуктора 3. Провести кинематический расчет привода и рассчитать червячную передачу. Вес поднимаемого груза  $G$ , диаметр барабана  $D$  и угловая скорость вращения вала барабана  $\omega$  заданы в табл. II-5.

Таблица II-5

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$G$ , кН	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24

D, мм	200	200	220	220	240	240	260	260	280	280
$\omega$ , рад/с	1,5	1,0	2,0	1,5	1,0	2,0	1,5	1,0	2,0	1,5
$n_{дв}$ , об/мин	750			1000			1500			

Задание II-6. Движение шнека (рис. II-6) осуществляется от электродвигателя 1 через соосный зубчатый редуктор 2 и открытую коническую зубчатую передачу 3. Провести кинематический расчет привода и рассчитать тихоходную ступень цилиндрического зубчатого редуктора. Мощность на выходном валу привода  $P_{вых}$  и частота вращения этого вала  $n_{вых}$  приведены в табл. II-6.

Таблица II-6

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{вых}$ , кВт	1,5	2,2	3,0	4,0	5,5	7,5	5,5	4,0	3,0	2,2
$n_{вых}$ , об/мин	28	20	15	20	30	40	25	30	40	35
$n_{дв}$ , об/мин	750			1000			1500			

Задание II-7. Привод электрической лебедки (рис. II-7), состоит из электродвигателя 1, клиноременной 2 и цилиндрической зубчатой 3 передач. Провести кинематический расчет привода и рассчитать клиноременную передачу. Сила  $F$ , действующая на канат, диаметр барабана  $D_б$  и угловая скорость барабана  $\omega$  заданы в табл. II-7.

Таблица II-7

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , кН	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
$D_б$ , мм	250	250	300	300	350	350	400	400	450	450
$\omega$ , рад/с	4	4,5	5	4,4	4,5	4,5	5,5	5	4	4,5
$n_{дв}$ , об/мин	750			1000			1500			

Задание II-8. Привод ленточного транспортера (рис. II-8), состоит из электродвигателя 1, плоскоремной передачи 2 и цилиндрического прямозубого редуктора 3. Диаметр барабана транспортера  $D = 400$  мм. Провести кинематический расчет привода и рассчитать плоскоремную передачу. Скорость ленты транспортера  $V$  и мощность на выходном валу привода  $P_{вых}$  приведены в табл. II-8.

Таблица II-8

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$V$ , м/с	0,7	0,8	0,9	0,7	0,8	0,9	0,7	0,8	0,9	1
$P_{вых}$ , кВт	1,5	2,2	3,0	4,0	5,5	7,5	5,5	4,0	3,0	2,2
$n_{дв}$ , об/мин	750			1000			1500			

Задание II-9. Привод роторного насоса шахтной гидравлической крепи (рис. II-9), состоит из электродвигателя 1, одноступенчатого цилиндрического редуктора 2 и открытой конической передачи 3. Провести кинематический расчет привода и рассчитать коническую передачу. Мощность на выходном валу привода  $P_{\text{вых}}$  и частота вращения этого вала  $n_{\text{вых}}$  приведены в табл. II-9.

Таблица II-9

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{\text{вых}}$ , кВт	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
$n_{\text{вых}}$ , об/мин	60	40	50	70	40	50	60	60	70	80
$n_{\text{дв}}$ , об/мин	750			1000			1500			

Задание II-10. Привод механизма движения вагонетки (рис. II-10) состоит из электродвигателя 1, цилиндрического редуктора 2 и открытой цепной передачи 3. Провести кинематический расчет привода и рассчитать цепную передачу. Мощность на выходном валу привода  $P_{\text{вых}}$  и частота вращения этого вала  $n_{\text{вых}}$  приведены в табл. II-10.

Таблица II-10

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P_{\text{вых}}$ , кВт	2,7	4,3	6,7	9,5	13,5	2,7	4,3	6,7	9,5	13,5
$n_{\text{вых}}$ , об/мин	100	90	70	90	130	100	80	160	140	120
$n_{\text{дв}}$ , об/мин	750			1000			1500			

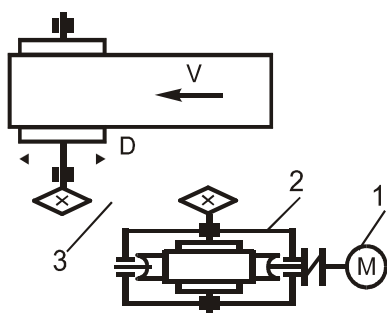


Рисунок II-1

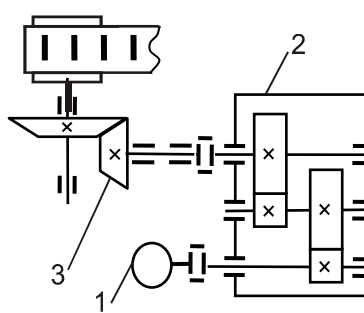


Рисунок II-2

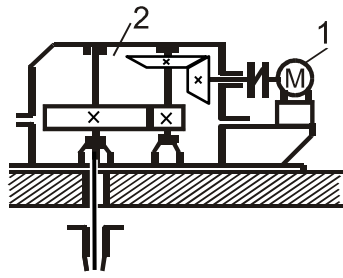


Рисунок II-3

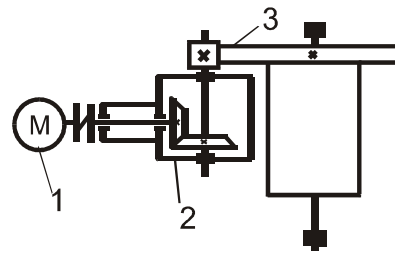


Рисунок II-4

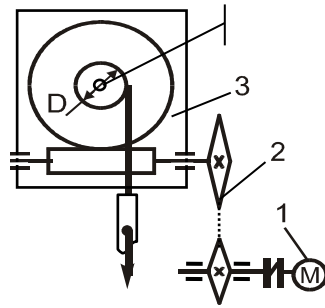


Рисунок II-5

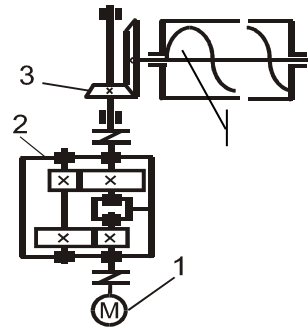


Рисунок II-6

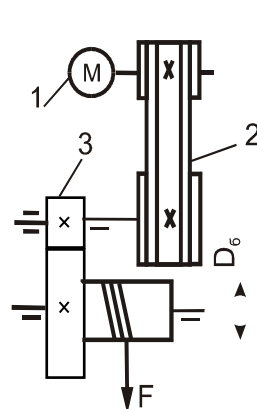


Рисунок II-7

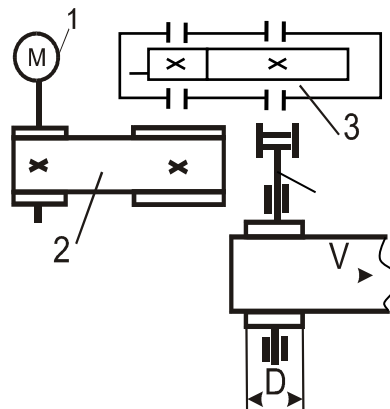


Рисунок II-8

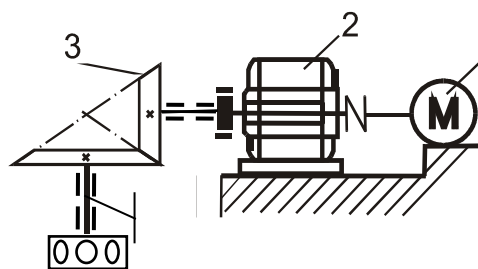


Рисунок II-9

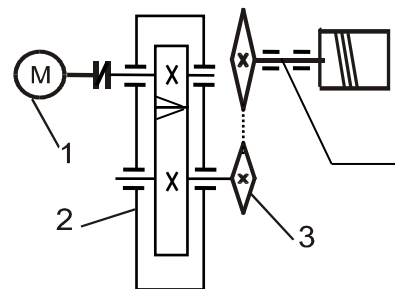


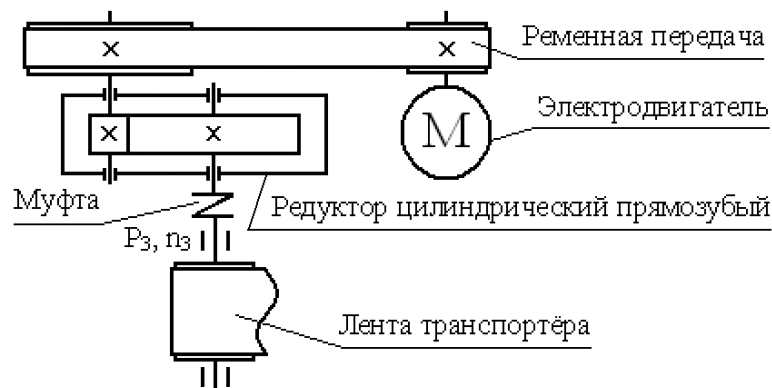
Рисунок II-10

## Примеры решения задач

### Задача 1. Примеры решения задач

Задача 1. Выполнить кинематический и силовой расчеты привода транспортера, кинематическая схема которого представлена на рисунке. Исходные данные: тяговое усилие

ленты транспортера  $F = 4 \cdot 10^3$  Н, скорость движения ленты  $J = 1,2$  м/с; диаметр барабана  $D = 600$  мм.



К задаче 1

Решение. Привод транспортера состоит из электродвигателя, двух передач (открытой ременной и закрытой цилиндрической зубчатой), муфты и рабочего органа машины – ленты транспортера. Ременная передача является быстроходной, т. к. расположена ближе к двигателю, а цилиндрическая зубчатая – тихоходной. Ведущим звеном является вал двигателя, промежуточным – вал, на котором расположены большой шкив ременной передачи и меньшее колесо зубчатой, а тихоходным (выходным) – вал, примыкающий к ленте транспортера.

1. Определяем мощность на выходном валу привода

$$P_{\text{âüð}} = \frac{F \times v}{1000} = \frac{4 \times 10^3 \times 1,2}{1000} = 4,8 \text{ кВт.}$$

2. Находим коэффициент полезного действия (КПД) привода

$$\eta_i = \eta_i \times \eta_{\text{ðâì}} \times \eta_i \times \eta_{\text{öëë}} \times \eta_i,$$

где  $\zeta_i$  – КПД муфты,  $\zeta_i = 0,98$ ;  $\eta_{\text{ðâì}}$  – КПД открытой ременной передачи,  $\eta_{\text{ðâì}} = 0,95$ ;  $\zeta_i$  – КПД одной пары подшипников качения,  $\zeta_i = 0,99$ ;  $\eta_{\text{öëë}}$  – КПД закрытой цилиндрической зубчатой передачи,  $\eta_{\text{öëë}} = 0,97$ .

Вычисление  $\zeta_i$  необходимо выполнять с точностью до трех знаков после запятой,  
 $\eta_i = \eta_i \times \eta_{\text{ðâì}} \times \eta_i \times \eta_{\text{öëë}} \times \eta_i = 0,885$

3. Расчетная мощность электродвигателя составит

$$P_{\text{ýäð}} = \frac{P_{\text{âüð}}}{\zeta_0} = \frac{4,8}{0,885} = 5,42 \text{ кВт.}$$

4. Определяем рекомендуемое  $u'_{\text{min}}$  и  $u'_{\text{max}}$  передаточное отношение привода.

$$u'_{0 \text{ min}} = u'_{\text{ðâì min}} \times u'_{\text{öëë min}} = 2,0 \times 2,5 = 5,0;$$

$$u'_{0 \text{ max}} = u'_{\text{ðâì max}} \times u'_{\text{öëë max}} = 6,0 \times 6,3 = 37,8.$$

5. Расчетная  $u'_{\text{min}}$  и  $u'_{\text{max}}$  частота вращения вала электродвигателя равна

$$n_{y\ddot{a}} \delta \min = n_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}} \times u'_{0 \min} = 38,22 \times 5,0 = 191,1 \text{ об/мин};$$

$$n_{y\ddot{a}} \delta \max = n_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}} \times u'_{0 \max} = 38,22 \times 37,8 = 1444,7 \text{ об/мин},$$

где  $n_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}$  – частота вращения выходного вала

$$n_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}} = \frac{60 \times 1000 \nu}{\pi D} = \frac{60 \times 1000 \times 1,2}{3,14 \times 600} = 38,22 \text{ об/мин}.$$

6. По каталогу выбираем электродвигатель из условий

$$P_{y\ddot{e}\ddot{a}} \delta \in 5,42 \text{ кВт};$$

$$191,1 \text{ об/мин} < n_{\text{эд}} < 1444,7 \text{ об/мин}.$$

Таким условиям удовлетворяют следующие типы двигателей: 4AM132S6УЗ и 4AM132M8УЗ. С целью уменьшения габаритов привода останавливаемся на более тихоходном двигателе 4AM132M8УЗ. Его данные: мощность  $P_{\text{эд}} = 5,5 \text{ кВт}$ ; число оборотов  $n_{\text{эд}} = 720 \text{ об/мин}$  (выписывают частоту вращения вала конкретной марки электродвигателя); диаметр конца вала  $d_{\text{эд}} = 38 \text{ мм}$ ; длина конца вала  $l = 80 \text{ мм}$ .

7. Вычисляем действительное общее передаточное отношение привода

$$u_0 = \frac{n_{y\ddot{a}}}{n_{\hat{a}\hat{u}\hat{o}}} = \frac{720}{38,22} = 18,838 \quad (\text{с точностью до 3-х знаков после запятой}).$$

8. Производим разбивку общего передаточного отношения  $u_0$  по ступеням привода, учитывая, что открытая передача должна иметь меньшее передаточное число (рекомендуют  $u = 2 \dots 3$ ), а закрытая должна соответствовать ГОСТу.

Принимаем  $u_{\text{цил}} = 6,3$ , тогда

$$u_{\delta\hat{a}\hat{i}} = \frac{u_0}{u_{\delta\ddot{e}\ddot{e}}} = \frac{18,838}{6,3} = 2,990 \quad (\text{с точностью до 3-х знаков после запятой}).$$

9. Определяем кинематические параметры привода (число оборотов каждого вала)

$$n_1 = n_{\text{эд}} = 720 \text{ об/мин};$$

$$n_2 = n_1 / u_{\text{рем}} = 720 / 2,990 = 240,80 \text{ об/мин};$$

$$n_3 = n_2 / u_{\text{цил}} = 240,80 / 6,3 = 38,22 \text{ об/мин}.$$

10. Вычисляем силовые параметры привода (вращающие моменты на каждом из валов)

$$\dot{O}_1 = 9550 \frac{D_{y\ddot{a}} \delta}{n_{y\ddot{a}}} = 9550 \times \frac{5,42}{720} = 72 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_2 = T_1 \cdot u_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{рем}} \cdot \eta_{\text{п}} = 72 \cdot 2,99 \cdot 0,95 \cdot 0,99 = 202 \text{ Н}\cdot\text{м};$$

$$T_3 = T_2 \cdot u_{\text{цил}} \cdot \eta_{\text{цил}} \cdot \eta_{\text{п}} \cdot \eta_{\text{м}} = 202 \cdot 6,3 \cdot 0,97 \cdot 0,99 \cdot 0,98 = 1198 \text{ Н}\cdot\text{м}.$$

Задача 2. Рассчитать закрытую цилиндрическую косозубую передачу редуктора общего назначения. Проектный срок службы передачи  $T = 8 \text{ лет}$ , нагрузка постоянная,  $K_{\text{сут}} = 0,76$ ;  $K_{\text{год}} = 0,82$ . Крутящий момент на выходном валу передачи  $T_2 = 329 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , частота вращения ведущего вала  $n_1 = 1,452 \text{ об/мин}$ , передаточное отношение  $u = 5$ ; колеса расположены симметрично относительно опор.

Решение.



1. Выбираем материал зубчатых колес. Так как передача средненагруженная, принимаем в качестве материала шестерни и колеса одинаковую марку стали – сталь 40Х:

□ т. о. колеса □ улучшение, твердость 235...262 НВ;

□ т. о. шестерни □ улучшение, твердость 269...302 НВ.

2. Определяем допускаемые контактные напряжения (расчет выполняем по средней твердости зубьев)

□ для шестерни

$$[\sigma]_1 = \frac{\sigma_{i \text{ lim}}}{S_f} \times K_{HL} = \frac{2HB_{cp1} + 70}{S_H} K_{HL} = \frac{2(269 + 302)/2 + 70}{1,1} \times 1 = 583 \text{ МПа};$$

□ для колеса

$$[\sigma]_2 = \frac{\sigma_{i \text{ lim}}}{S_f} \times K_{HL} = \frac{2HB_{cp2} + 70}{S_H} K_{HL} = \frac{2(235 + 262)/2 + 70}{1,1} \times 1 = 515 \text{ МПа},$$

Здесь  $K_{HL}$  – коэффициент долговечности,

$$K_{HL} = \sqrt[6]{\frac{N_{HO}}{N_{HE}}} = \sqrt[6]{\frac{10^7}{380 \times 10^7}} = 0,48,$$

где  $N_{HO}$  □ базовое число циклов нагружений;  $N_{HE}$  □ базовое число циклов нагружений за весь срок работы проектируемой передачи

$$N_{HE} = 60 \times n \times L_h = 60 \cdot 1452 \cdot 43674 = 380 \cdot 10^7.$$

Общее время работы передачи составляет

$$L_h = T \cdot 365 \text{ дней} \cdot K_{год} \cdot 24 \text{ часа} \cdot K_{сут} = 8 \cdot 365 \cdot 0,82 \cdot 24 \cdot 0,76 = 43674 \text{ часа}.$$

Так как  $K_{HL}$  в результате расчета получился  $< 1$ , принимаем  $K_{HL} = 1$ .

За расчетное контактное напряжение принимаем

$$[\sigma] = 0,45([\sigma]_1 + [\sigma]_2) = 0,45(583 + 515) = 494 \text{ МПа}.$$

Проверяем выполнение условия

$$[\sigma] \leq 1,25[\sigma]_2; 494 \leq 644 \text{ – условие выполняется.}$$

3. Вычисляем допускаемые напряжения изгиба

□ для шестерни

$$[\sigma]_{F1} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_F} \times K_{FL} \times K_{FC} = \frac{1,75HB_{cp1}}{S_F} \times K_{FL} \times K_{FC} =$$

$$= \frac{1,75(269 + 302)/2}{1,7} \times 1 \times 1 = 294 \text{ МПа};$$

□ для колеса

$$[\sigma]_{F2} = \frac{\sigma_{F \text{ lim}}}{S_F} \times K_{FL} \times K_{FC} = \frac{1,75HB_{cp2}}{S_F} \times K_{FL} \times K_{FC} =$$

$$= \frac{1,75(235 + 262)/2}{1,7} \times 1 \times 1 = 256 \text{ МПа};$$

$$K_{FL} = \sqrt[6]{\frac{N_{FO}}{N_{FE}}} = \sqrt[6]{\frac{4 \times 10^6}{380 \times 10^7}} = 0,42.$$

Здесь  $K_{FL}$  □ коэффициент долговечности,

Так как получили  $K_{FL} < 1$ , принимаем  $K_{FL} = 1$ .

4. Определяем по условию контактной прочности межосевое расстояние передачи

$$a_{\omega} = 430(u + 1) \sqrt[3]{\frac{T_2 \times K_{H\beta}}{u^2 \times [\sigma]_H \times \psi_{\beta a}}} = 430(5 + 1) \sqrt[3]{\frac{329 \times 1,07}{5^2 \times 494^2 \times 0,4}} = 135,3 \text{ мм,}$$

где  $K_{H\beta} = 1,07$  при  $\psi_{ba} = 0,4$  и соответствующем  $\psi_{bd}$ , который вычисляем по формуле

$$\psi_{bd} = \frac{\psi_{ba}(u + 1)}{2} = \frac{0,4(5 + 1)}{2} = 1,2$$

По ГОСТу, принимаем ближайшее значение  $a_{\omega} = 140$  мм.

5. Находим модуль зацепления, предварительно задав угол наклона зубьев  $\beta = 10^\circ$ :

$$m_n = (0,01 \dots 0,02) a_{\omega} \cos \beta = (0,01 \dots 0,02) 140 \cdot \cos 10^\circ = 2,4 \dots 3,2 \text{ мм.}$$

Принимаем стандартный нормальный модуль  $m_n = 2,5$  мм.

6. Определяем суммарное число зубьев передачи:

$$z_c = \frac{2 \times a_{\omega} \times \cos \beta}{m_n} = \frac{2 \times 140 \times \cos 10^\circ}{2,5} = 110,3.$$

Принимаем  $z_c = 110$  зубьев. Вычисляем число зубьев шестерни и колеса

$$z_1 = \frac{z_c}{u + 1} = \frac{110}{5 + 1} = 18,33.$$

Принимаем  $z_1 = 18$ ,  $z_2 = z_c - z_1 = 110 - 18 = 92$ .

7. Уточняем передаточное отношение

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{92}{18} = 5,1.$$

Отклонение от заданной величины  $u$  составит

$$\Delta u = \frac{5,1 - 5}{5} \cdot 100 \% = 2 \% , \text{ что допустимо.}$$

Фактический угол наклона зубьев

$$\hat{a} = \arccos \frac{m_n \times z_c}{2a_{\omega}} = \frac{2,5 \times 110}{2 \times 140} = 10^\circ 49'.$$

8. Определяем геометрические параметры передачи и сводим их в таблицу.

Основные параметры передач внешнего зацепления  
с цилиндрическими косозубыми колесами

Геометрические параметры	Расчетные формулы для косозубых колес
Диаметр делительный окружности $d$ , мм:	
Шестерни	$d_1 = \frac{m_n \times z_1}{\cos \beta} = \frac{2,5 \times 18}{\cos 10^\circ 49'} = 45,82$
Колеса	$d_2 = \frac{m_n \times z_2}{\cos \beta} = \frac{2,5 \times 92}{\cos 10^\circ 49'} = 234,18$
Диаметр окружности выступов $d_a$ , мм	
Шестерни	$d_{a1} = d_1 + 2m_n = 45,82 + 2 \times 2,5 = 50,82$
Колеса	$d_{a2} = d_2 + 2m_n = 234,18 + 2 \times 2,5 = 239,18$

Диаметр окружности впадин $d_f$ , мм	
Шестерни	$d_{f_1} = d_1 - 2,5m_n = 45,82 - 2,5 \times 2,5 = 39,57$
Колеса	$d_{f_2} = d_2 - 2,5m_n = 234,18 - 2,5 \times 2,5 = 227,94$
Ширина $b$ , мм	
Шестерни	$b_1 = b_2 + (3...5) = 56 + (3...5) = (59...61)$ (принимаем $b_1 = 60$ )
Колеса	$b_2 = \psi_{ba} \times a_w = 0,4 \times 140 = 56$

Окружная скорость колес

$$v = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60 \times 1000} = \frac{3,14 \times 45,82 \times 452}{60 \times 1000} = 3,48 \text{ м/с.}$$

В зависимости от скорости назначаем 9-ю степень точности изготовления передачи.

9. Рассчитываем силы в зацеплении

$$\text{окружные } F_{t1} = F_{t2} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 329 \times 10^3}{234,18} = 2872 \text{ Н;}$$

$$\text{радиальные } F_{r1} = F_{r2} = F_{t1} \times \frac{\operatorname{tg} \alpha_w}{\cos \beta} = 2872 \frac{\operatorname{tg} 20^\circ}{\cos 10^\circ 49'} = 1064 \text{ Н;}$$

$$\text{осевые } F_{a1} = F_{a2} = F_{t1} \times \operatorname{tg} \beta = 2872 \times \operatorname{tg} 10^\circ 49' = 549 \text{ Н.}$$

10. Проверяем передачу по условию контактной прочности

$$\sigma_j = Z_H \times Z_M \times Z_\varepsilon \sqrt{\frac{q_{Ht}(u+1)}{d_1 \times u}} \leq [\sigma]_H.$$

$$\sigma_H = 1,738 \times 275 \times 0,78 \sqrt{\frac{65,1(5,1+1)}{45,82 \times 5,1}} = 486 \text{ МПа,}$$

где  $Z_H$  — коэффициент, учитывающий форму сопряженных зубьев,  $Z_H = 1,76 \times \cos \beta = 1,76 \times \cos 10^\circ 49' = 1,738$ ;  $Z_M$  — коэффициент, учитывающий механические свойства материалов сопряженных колес,  $Z_M = 275 \text{ МПа}^{1/2}$ ;  $Z_\varepsilon$  — коэффициент, учитывающий суммарную длину контактной линии

$$Z_\varepsilon = \sqrt{\frac{1}{\left[1,88 - 3,2\left(\frac{1}{z_1} + \frac{1}{z_2}\right)\right] \cos \beta}} = \sqrt{\frac{1}{\left[1,88 - 3,2\left(\frac{1}{18} + \frac{1}{92}\right)\right] \cos 10^\circ 49'}} = 0,78;$$

$q_{Ht}$  — удельная расчетная окружная сила

$$q_{Ht} = \frac{F_{t2}}{b_2} K_{H\alpha} \times K_{H\beta} \times K_{H\nu} = \frac{2872}{56} \times 1,13 \times 1,07 \times 1,05 = 65,1, \text{ Н/мм.}$$

Значения  $K_{H\beta}$ ,  $K_{H\alpha}$ , и  $K_{H\nu}$  выбраны из соответствующих таблиц. Недогрузка передачи по контактным напряжениям составляет величину, равную

$$\Delta\sigma_j = \frac{486 - 494}{494} \times 100\% = 1,6\%,$$

что не выходит за пределы рекомендуемой нормы.

Вычисляем напряжения изгиба у ножки зуба

$$\sigma_F = Y_F \times Y_\beta \times Y_\varepsilon \frac{q_{Ft}}{m_n} = 4,2 \times 0,92 \times 0,643 \frac{89,9}{2,5} = 89,3$$

МПа,

где  $Y_F$  – коэффициент формы зуба, (для шестерни  $Y_{F1} = 4,2$ ; для колеса  $Y_{F2} = 3,6$ ;  $Y_\beta$  – коэффициент, учитывающий наклон зубьев

$$Y_\beta = 1 - \frac{\beta^\circ}{140^\circ} = 1 - \frac{10^\circ 49'}{140^\circ} = 0,92;$$

$Y_\varepsilon$  – коэффициент, учитывающий перекрытие зубьев

$$Y_\varepsilon = \frac{1}{0,95 \times \varepsilon_\alpha} = \frac{1}{0,95 \left[ 1,88 - 3,2 \left( \frac{1}{18} + \frac{1}{92} \right) \right] \cos 10^\circ 49'} = 0,643$$

$q_{Ft}$  – удельная расчетная окружная сила

$$q_{Ft} = \frac{F_{t2}}{b_2} K_{F\beta} \times K_{F\alpha} \times K_{Fv} = \frac{2872}{56} 1,14 \times 1,35 \times 1,14 = 89,9$$

Н/мм.

Значения  $K_{F\alpha}$ ,  $K_{F\beta}$  и  $K_{Fv}$ , выбраны из соответствующих таблиц.

Расчет на изгиб выполнен для наиболее слабого звена – шестерни, т. к. у нее отношение  $[\sigma]_F / Y_F$  меньше, чем у колеса

$$\frac{[\sigma]_{F2}}{Y_{F2}} = \frac{256}{3,6} = 71,1; \quad \frac{[\sigma]_{F1}}{Y_{F1}} = \frac{294}{4,2} = 70,0.$$

Полученные в результате расчета изгибные напряжения значительно меньше допускаемых ( $\sigma_F = 89,3$  МПа  $\leq [\sigma]_{F1} = 294$  МПа).

Полученные результаты расчета показали, что спроектированная передача удовлетворяет условиям работоспособности.

Примечание. Особенности проектного расчета открытой цилиндрической зубчатой передачи

Открытые цилиндрические передачи выполняют с прямыми зубьями и применяют при окружных скоростях колес  $J \leq 2$  м/с. Вследствие повышенного изнашивания зубьев открытые передачи считают прирабатывающимися при любой твердости рабочих поверхностей зубьев. Размеры передачи определяют из расчета на изгибную прочность зубьев с последующей проверкой их на контактную прочность аналогично расчету закрытых передач. При этом расчетное значение модуля рекомендуют увеличивать на 30...100 % из-за повышенного изнашивания зубьев.

- Определяют модуль зацепления из условия прочности на изгиб

$$m \geq 14 \sqrt[3]{\frac{T_1 \times Y_F \times K_{F\beta}}{z_1^2 \times \psi_{bd} \times [\sigma]_F}}, \text{ мм,}$$

где  $\psi_{bd}$  и  $K_{F\beta}$  – коэффициенты, имеющие тот же физический смысл и значения, что и при расчете закрытых цилиндрических передач;  $T_1$  – крутящий момент на шестерне, Н·м;  $[\sigma]_F$  – допускаемое напряжение изгиба, МПа;  $z_1$  – число зубьев шестерни, рекомендуют принимать  $z_1 = 17...22$ ;  $Y_F$  – коэффициент формы зуба.

Для определения  $Y_F$  предварительно находят  $z_2 = z_1 \cdot u$ .

Значения  $Y_F$  и  $[\sigma]_F$  подставляют в формулу для наиболее слабого звена передачи. Это звено, у которого отношение  $[\sigma]_F / Y_F$  численно меньше.

Полученную при расчете величину  $m$  рекомендуют увеличить примерно в 2 раза и округлить до стандартного значения.

Дальнейший расчет открытых цилиндрических зубчатых передач ведут в соответствии с расчетом закрытых цилиндрических передач, начиная с пункта 4 и далее.

Задача 3. Рассчитать червячную передачу редуктора общего назначения.

Крутящий момент на валу червячного колеса  $\dot{O}_2 = 3800 \text{ Ё} \times \text{л}$ , червяка  $\square$   $\dot{O}_1 = 237 \text{ Н}\cdot\text{м}$ , число оборотов вала червяка  $n = 342 \text{ ђ} / \text{л}$ , передаточное отношение передачи  $u = 20$ . Передача нереверсивная со слабыми толчками, срок службы не ограничен.

Решение.

1. Вычисляем скорость скольжения червяка  $v'_s$

$$v'_s = \frac{4,5n1}{104} \sqrt[3]{3800} = 2,40 \text{ м/с.}$$

2. В зависимости от скорости скольжения  $v'_s$  выбираем материал венца червячного колеса. Принимаем материал червяка сталь 40Х, термообработка – поверхностная закалка с твердостью 45...55 HRC, материал венца колеса ЛАЖМц66-6-3-2 (группа материалов II), способ отливки – в кокиль, предел прочности на растяжение  $\sigma_B = 450 \text{ МПа}$ , предел текучести  $\sigma_T = 295 \text{ МПа}$ .

3. Определяем допускаемые контактные напряжения для червячного колеса

$$[\sigma_H] = 350 - 25v'_s = 300 - 25 \cdot 2,4 = 240 \text{ МПа.}$$

4. Рассчитываем допускаемые изгибные напряжения для червячного колеса.

$$[\sigma_{FL}] = 0,08\sigma_B \times K_{FL} + 0,25\sigma_T = 0,08 \cdot 450 \cdot 1 + 0,25 \cdot 295 = 110 \text{ МПа,}$$

Здесь  $K_{FL}$  – коэффициент долговечности;  $K_{FL} = 1$  в случае, если срок службы передачи не ограничен.

5. В зависимости от передаточного отношения  $u$  проектируемой передачи назначаем число заходов червяка  $z_1$  и число зубьев червячного колеса при  $u = 20$ ;  $z_1 = 2(3)$ . Принимаем  $z_1 = 2$ , тогда  $z_2 = 2 \times 20 = 40$ .

Уточняем передаточное число

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{40}{2} = 20.$$

Отклонение от заданного 0 % (допускается  $\pm 4\%$ ).

6. Находим коэффициент диаметра червяка

$$q = (0,212 \dots 0,25)z_2 = (0,212 \dots 0,25)40 = 8,48 \dots 10.$$

Принимаем  $q = 10$ .

7. Определяем межосевое расстояние передачи

$$a_w = \left( \frac{z_2}{q} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left( \frac{5400}{[\sigma]_{H2} \times z_2 / q} \right)^2 T_2 \times K_H } = \left( \frac{40}{10} + 1 \right) \sqrt[3]{ \left( \frac{5400}{240 \times 40 / 10} \right)^2 3800 \times 1,0 } = 246,8, \text{ мм,}$$

где  $K_H$  – коэффициент нагрузки, согласно рекомендациям  $K_H = 1$  при скорости колеса  $J < 3 \text{ м/с}$ .

8. Вычисляют осевой модуль зацепления:

$$m = \frac{2a_{\omega}}{(q + z_2)} = \frac{2 \times 246,8}{(10 + 40)} = 9,87 \text{ мм.}$$

Округляем:  $m = 10 \text{ мм.}$

Проверяем соответствие  $m$  и  $q$  по таблице.

Уточняем межосевое расстояние:

$$a_{\omega} = \frac{m(q + z_2)}{2} = \frac{10(10 + 40)}{2} = 250 \text{ мм.}$$

Найденное значение  $a_{\omega}$  соответствует стандартному ( $a_{\omega} = 250 \text{ мм.}$ ). В данном случае корригирования передачи не требуется, коэффициент смещения  $X = 0$ .

9. Определяем основные геометрические параметры передачи. Представим результаты расчетов в виде таблицы:

Геометрические параметры червячной передачи

Делительный диаметр, мм	$d_1 = q \times m = 10 \times 10 = 100$	$d_2 = m \times z_2 = 10 \times 40 = 400$
Диаметр вершин, мм	$d_{a1} = d_1 + 2m =$ $= 100 + 2 \times 10 = 120$	$d_{a2} = d_2 + 2m =$ $= 400 + 2 \times 10 = 420$
Диаметр впадин, мм	$d_{f1} = d_1 - 2,4m =$ $= 100 - 2,4 \times 10 = 76$	$d_{f2} = d_2 - 2,4m =$ $400 - 2,4 \times 10 = 376$
Наибольший диаметр червячного колеса, мм		$d_{am2} \leq d_{a2} + \frac{6m}{z_1 + 2} \leq$ $\leq 168 + \frac{6 \times 10}{2 + 2} = 435$
Длина нарезанной части, мм, при $z = 2$	$b_1 = m(11 + 0,06 \times z_2) =$ $= 10(11 + 0,06 \times 40) = 134$ $b_1 = 134_{\text{мм}}$	$b_2 \leq 0,75d_{a1} \leq$ $\leq 0,75 \times 120 = 90$ $b_2 = 90_{\text{мм}}$
Межосевое расстояние, мм	$a_{\omega} = 0,5(d_1 + d_2) = 0,5(100 + 400) = 250, \text{ мм}$	
Условный угол обхвата червяка колесом $\delta$	$\sin \delta = \hat{a}_2 / (d_{a1} - 0,5m) = \frac{90}{120 - 0,5 \times 10} = 0,7826$ $\delta = \arcsin 0,7826 = 50^{\circ}20'$	
Делительный угол подъёма линии витка	$\gamma = \arctg[z_1 / q + 2x] = \arctg[2 / 10 + 2 \times 0] = \arctg 0,2 = 11^{\circ}20'$	

10. Вычисляем скорость скольжения червяка  $J_s$  и назначаем степень точности изготовления передачи

$$v_s = \frac{\pi \times d_1 \times n_1}{60 \times 1000 \times \cos \gamma} = \frac{3,14 \times 100 \times 342}{60 \times 1000 \times \cos 11^\circ 20'} = 2,24 \text{ м/с.}$$

Этой скорости соответствует 9-я степень точности передачи.

11. Уточняем КПД проектируемой передачи

$$\eta = \frac{0,96 \times g \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \psi')} = \frac{0,96 \times g 11^\circ 20'}{\operatorname{tg}(11^\circ 20' + 3^\circ 40')} = 0,69$$

где  $\psi_2$  – угол трения  $\psi_2 = 3^\circ 40'$ .

12. Уточняем крутящий момент на валу колеса:

$$T_2 = T_1 \times \mu \times \zeta_{01} = 237 \times 20 \times 0,683 = 3238 \text{ Н·м.}$$

13. Находим силы в зацеплении

$$F_{t1} = F_{a2} = \frac{2T_1}{d_1} = \frac{2 \times 237 \times 10^3}{100} = 4740 \text{ Н,}$$

$$F_{t2} = F_{a1} = \frac{2T_2}{d_2} = \frac{2 \times 3238 \times 10^3}{400} = 16190 \text{ Н,}$$

$$F_{r2} = F_{r1} = F_{t2} \times g \alpha = 16190 \times g 20^\circ = 5893 \text{ Н.}$$

14. Проверяем условие контактной прочности передачи

$$\sigma_j = \frac{5400}{z_2 / q} \sqrt{\left( \frac{(z_2 / q) + 1}{a_w} \right)^3 \frac{1}{j} T_2 \times K_H} =$$

$$= \frac{5400}{40/10} \sqrt{\left( \frac{(40/10) + 1}{250} \right)^3 \frac{1}{j} 3238 \times 1,0} = 217 \text{ МПа.}$$

Недогрузка составила  $\frac{[\sigma]_j - \sigma_j}{[\sigma]_j} \times 100 \% = \frac{240 - 217}{240} \cdot 100 \% = 9,6 \%$ , что допустимо.

15. Проверяем червячную передачу на изгибную прочность зубьев колеса

$$\sigma_F = 0,7 \times Y_F \frac{q_{Ft}}{m_n},$$

где  $Y_F$  – коэффициент формы зуба  $Y_F = 1,55$  при эквивалентном числе зубьев

$$z_{v2} = \frac{z_2}{\cos^3 \gamma} = \frac{40}{\cos^3 11^\circ 20'} = 42,6;$$

$m_n$  – модуль в нормальном сечении червяка,

$$m_n = m \times \cos \gamma = 10 \times \cos 11^\circ 20' = 9,8 \text{ мм;}$$

$q_{Ft}$  – удельная окружная сила,

$$q_{Ft} = \frac{F_{t2}}{b_2} K_F = \frac{16190}{90} \cdot 1,0 = 179,89 \text{ Н/мм;}$$

здесь  $K_F$  – коэффициент нагрузки,

$$\hat{E}_F = K_H = 1,0;$$

$$\sigma_F = 0,7 \times 1,55 \frac{179,89}{9,8} = 19,9 \text{ МПа.}$$

Условие прочности на изгиб выполнено, т. к.  $[\sigma]_{F_2} = 110 \text{ МПа.}$

16. Выполняем тепловой расчет передачи. Предварительно находим мощность на червяке

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1}, \text{ отсюда } P_1 = \frac{T_1 \times n_1}{9550} = \frac{237 \times 342}{9550} = 8,49 \text{ кВт.}$$

Условие работы редуктора без перегрева

$$t_M = t_B + (1 - \eta) \frac{P_1}{K_T \times A} \leq [t]_M = 70 \dots 80^\circ \text{C}$$

Принимаем естественное охлаждение  $K_T = 16 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$ . Площадь охлаждения корпуса редуктора

$$A = 20a_w^2 = 20 \times 250^2 \times 10^{-6} = 1,25 \text{ м}^2.$$

Температура окружающего воздуха  $t_B = 20^\circ \text{C}$ ,

$$t_M = 20^\circ + (1 - 0,69) \frac{8,49 \times 10^3}{16 \times 1,25} = 152^\circ \text{C, что больше допустимой температуры.}$$

Применяем водяное охлаждение через змеевики  $K_T = 100 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C})$

$$t_M = 20^\circ + (1 - 0,69) \frac{8,49 \times 10^3}{100 \times 1,25} = 41^\circ \text{C,}$$

что находится в пределах допустимой нормы.

17. Проверяем жесткость вала-червяка

$$f = \frac{l^3 \sqrt{F_{r1}^2 + F_{t1}^2}}{48E \times I_{\text{вб}}} \leq [f]$$

где  $l = d_{\text{ам}2} = 435 \text{ мм}$  – расстояние между опорами вала-червяка; червяк стальной, для стали  $E = 2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ;

$$I_{\text{вб}} = \frac{\pi d_{f1}^4 (0,375 + 0,625 d_{a1} / d_{f1})}{64} = \frac{3,14 \times 76^4 \left( 0,375 + 0,625 \frac{120}{76} \right)}{64} = 57035 \text{ мм}^4;$$

$$f = \frac{435^3 \sqrt{5893^2 + 4740^2}}{48 \times 2 \times 10^5 \times 2,23 \times 10^6} = 0,03 \text{ мм;}$$

$$[f] = (0,01 \dots 0,005) m = (0,01 \dots 0,005) 10 = 0,01 \dots 0,05 \text{ мм;}$$

$$f \leq [f], 0,03 < 0,05$$

Условие жесткости выполняется.

Расчет показал, что спроектированная передача удовлетворяет условиям ее работоспособности.

Задача 4. Рассчитать открытую передачу плоским ремнем привода редуктора. Передаваемая мощность  $P_1 = 7,5 \text{ кВт}$ , частота вращения  $n_1 = 780 \text{ об/мин}$ , передаточное отношение  $u = 1,6$ .



Условия работы: передаваемая мощность – средняя, наибольшая скорость не превышает 20 м/с, предельные колебания нагрузки и перенагрузки составляют 40 %, повышение температуры – до 50° С.

Решение.

1. В зависимости от условий работы выбираем тип ремня. Условиям работы соответствуют хлопчатобумажные ремни.

2. По формуле М. А. Саверина находим диаметр малого шкива:

$$D_1 = (52 \dots 64) \sqrt[3]{T_1},$$

где  $T_1$  – крутящий момент на ведущем валу ременной передачи:

$$T_1 = 9550 \frac{P_1}{n_1} = 9550 \frac{7,5}{780} = 92 \text{ Н}\cdot\text{м},$$

$$D_1 = (52 \dots 64) \sqrt[3]{92} = 234 \dots 288 \text{ мм}.$$

Согласно ГОСТ 17383–73 принимаем  $D_1 = 250$  мм.

3. Определяем скорость ремня:

$$j = \frac{\pi \times D_1 \times n_1}{60 \times 1000} = \frac{3,14 \times 250 \times 780}{60 \times 1000} = 10,2 \text{ м/с}.$$

Выбранный хлопчатобумажный ремень допускает скорость до 20 м/с, следовательно, тип ремня выбран правильно.

4. Принимаем коэффициент скольжения  $\varepsilon = 0,01$  и определяем диаметр ведомого шкива  $D_2$ :

$$D_2 = u \cdot D_1 \cdot (1 - \varepsilon) = 250 \cdot 1,6(1 - 0,01) = 396 \text{ мм}.$$

Полученный диаметр округляем по ГОСТ 17383–73:  $D_2 = 400$  мм.

5. Уточняем передаточное отношение:

$$u = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)} = \frac{400}{250(1 - 0,01)} = 1,62.$$

6. Ориентировочно принимаем межосевое расстояние  $a$  в рекомендуемых пределах:

$$(D_2 + D_1) < a < 2,5(D_2 + D_1);$$

$$(400 + 250) < a < 2,5(400 + 250);$$

$$650 < a < 1625;$$

принимаем  $a = 1000$  мм.

7. Определяем расчетную длину ремня:

$$L = 2a + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a} = 2 \cdot 1000 + \frac{3,14(250 + 400)}{2} + \frac{(400 - 250)^2}{4 \times 1000} = 3025 \text{ мм}.$$

Выполняем ремень сшивным, поэтому увеличиваем его длину на  $\Delta = 175$  мм. Окончательная длина ремня составит

$$L + \Delta = 3025 + 175 = 3200 \text{ мм.}$$

8. Проверяем передачу на долговечность по числу пробегов ремня  $v$ :

$$v = V / L \leq [v] \leq 5 \text{ с}^{-1}, v = \frac{10,2}{3200 \times 10^{-3}} = 3,2 \text{ с}^{-1}.$$

$v < [v]$ , следовательно, долговечность передачи обеспечена.

9. Определяем угол обхвата  $\alpha_1$  ремнем малого шкива:

$$\alpha_1 = 180^\circ \square 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{a} = 180^\circ \square 57^\circ \frac{400 - 250}{1000} = 171,45^\circ.$$

Допускаемое значение  $[\alpha_1] \geq 150^\circ$ , проектируемая передача этому условию удовлетворяет.

10. Принимаем отношение  $\delta/D_1$  и находим толщину ремня  $\delta$ . Для хлопчатобумажных ремней  $\delta/D_1 \leq 1/30$ , отсюда  $\delta \geq D_1/30 = 250/30 \geq 8,3$  мм.

Согласно ГОСТ 6982–75 толщина ремня  $\delta = 8,5$  мм (табл.2.4).

11. Определяем допускаемое полезное напряжение  $[\sigma_t]$  рассчитываемой передачи:

$$[\sigma_t] = [\sigma_t]_0 \cdot C_\alpha \cdot C_J \cdot C_P \cdot C_\theta,$$

где  $[\sigma_t]_0$  – полезное допускаемое напряжение для типовой передачи,  $[\sigma_t]_0 = 1,6$  МПа;  $C_\alpha$  – коэффициент угла обхвата,  $C_\alpha = 0,97$ ;  $C_J$  – скоростной коэффициент, при  $J = 10,2$  м/с  $C_J = 1,0$ ;  $C_P$  – коэффициент режима нагрузки, принимаем умеренные колебания нагрузки,  $C_P = 0,9$ ;  $C_\theta$  – коэффициент, учитывающий способ натяжения ремня и наклон линии центров передачи к горизонту при наклоне до  $60^\circ$  и передаче с периодическим подтягиванием ремня  $C_\theta = 1,0$

$$[\sigma_t] = 1,6 \cdot 0,97 \cdot 1,0 \cdot 0,9 \cdot 1,0 = 1,4 \text{ МПа.}$$

12. Вычисляем окружную силу передачи:

$$F_t = \frac{2T_1}{D_1} = \frac{2 \times 92 \times 10^3}{250} = 736 \text{ Н.}$$

13. Из расчета по тяговой способности находим требуемую площадь  $A$  поперечного сечения ремня и его ширину  $b$ :

$$A = \frac{F_t}{[\sigma_t]} = \frac{736}{1,40} = 525,7 \text{ мм}^2, b \geq \frac{A}{\delta} = \frac{525,7}{8,5} = 61,8 \text{ мм.}$$

Найденное значение  $b$  округляем до ближайшего большего по ГОСТ 6982–75.  $b = 75$  мм.

Таким образом, в результате расчета обеспечены критерии работоспособности передачи: долговечность и тяговая способность ремня.

14. Находим силу давления на валы и опоры. Для хлопчатобумажных ремней она составит

$$Q = 3F_0 \sin(\alpha/2) = 3\sigma_0 \delta b \sin(\alpha/2) = 3 \times 1,9 \times 8,5 \times 75 \times \sin \frac{171,45^\circ}{2} = 3 \, 336,75 \text{ Н.}$$

15. Устанавливаем ширину шкива:  $B = 80 \text{ мм.}$

Задача 5. Рассчитать передачу клиновыми ремнями.

Передаваемая мощность  $P_1 = 12 \text{ кВт}$ , угловая скорость ведущего вала  $\omega_1 = 101 \text{ рад/с}$ , передаточное отношение  $u = 3,15$ , работа двухсменная с легкими толчками, линия центров шкивов наклонена к горизонту под углом  $70^\circ$ .

Решение.

1. По передаваемой мощности передачи и предполагаемой скорости ремня выбираем тип ремня. Заданной мощности и скорости соответствуют ремни сечений «Б» и «В».

	Тип Б	Тип В
Ширина ремня $b_p$ , мм	14	19
Толщина ремня $h$ , мм	10,5	13,5
Площадь сечения $A$ , мм <sup>2</sup>	138	230

Дальнейший расчет передачи выполняем параллельно для двух выбранных типов ремней. Вывод о целесообразности применения ремня типа «Б» или «В» делаем по окончании расчета.

Расчет представим в виде таблицы:

Последовательность расчета	Тип Б	Тип В
2. Подбираем диаметр меньшего шкива $D_1$ , учитывая, что большие диаметры обеспечивают большую долговечность ремня	$D_1 = 180 \text{ мм}$	$D_1 = 250 \text{ мм}$
3. Определяем скорость ремня $J$ и сопоставляем ее с оптимальной для принятого типа ремня: $J = \frac{\pi \times D_1 \times n_1}{60 \times 1000} = \frac{\omega \times D_1}{2 \times 1000}$	$J = \frac{101 \times 180}{2 \times 1000} = 9,09 \text{ м/с}$	$J = \frac{101 \times 250}{2 \times 1000} = 12,6 \text{ м/с}$
Выбранные типы ремней допускают скорость	$[J] \in 10 \text{ м/с}$	$[J] \in 10 \text{ м/с}$

Последовательность расчета	Тип Б	Тип В
4. Определяем диаметр ведомого шкива $D_2$ : $D_2 = u \cdot D_1 \cdot (1 - \varepsilon)$ , где $\varepsilon = 0,01 \dots 0,02$	$D_2 = 3,15 \cdot 180 \cdot (1 - 0,01) = 561 \text{ мм}$	$D_2 = 3,15 \cdot 180 \cdot (1 - 0,01) = 561 \text{ мм}$
5. Округляем найденные значения $D_2$	$D_2 = 560 \text{ мм}$	$D_2 = 800 \text{ мм}$
6. Уточняем передаточное отношение $u = \frac{D_2}{D_1(1 - \varepsilon)}$	$u = \frac{560}{180(1 - 0,01)} = 3,142$	$u = \frac{800}{250(1 - 0,01)} = 3,232$
7. Расхождение с заданным передаточным отношением составляет $\Delta u = \frac{u_{\delta} - u}{u} \cdot 100\%$	$\Delta u = \frac{3,142 - 3,15}{3,15} \cdot 100\% = 0,3\%$	$\Delta u = \frac{3,232 - 3,15}{3,15} \cdot 100\% = 2,5\%$
8. Ориентировочно принимаем межосевое расстояние в зависимости от компоновки машины: $2(D_2 + D_1) \geq a \geq 0,55(D_2 + D_1) + h$	$1110 \geq a \geq 444$ $a = 600 \text{ мм}$	$1575 \geq a \geq 630$ $a = 800 \text{ мм}$
9. Определяем длину ремня: $L_p = 2a + \frac{\pi(D_1 + D_2)}{2} + \frac{(D_2 - D_1)^2}{4a}$	$L_p = 2422 \text{ мм}$	$L_p = 3374 \text{ мм}$
10. Принимаем $L_p$ согласно ГОСТ 12841-80	$L_p = 2500 \text{ мм}$	$L_p = 3350 \text{ мм}$
11. Оцениваем долговечность передачи по числу пробегов ремня: $v = J / L_p \leq [v]$ Допускается $[v] \leq 10 \text{ с}^{-1}$	$v = \frac{9,09 \cdot 10^3}{2500} = 3,64 \text{ с}^{-1}$	$v = \frac{12,6 \cdot 10^3}{3350} = 3,76 \text{ с}^{-1}$
12. Уточняем межосевое расстояние: $a = \frac{1}{8} [2L_p - \pi(D_2 + D_1) + \sqrt{[2L_p - \pi(D_2 + D_1)]^2 - 8(D_2 - D_1)^2}]$	$a = 608 \text{ мм}$	$a = 802 \text{ мм}$
13. Находим угол обхвата ремнем меньшего шкива: $\alpha_1 = 180^\circ - 57^\circ \frac{D_2 - D_1}{a} \geq [\alpha_1]$ $[\alpha_1] \geq 120^\circ$	$\alpha_1 = 144^\circ$	$\alpha_1 = 141^\circ$

Последовательность расчета	Тип Б	Тип В
14. Определяем допускаемую мощность, передаваемую одним ремнем в условиях эксплуатации рассчитываемой передачи: $P_p = P_0 \cdot C_\alpha \cdot C_z \cdot C_L / C_p$ , где $C_\alpha$ – коэффициент угла обхвата, $C_L$ – коэффициент длины ремня, $C_p$ – коэффициент режима работы передачи, $C_z$ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки по ремням, $P_0$ – допускаемая мощность на один ремень	$C_\alpha = 0,91$ $C_L = 1,03$ $C_p = 0,9$ $P_0 = 2,72$ кВт При $z = 4 \dots 6$ $C_z = 0,9$	$C_\alpha = 0,89$ $C_L = 0,98$ $C_p = 0,9$ $P_0 = 5,49$ кВт При $z = 2 \dots 3$ $C_z = 0,95$
15. Находим число ремней $z$ из расчета по тяговой способности: $z = P_1 / P_p$ Принимаем число ремней	$z = \frac{12 \cdot 0,9}{2,72 \cdot 0,91 \cdot 1,03 \cdot 0,9}$ $= 4,69$ $z = 5$	$z = \frac{12 \cdot 0,9}{5,49 \cdot 0,89 \cdot 0,98 \cdot 0,95}$ $= 2,47$ $z = 3$
16. Определяем окружную силу ременной передачи: $F_t = \frac{2T_1 \cdot 10^3}{D_1} = v$	$F_t = \frac{12}{9,09} = 1,32$ кН	$F_t = \frac{12}{12,6} = 0,95$ кН
17. Находим силу давления на валы и опоры: $Q = 2F_0 \sin(\alpha/2)$ , где $F_0$ – сила предварительного натяжения ремней, $F_0 = \sigma_0 A z$ Рекомендуют принимать $\sigma_0 = 1,2 \dots 1,5$ МПа	$Q = 2 \cdot 1035 \cdot \sin \frac{144^\circ}{2} = 1969$ Н $F_0 = 1,5 \cdot 138 \cdot 5 = 1035$ Н	$Q = 2 \cdot 1035 \cdot \sin \frac{141^\circ}{2} = 1969$ Н $F_0 = 1,5 \cdot 230 \cdot 3 = 1035$ Н

Оба типа ремня проектируемой передачи удовлетворяют критериям работоспособности: условие долговечности выполнено, тяговая способность обеспечена. Окончательно принимаем передачу с типом ремня «Б», т. к. при близких силовых параметрах передачи ( $F_t$ ,  $Q$ ) она имеет значительно меньшие габариты ( $D_1$ ,  $D_2$ ,  $a$ ).

Задача 6. Рассчитать цепную передачу привода конвейера. Передаваемая мощность  $P_1 = 8,9$  кВт; частота вращения ведущей звездочки  $n_1 = 210$  об/мин; передаточное отношение передачи  $u = 1,7$ ; угол наклона линии центров звездочек к горизонтали  $\Theta = 40^\circ$ , работа двухсменная с легкими толчками.

Решение.

1. Расчет начинаем с выбора числа зубьев ведущей звездочки  $z_1$ :

$$z_1 = 29 - 2u = 29 - 2 \cdot 1,7 = 25,6,$$

где  $u$  – передаточное число, численно равное передаточному отношению, т. к. передача понижающая ( $u > 1$ ).

Принимаем  $z_1 = 26$  зубьев. Тогда число зубьев ведомой звездочки  $z_2$  составит

$$z_2 = z_1 u = 26 \cdot 1,7 = 44,2.$$

Принимаем  $z_2 = 44$  зуба.

2. Уточняем передаточное отношение (число) передачи

$$u = \frac{z_2}{z_1} = \frac{44}{26} = 1,692.$$

3. Ориентировочно находим допускаемое среднее давление в шарнирах цепи  $[p]$  в зависимости от частоты вращения ведущей звездочки

$n_1 = 210$  об/мин  $[p] = 23$  МПа (считаем, что шаг цепи должен быть не слишком большим, т. к. при большом шаге возрастают габариты передачи).

4. Зная  $[p]$ , по формуле определяем шаг цепи  $t$  по условию ее контактной прочности

$$t > 2,83 \sqrt{\frac{T_1 \times K_v}{z_1 \times [p] \times n}} = 2,83 \sqrt{\frac{404,7 \times 10^3 \times 1,56}{26 \times 23 \times 1,0}} = 28,51 \text{ мм},$$

где  $T_1$  – вращающий момент на валу меньшей звездочки:

$$T_1 = 9550 \cdot P_1 / n_1 = 9550 \cdot 8,9 / 210 = 404,7 \text{ Н} \cdot \text{мм};$$

$K_v$  – коэффициент эксплуатации

$$K_v = K_g K_a K_n K_p K_c K_n = 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,0 \cdot 1,25 \cdot 1,0 \cdot 1,25 = 1,56,$$

где  $K_g$  – динамический коэффициент, т. к. спокойная нагрузка  $K_g = 1,0$ ;

$K_a$  – коэффициент межосевого расстояния: при  $a = (30 \dots 50)t$   $K_a = 1$ ;

$K_n$  – коэффициент, учитывающий наклон цепи: при наклоне до  $60^\circ$   $K_n = 1,0$ ;

$K_p$  – коэффициент, учитывающий способ регулирования натяжения цепи: принимаем периодическое регулирование натяжения цепи  $K_p = 1,25$ ;

$K_c$  – коэффициент, учитывающий способ смазки: принимаем картерный способ  $K_c = 1$ ;

$K_n$  – коэффициент, учитывающий периодичность работы передачи: при двухсменной работе  $K_n = 1,25$ ;

$n$  – число рядов цепи, принимаем однорядную цепь,  $n = 1,0$ .

Согласно рекомендациям расчетному шагу  $t$  соответствуют цепи ПРЛ и ПР с шагом  $t = 31,75$  мм. Первоначально выбираем цепь облегченного типа ПРЛ.

5. Определяем скорость цепи

$$J = \frac{z_1 \times n_1}{60 \times 1000} = \frac{26 \times 31,75 \times 210}{60 \times 1000} = 2,89 \text{ м/с}.$$

6. Находим окружную силу  $F_t$  и уточняем давление в шарнирах цепи  $p$

$$F_t = \frac{P_1}{V} = \frac{8,9}{2,89} = 3,08 \text{ кН},$$

$$p = \frac{F_t \times K_f}{\lambda_{\text{оп}}} = \frac{3,08 \times 10^3 \times 1,56}{262} = 18,3 \text{ МПа},$$

здесь  $\lambda_{\text{оп}}$  – площадь проекции опорной поверхности шарнира,  $\lambda_{\text{оп}} = 262 \text{ мм}^2$ .

Вычисленное значение  $p$  не превышает допустимого  $[p] = 23 \text{ МПа}$ , что удовлетворяет условиям работоспособности передачи.

7. Назначаем межосевое расстояние передачи:

$$a = (30 \dots 50) t = (30 \dots 50) 31,75 = 952 \dots 1587 \text{ мм},$$

принимаем  $a = 1200 \text{ мм}$ .

8. Определяем число звеньев цепи

$$w = \frac{2a}{t} + 0,5(z_1 + z_2) + \frac{\Delta^2 t}{a} = \frac{2 \times 1200}{31,75} + 0,5(26 + 44) + \frac{2,87^2 \times 31,75}{1200} = 110,8,$$

$$\text{где } \Delta - \text{ поправка, } \Delta = \frac{z_2 - z_1}{2\delta} = \frac{44 - 26}{2 \times 3,14} = 2,87.$$

Принимаем  $w = 110$  звеньев.

9. Уточняем межосевое расстояние

$$a = 0,25t \left[ w - 0,5(z_1 + z_2) + \sqrt{(w - 0,5(z_1 + z_2))^2 - 8\Delta^2} \right] =$$

$$= 0,25 \times 31,75 \left[ 110 - 0,5(26 + 44) + \sqrt{(110 - 0,5(26 + 44))^2 - 8 \times 2,87^2} \right] = 1194 \text{ мм}.$$

Для свободного провисания цепи уменьшаем  $a$  на 3 % и окончательно принимаем  $a = 1160 \text{ мм}$ .

10. Проверяем цепь на прочность, определяя коэффициент запаса прочности

$$s = \frac{F_p}{F_t \times K_g + F_V + F_f} > [s], \quad s = \frac{70}{3,08 \times 1,0 + 0,032 + 0,641} = 18,5,$$

где  $F_p$  – разрушающая нагрузка,  $F_p = 70 \text{ кН}$ ;  $F_V$  – центробежная сила,  $F_V = g \cdot V^2 = 3,8 \cdot 2,89^2 = 32 \text{ Н}$ ;  $F_f$  – сила, возникающая при провисании цепи,  $F_f = 9,81 K_f g \cdot a = 9,81 \cdot 1,5 \cdot 3,8 \cdot 1,160 = 641 \text{ Н}$ , здесь  $K_f$  – коэффициент, учитывающий расположение цепи: при наклонной цепи  $K_f = 1,5$ .

Нормативный коэффициент запаса прочности должен составлять  $[s] = 8,6$ . Следовательно, работоспособность проектируемой передачи обеспечена.

11. Определим размеры звездочек.

□ диаметры делительных окружностей, мм:

$$d_{д1} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_1}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{26}} = 263,41,$$

$$d_{д2} = \frac{t}{\sin \frac{180^\circ}{z_{21}}} = \frac{31,75}{\sin \frac{180^\circ}{44}} = 445,06;$$

□ диаметры наружных окружностей, мм:

$$D_{e1} = t \left( k + k_z - \frac{0,31}{\lambda} \right) = 31,75 \left( 0,7 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{z_1} - \frac{0,31}{t/d_1} \right) =$$

$$= 31,75 \left( 0,7 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{26} - \frac{0,31}{31,75/19,05} \right) = 277,81;$$

$$D_{e2} = 31,75 \left( 0,7 + \operatorname{ctg} \frac{180^\circ}{44} - \frac{0,31}{31,75/19,05} \right) = 459,81,$$

где  $k = 0,7$  для приводных цепей,  $\lambda$  и  $k_z$  вычисляем по формулам

$$k_z = \operatorname{ctg} (180^\circ/z); \lambda = t / d_1;$$

□ диаметры окружности впадин, мм:

$$D_{f1} = d_{д1} - (d_1 + 0,175 \sqrt{d_{\ddot{a}1}}) = 263,41 - (19,05 + 0,175 \sqrt{263,41}) = 241,51,$$

$$D_{f2} = d_{д2} - (d_1 + 0,175 \sqrt{d_{\ddot{a}2}}) = 445,06 - (19,05 + 0,175 \sqrt{4445,06}) = 422,32;$$

□ смещение центров дуг впадин, мм:

$$e = (0,01 \dots 0,05) t = (0,01 \dots 0,05) 31,75 = 0,32 \dots 1,59,$$

принимаем  $e = 1$  мм;

□ половину угла заострения зуба  $\gamma = 13 \dots 20^\circ$ ;

□ угол впадины зуба  $\beta = 48^\circ$ ;

□ радиус закругления головки зуба

$$r_1 = (t - 0,5d_1 - 0,5e) \cos \gamma = (31,75 - 0,5 \cdot 19,05 - 0,5 \cdot 1) \cos 15^\circ = 20,77 \text{ мм};$$

□ высоту прямолинейного участка профиля зуба

$$h_r = r_1 \sin \gamma = 20,77 \cdot \sin 15^\circ = 5,4 \text{ мм};$$

□ ширину зуба

$$b_f = 0,87B_{вн} - 1,7 = 0,87 \cdot 19,5 - 1,7 = 15,5 \text{ мм},$$

где  $B_{вн}$  – расстояние между внутренними пластинами,  $B_{вн} = 19,5$  мм;

□ ширину вершины зуба

$$b_s = 0,83b_f = 0,83 \cdot 15,5 = 12,9 \text{ мм};$$

12. Вычислим силу давления на валы:



$$Q = K_v \cdot F_t = 1,15F_t = 1,15 \cdot 3,08 = 3,54 \text{ кН.}$$

## Практическая работа № 2

### Тема: ВАЛЫ И ПОДШИПНИКИ

*Время на выполнение задания – 17 часов (ОФО), 3,5 часа (ЗФО).*

*Тип практического задания – расчетная работа.*

Вращательные детали передачи - зубчатые колеса, шкивы, звездочки устанавливают на валах и осях. Валы служат для передачи крутящего момента вдоль своей оси и для поддержания указанных выше деталей. Для поддержания вращающихся деталей без передачи крутящего момента служат оси.

Основным критерием работоспособности и расчета валов и осей является статическая и усталостная прочность. При необходимости проверяют жесткость вала.

Валы и оси вращаются в подшипниках. В зависимости от вида трения их подразделяют на подшипники качения и скольжения.

Применение подшипников качения позволило заменить трение скольжения на трение качения, при котором коэффициент трения незначительный. Конструкция подшипников позволяет их производить в массовых количествах различных размеров. Они стандартизованы и изготавливаются на ряде специализированных заводов.

Выбор типа подшипника зависит от назначения, направления и величины сил зацепления передач, угловой скорости, режима работы, стоимости и особенностей монтажа.

Для опор валов цилиндрических прямозубых и косозубых колес редукторов и коробок передач рекомендуют предварительно выбирать шариковые радиальные подшипники, если

$\frac{F_a}{F_r} < 0,35$  ( $F_a$  – осевая,  $F_r$  – радиальная силы в зацеплении), как самые дешевые и простые в эксплуатации. При  $0,35 \leq \frac{F_a}{F_r} \leq 1$  необходимо выбирать радиально-упорные шариковые подшипники.

В силовых передачах для опор валов конических и червячных колес рекомендуют выбирать конические роликовые подшипники.

Опоры червяка в силовых червячных передачах нагружены значительными осевыми силами. Поэтому в качестве опор вала червяка используют конические роликовые подшипники. При длительной непрерывной работе червячной передачи, когда коэффициент суточной загрузки  $K_{сут} > 0,35$ , с целью снижения температуры нагрева масла рекомендуют шариковые радиально-упорные подшипники. Для опор валов шевронных передач используют радиальные подшипники с короткими цилиндрическими роликами.

При выборе серии подшипника необходимо учитывать такие факторы, как величина передаваемой мощности, тип редуктора, количество ступеней, наличие открытой передачи и т.д. Для всех валов необязательна единая серия подшипников. Только расчет покажет пригодность выбранной серии подшипников. Поэтому рекомендуют задаться средней серией подшипника.

Основными критериями работоспособности подшипников качения являются долговечность и статическая грузоподъемность. Расчет на долговечность выполняют для подшипников, вращающихся с угловой скоростью  $\omega \geq 0,1$  рад/с. Мало вращающиеся подшипники или мало вращающиеся (с угловой скоростью  $\omega < 0,1$  рад/с) рассчитывают на статическую грузоподъемность.

В задаче III, согласно схемам расположения зубчатых колёс на валу, приведенным на рис. III-1... III-10, предлагается:

1. Выполнить расчет вала на статическую прочность и выносливость.
2. Подобрать подшипники качения и рассчитать их на динамическую грузоподъемность.

Тонкими линиями на схемах показано расположение сопряженных зубчатых колес. В табл. III-1... III-10 приведены исходные данные:  $T$  - крутящий момент на валу;  $d_1$  и  $d_2$  - делительные диаметры шестерни и колеса цилиндрической передачи;  $\beta$  - угол наклона зуба;  $d_{m2}$  - средний делительный диаметр конического колеса;  $\delta_1$  - угол делительного конуса шестерни конической передачи;  $l_1, l_2, l$  - осевые размеры вала.

Указания. Решение задачи следует начинать с ориентировочного расчета вала из условия прочности на кручение при пониженных допускаемых напряжениях и выполнения эскиза вала.

При расчете вала на выносливость цикл напряжений принять симметричным для напряжений изгиба и пульсационным для напряжений кручения.

Задание III-1. Рассчитать промежуточный вал и его опоры для двухступенчатого цилиндрического прямозубого редуктора по развернутой схеме (рис. III-1

Таблица III-1

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Нм	240	250	260	270	280	290	300	310	320	330
d <sub>1</sub> , мм	100	100	110	110	120	120	130	130	140	140
d <sub>2</sub> , мм	50	50	55	55	60	60	65	65	70	70
l <sub>1</sub> , мм	40	40	40	45	45	45	50	50	50	50
l <sub>2</sub> , мм	50	50	50	55	55	50	60	60	60	60
l, мм	180	180	180	190	190	190	200	200	200	200

Задание III-2. Рассчитать промежуточный вал и его опоры для двухступенчатого цилиндрического редуктора по развернутой схеме с прямозубой шестерней и косозубым колесом (рис. III-2)

Таблица III-2

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Нм	250	255	260	265	270	275	280	285	290	295
d <sub>1</sub> , мм	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135
d <sub>2</sub> , мм	50	50	55	55	60	60	65	65	70	70
l <sub>1</sub> , мм	45	45	45	50	50	50	55	55	55	55
l <sub>2</sub> , мм	55	55	55	60	60	60	65	65	65	65
l, мм	185	185	185	190	190	190	195	195	195	195
β, град	10	12	14	10	12	14	10	12	14	10

Задание III-3. Рассчитать промежуточный вал и его опоры для двухступенчатого цилиндрического редуктора по развернутой схеме с косозубыми шестерней и колесом (рис. III-3)

Таблица III-3

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Нм	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340
d <sub>1</sub> , мм	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
d <sub>2</sub> , мм	60	60	60	70	70	70	80	80	80	80
l <sub>1</sub> , мм	50	50	50	55	55	55	60	60	60	60
l <sub>2</sub> , мм	55	55	60	60	65	65	70	70	75	75
l, мм	190	190	200	200	210	210	220	220	230	230
β, рад	12	14	10	10	12	14	10	12	14	12

Задание III-4. Рассчитать промежуточный вал и его опоры для двухступенчатого цилиндрического редуктора по развернутой схеме с прямозубой шестерней и косозубым колесом (рис. III-4)

Таблица III-4

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Нм	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350
d <sub>1</sub> , мм	110	110	110	120	120	120	130	130	130	130
d <sub>2</sub> , мм	60	60	70	70	80	80	90	90	100	100
l <sub>1</sub> , мм	50	50	50	60	60	60	70	70	70	70
l <sub>2</sub> , мм	60	60	60	70	70	70	80	80	80	80
l, мм	200	200	200	210	210	210	220	220	230	230
β, рад	12	14	10	10	12	14	10	12	14	12

Задание III-5. Рассчитать промежуточный вал и его опоры для двухступенчатого цилиндрического прямозубого редуктора по развернутой схеме (рис. III-5)

Таблица III-5

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Нм	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350
d <sub>1</sub> , мм	100	100	100	110	110	110	120	120	130	130
d <sub>2</sub> , мм	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105
l <sub>1</sub> , мм	45	45	50	50	55	55	60	60	65	65
l <sub>2</sub> , мм	55	55	60	60	65	65	70	70	75	75
l, мм	190	195	200	205	210	215	220	225	230	230
β, град	12	14	10	12	10	14	12	10	14	10

Задание III-6. Рассчитать промежуточный вал и его опоры для двухступенчатого цилиндрического редуктора по развернутой схеме с косозубыми шестерней и колесом (рис. III-6)

Таблица III-6

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Нм	245	250	255	260	265	270	275	208	285	290
d <sub>1</sub> , мм	90	90	100	100	110	110	120	120	130	130
d <sub>2</sub> , мм	60	60	70	70	80	80	90	90	100	100
l <sub>1</sub> , мм	50	50	50	55	55	55	60	60	60	60
l <sub>2</sub> , мм	60	60	60	65	65	65	70	70	70	70
l, мм	190	190	200	200	210	210	220	220	230	230

$\beta$ , град	12	14	12	14	10	12	14	10	12	14
----------------	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

Задание III-7. Рассчитать промежуточный вал и его опоры для двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора с прямозубыми шестерней и колесом (рис. III-7)

Таблица III-7

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Нм	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300
$d_1$ , мм	60	60	65	65	70	70	75	75	80	80
$d_{m2}$ , мм	160	160	170	170	180	180	190	190	200	200
$l_1$ , мм	45	45	45	50	50	50	55	55	55	55
$l_2$ , мм	90	90	90	95	95	95	100	100	100	100
l, мм	190	190	190	195	195	195	200	200	200	200
$\delta_1$ , град	15	16	14	18	15	14	16	18	14	16

Задание III-8. Рассчитать промежуточный вал и его опоры для двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора с косозубой шестерней и прямозубым коническим колесом (рис. III-8)

Таблица III-8

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Нм	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
$d_1$ , мм	60	60	65	65	70	70	75	75	80	80
$d_{m2}$ , мм	150	150	160	160	170	170	180	180	190	190
$l_1$ , мм	45	45	50	50	55	55	60	60	65	65
$l_2$ , мм	90	90	90	95	95	95	100	100	100	100
l, мм	195	195	195	200	200	200	205	205	210	210
$\beta$ , град	12	14	12	14	10	12	14	10	12	14
$\delta_1$ , град	15	16	14	18	15	14	16	18	14	16

Задание III-9. Рассчитать промежуточный вал и его опоры для двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора с прямозубыми шестерней и колесом (рис. III-9)

Таблица III-9

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Нм	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
$d_1$ , мм	60	60	65	65	70	70	75	75	80	80

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$d_{m2}$ , мм	140	140	150	150	160	160	170	170	180	180
$l_1$ , мм	50	50	50	55	55	55	60	60	60	60
$l_2$ , мм	40	40	40	45	45	45	50	50	50	50
$l$ , мм	160	160	160	170	170	170	180	180	180	180
$\delta_1$ , град	15	16	14	18	15	14	16	18	14	16

Задание III-10. Рассчитать промежуточный вал и его опоры для двухступенчатого коническо-цилиндрического редуктора с косозубой шестерней и прямозубым коническим колесом (рис. III-10).

Таблица III-10

Величина	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$T$ , Нм	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300
$d_1$ , мм	60	60	65	65	70	70	75	75	80	80
$d_{m2}$ , мм	140	140	150	150	160	160	170	170	180	180
$l_1$ , мм	55	55	55	60	60	60	65	65	65	65
$l_2$ , мм	45	45	45	50	50	50	55	55	55	55
$l$ , мм	160	160	160	170	170	170	180	180	180	180
$\beta$ , град	12	14	12	14	10	12	14	10	12	14
$\delta_1$ , град	15	16	14	18	15	14	16	18	14	16

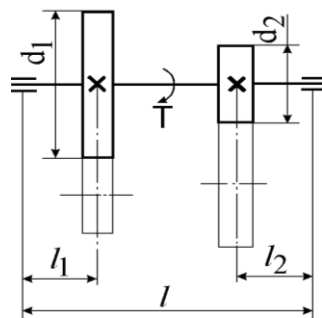


Рисунок III-1

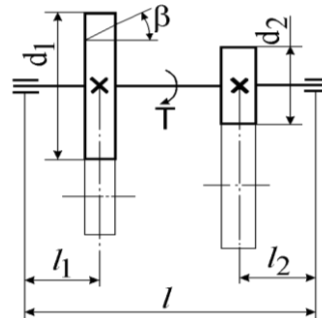


Рисунок III-2

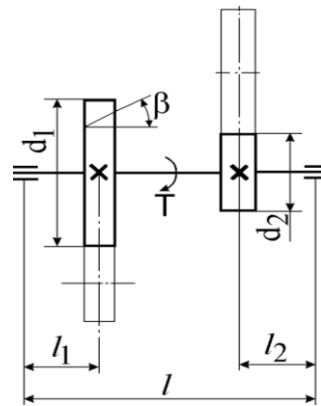
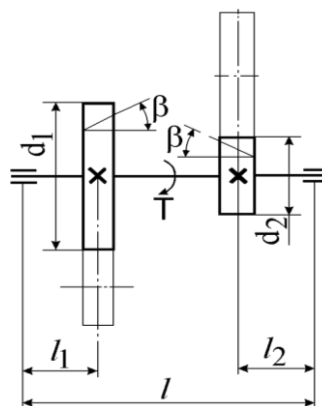


Рисунок III-3

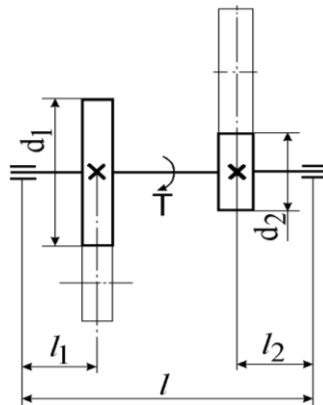


Рисунок III-4

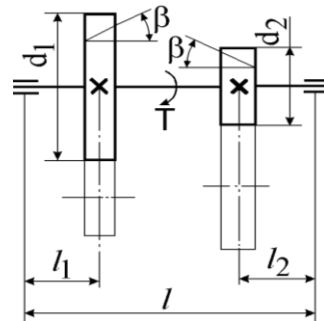


Рисунок III-5

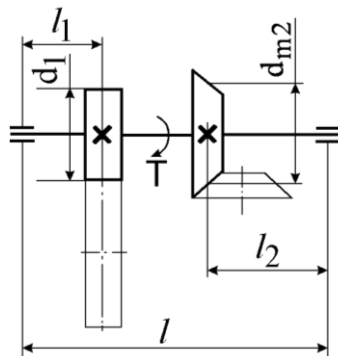


Рисунок III-6

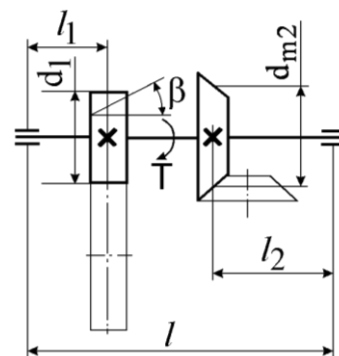


Рисунок III-7

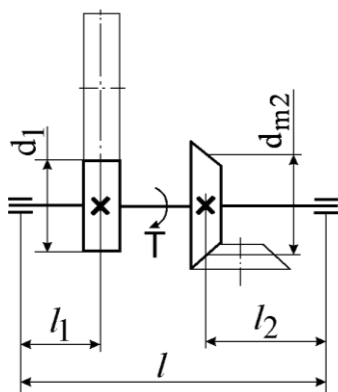


Рисунок III-8

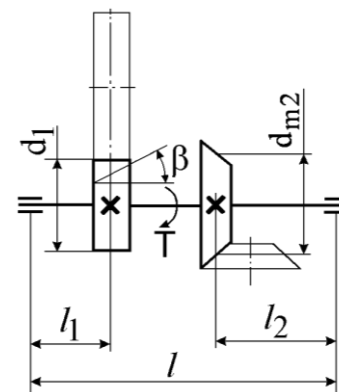


Рисунок III-9



Рисунок III-10



Примеры решения задач.

Задача 1. Из условия прочности определить диаметр стального вала в опасном сечении. При расчетах принять  $F_{a2}=0,61$  кН;  $F_{r2}=2,8$  кН;  $F_{r2}=1,03$  кН;  $R=4,2$  кН;  $[\sigma]=50$  МПа;  $l_1=l_2=58$  мм;  $l_3=104$  мм;  $d_2=250$  мм.

Решение.

1. Вычерчиваем схему нагружения вала в вертикальной плоскости  $yAz$ , представляя его в виде балки на двух опорах А и В (рис., б). Вычисляем величину изгибающего момента  $M$ , возникающего от действия осевой силы  $F_{a2}$

$$M = F_{a2} \frac{d_2}{2} = 0,61 \frac{250}{2} = 76,25 \text{ кНмм}$$

2. Определяем реакции опор в точках А и В из условия равновесия:

$$\sum m_A(\bar{F}_k) = 0; -F_{r2}l_1 - M + R_{By}(l_1 + l_2) + R(l_1 + l_2 + l_3) = 0$$

$$R_{By} = \frac{F_{r2}l_1 + M - R(l_1 + l_2 + l_3)}{l_1 + l_2} =$$

$$= \frac{1,03 \times 58 + 76,25 - 4,2(58 + 58 + 104)}{58 + 58} = 6,79 \text{ кН}$$

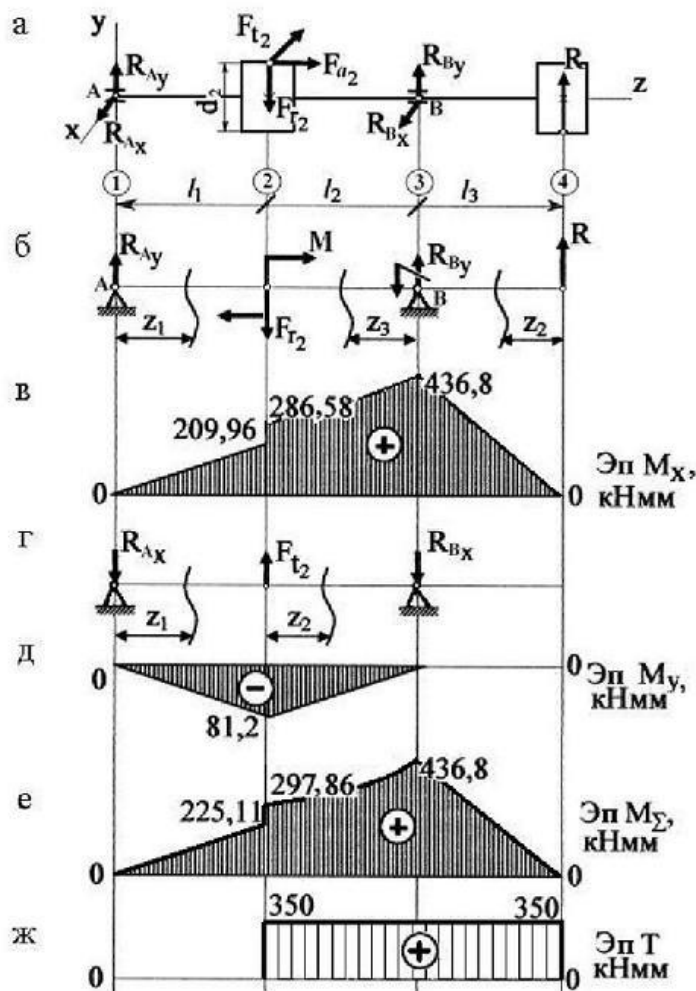
$$\sum m_A(\bar{F}_k) = 0; -R_{Ay}(l_1 + l_2) + F_{r2}l_2 - M + Rl_3 = 0.$$

$$R_{Ay} = \frac{F_{r2}l_2 - M + Rl_3}{l_1 + l_2} = \frac{1,03 \times 58 - 76,25 + 4,2 \times 104}{58 + 58} = 3,62 \text{ кН}$$

Выполним проверку правильности определения реакций опор:

$$\sum F_{ky} = 0; R_{Ay} - F_{r2} - R_{By} + R = 3,62 - 1,03 - 6,79 + 4,2 = 0,$$

что указывает на правильное определение реакций опор.



К задаче 1.

3. Определяем изгибающие моменты на участках вала в вертикальной плоскости  $yAz$ . Для 1-го участка при  $0 \leq z_1 \leq l_1$



$$M_{x1} = R_{Ay} \cdot z_1$$

при  $z_1 = 0$ ;

$$M_{x1} = 0$$

при  $z_1 = l_1$ ;

$$M_{x1} = R_{Ay} \cdot l_1 = 3,62 \cdot 58 = 209,96 \text{ кН} \cdot \text{мм}$$

Для 2-го участка при  $0 \leq z_2 \leq l_3$

$$M_{x2} = R \cdot z_2$$

при  $z_2 = 0$ ;

$$M_{x2} = 0$$

при  $z_2 = l_3$ ;

$$M_{x2} = R \cdot l_3 = 4,2 \cdot 104 = 436,8 \text{ кН} \cdot \text{мм}$$

Для 3-го участка  $0 \leq z_3 \leq l_2$

$$M_{x3} = R(l_3 + z_3) - R_{By} \cdot z_3$$

при  $z_3 = 0$ ;

$$M_{x3} = R \cdot l_3 = 4,2 \cdot 104 = 436,8 \text{ кН} \cdot \text{мм}$$

при  $z_3 = l_2$ ;

$$M_{x3} = R(l_3 + l_2) - R_{By} \cdot l_2 = 4,2(104 + 58) - 6,79 \cdot 58 = 286,58 \text{ кН} \cdot \text{мм}$$

4. Строим эпюру изгибающих моментов в вертикальной плоскости

Эп  $M_x$  (рис., в).

5. Вычерчиваем схему нагружения вала в горизонтальной плоскости  $xAz$ , совместив ее с плоскостью чертежа (рис., г).

6. Из условия равновесия определяем реакции опор:

$$\sum m_A(\bar{F}_E) = 0; F_{t2} \cdot l_1 - R_{Bx}(l_1 + l_2) = 0$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{t2} \cdot l_1}{l_1 + l_2} = \frac{2,8 \cdot 58}{58 + 58} = 1,4 \text{ кН}$$

$$\sum m_A(\bar{F}_E) = 0; R_{Ax}(l_1 + l_2) - F_{t2} \cdot l_2 = 0$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{t2} \cdot l_2}{l_1 + l_2} = \frac{2,8 \cdot 58}{58 + 58} = 1,4 \text{ кН}$$

Выполним проверку правильности определения реакций опор:

$$\sum F_{kx} = 0; -R_{Ax} + F_{t2} - R_{Bx} = -1,4 + 2,8 - 1,4 = 0$$

что указывает на правильное вычисление реакций опор.

7. Определяем изгибающие моменты по участкам вала в горизонтальной плоскости.

Для 1-го участка при  $0 \leq z_1 \leq l_1$

$$M_{y1} = -R_{Ax} \cdot z_1$$

при  $z_1 = 0$ ;

$$M_{y1} = 0$$

при  $z_1 = l_1$ ;

$$M_{y1} = -R_{Ax} \cdot l_1 = -1,4 \cdot 58 = -81,2 \text{ кН} \cdot \text{мм}$$

Для 2-го участка при  $0 \leq z_2 \leq l_2$

$$M_{y2} = -R_{Ax}(l_1 + z_2) + F_{t2} \cdot z_2$$

при  $z_2 = 0$ ;

$$M_{y2} = -R_{Ax} \cdot l_1 = -1,4 \cdot 58 = -81,2 \text{ кН} \cdot \text{мм}$$

при  $z_2 = l_2$ ;

$$M_{y2} = -R_{Ax}(l_1 + l_2) + F_{t2} \cdot l_2 = -1,4(58 + 58) + 2,8 \cdot 58 = 0$$

8. Построим эпюру изгибающих моментов в горизонтальной плоскости – Эп  $M_y$  (рис., д).

9. Определяем величины суммарных изгибающих моментов на границах характерных участков вала:

$$M_{\Sigma} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

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

$$M_{\Sigma 2} = \sqrt{286,58^2 + 81,2^2} = 297,86 \text{ éñì}$$

$$M_{\Sigma 2} = \sqrt{209,96^2 + 81,2^2} = 225,11 \text{ éñì}$$

$$M_{\Sigma 3} = \sqrt{436,8^2 + 0^2} = 436,8 \text{ éñì}$$

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

10. Построим эпюру суммарных изгибающих моментов - Эп  $M_{\Sigma}$

(рис. 8.6, е). На участке длиной  $l_2$  эпюра представляет собой параболу.

11. Вычислим значение крутящего момента  $T$  и построим его эпюру - Эп  $T$  (рис., ж).

$$T = F_{t_2} \frac{d_2}{2} = 2,8 \times \frac{250}{2} = 350 \text{ éñì}$$

12. Определим опасное сечение вала по величинам  $M_{\Sigma}$  и  $T$  на эпюрах. На схеме видно, что опасное сечение вала находится под подшипником В.

Вычислим эквивалентный момент в этом сечении:

$$M_{\dot{y}} = \sqrt{M_{\Sigma 3}^2 + T^2} = \sqrt{436,8^2 + 350^2} = 559,73 \text{ éñì}$$

13. Определим диаметр вала под подшипником  $d_n$ , принимая допускаемое напряжение при изгибе  $[\sigma]=50$  МПа

$$d_n \geq \sqrt[3]{\frac{M_{\dot{y}} \times 10^3}{0,1 \times [\sigma]}} \geq \sqrt[3]{\frac{559,73 \times 10^3}{0,1 \times 50}} \geq 48,19 \text{ ì}$$

Округляя  $d_n$  по ГОСТу, принимаем  $d_n=50$  мм.

Задача 2. Используя условие и решение задачи 1, определить коэффициент запаса прочности вала в сечении под подшипником В, диаметр которого  $d_n = 50$  мм.

Решение.

1. Принимаем в качестве материала вала – сталь 45, имеющую следующие механические характеристики:

твердость 200 НВ;  $\sigma_B = 560$  МПа;  $\sigma_{-1} = 250$  МПа;  $\tau_{-1} = 150$  МПа;  $\psi_{\sigma} = 0$ ;  $\psi_{\tau} = 0$ .

2. Запишем условие усталостной прочности

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

где  $[n]$  – коэффициент запаса прочности; рекомендуемое значение

$[n] = 1,5 - 4$ ;

$n_{\sigma}$  и  $n_{\tau}$  – коэффициент запаса прочности, соответственно, по нормальным и касательным напряжениям:

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma} \beta} \times \sigma_a + \Psi_{\sigma} \times \sigma_m};$$

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\varepsilon_{\tau} \beta} \times \tau_a + \Psi_{\tau} \times \tau_m},$$

где  $\sigma_{-1}$  и  $\tau_{-1}$  – пределы выносливости материала вала соответственно при изгибе и кручении;

$\sigma_m$  и  $\tau_m$  – среднее значение нормальных и касательных напряжений соответственно, МПа;

$\sigma_a$  и  $\tau_a$  – амплитудные значения нормальных и касательных напряжений соответственно, МПа.

При нереверсивном вращении валов принимаем:

$$\sigma_m = 0; \quad \sigma_a = \frac{M_{\Sigma} \times 10^3}{W_x}; \quad \tau_m = \tau_a = \frac{T \times 10^3}{2W_p},$$

где  $M_{\Sigma}$  – суммарный изгибающий момент в сечении вала под подшипником В,  $M_{\Sigma} = 436,8$  кНмм (см. рисунок к задаче 1, е);

$T$  – крутящий момент на валу,  $T = 350$  кНмм (см. рисунок к задаче 1, ж);

$W_x$  – осевой момент сопротивления сечения вала под подшипником,  $W_x = 0,1 \times d_n^3$ ;

$W_p$  – полярный момент сечения вала сопротивления,

$W_p = 0,2 \times d_n^3$ ;

$$\sigma_a = \frac{M_{\Sigma}}{W_x} = \frac{436,8 \times 10^3}{0,1 \times 50^3} = 34,94 \text{ МПа};$$

$$\tau_a = \tau_m = \frac{T}{2W_p} = \frac{350 \times 10^3}{2 \times 0,2 \times 50^3} = 7,0 \text{ МПа}$$

Концентратором напряжений служит посадка подшипника на вал. Для стали с  $\sigma_B = 560$  МПа, в сечении вала, где  $d_n = 50$  мм, при посадке подшипника к6, согласно справочным данным:

$$\frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma}} = 2,06; \quad \frac{k_{\tau}}{\epsilon_{\tau}} = 1,64$$

Принимаем  $\beta = 1$  для шлифованной поверхности вала.

Вычисляем коэффициент запаса прочности:

по нормальным напряжениям

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{k_{\sigma}}{\epsilon_{\sigma} \times \beta} \times \sigma_a + \Psi_{\sigma} \times \sigma_m} = \frac{250}{2,06 \times 34,94 + 0} = 3,47$$

по касательным напряжениям

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{k_{\tau}}{\epsilon_{\tau} \times \beta} \times \tau_a + \Psi_{\tau} \times \tau_m} = \frac{150}{1,64 \times 7,0 + 0} = 13,07$$

Определим коэффициент запаса прочности:

$$n = \frac{n_{\sigma} \times n_{\tau}}{\sqrt{n_{\sigma}^2 + n_{\tau}^2}} = \frac{3,47 \times 13,07}{\sqrt{3,47^2 + 13,07^2}} = 3,35$$

Прочность вала в опасном сечении под подшипником В обеспечена.

#### Расчет подшипников качения по динамической грузоподъемности

Для того чтобы произвести расчет подшипников, следует подготовить все необходимые данные.

Расчет ведут последовательно от входного вала до выходного.

По диаметру участка вала под подшипник ( $d_n$ ) из таблиц выписывают все характеристики выбранного подшипника, а также частоту вращения вала  $n$ , осевую силу в зацеплении  $F_a$ , составляющие реакции опор в вертикальной и горизонтальной плоскостях, коэффициенты годовой и суточной нагрузок  $K_T$  и  $K_{сут}$ , срок службы в годах  $T$ .

Расчет подшипников качения заключается в определении расчетной динамической грузоподъемности ( $C_p$ ) принятого подшипника и сравнении её с каталожной (паспортной) ( $C$ ), т.е. проверяют выполнение условия

$$\tilde{N}_\sigma = D_y \sqrt{\frac{60 \times n \times L_h}{10^6}} \leq C, \text{ Н}, \quad (1)$$

где  $P_\sigma$  – эквивалентная динамическая нагрузка, Н, которая определяется по уравнению (3);  $p$  – показатель степени ( $p = 3$  – для шарикоподшипников,  $p = 3,33$  – для роликоподшипников);  $n$  – частота вращения вала, об/мин;  $L_h$  – требуемая долговечность, ч,

$$L_h = T_{\text{лет}} \times 365 \times K_g \times 24 \times K_{\text{сут}}, \text{ ч}, \quad (2)$$

где  $T_{\text{лет}}$  – срок службы в годах;  $K_g$  – коэффициент годовой загрузки;  $K_{\text{сут}}$  – коэффициент суточной загрузки.

Расчет эквивалентной динамической нагрузки ( $P_{\text{эА}}$  и  $P_{\text{эВ}}$ ) выполняют для обоих подшипников по общей формуле

$$D_y = (XVR + YF_{an}) \hat{E}_A \hat{E}_\sigma, \text{ Н}, \quad (3)$$

где  $F_{an}$  – осевая нагрузка на подшипник;  $K_\sigma$ ,  $K_T$  – коэффициент безопасности, температурный коэффициент соответственно (табл. 1, 2);  $V$  – коэффициент, учитывающий вращение колец подшипника (при вращении внутреннего кольца  $V = 1,0$ , наружного  $V = 1,2$ );  $R$  – радиальная нагрузка на подшипник;  $X$ ,  $Y$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок соответственно (для радиальных подшипников  $X = 1$ ,  $Y = 0$ ; для упорных подшипников  $X = 0$ ,  $Y = 1$ ,  $F_{an} = F_a$ ).

Таблица 1

Значения коэффициента  $K_\sigma$

Характер нагрузки на подшипник	$K_\sigma$
Спокойная. Толчки отсутствуют	1,0
Легкие толчки. Кратковременные перегрузки до 125 % расчетной нагрузки. Умеренные толчки	1,0–1,2
Вибрация. Кратковременные перегрузки до 150 % расчетной нагрузки	1,3–1,8

Таблица 2

Значения коэффициента  $K_T$

Максимальная рабочая температура подшипника, град	90	125	150	175	200	225	250
$K_T$	1,0	1,05	1,1	1,15	1,25	1,35	1,4

Радиальные нагрузки  $R$  на обоих подшипниках вала определяют по формулам

$$R_A = \sqrt{R_{AX}^2 + R_{AY}^2}, \text{ Н}, \quad (4)$$

$$R_B = \sqrt{R_{BX}^2 + R_{BY}^2}, \text{ Н}. \quad (5)$$

Значения сил  $R_{AX}$ ,  $R_{AY}$  и  $R_{BX}$ ,  $R_{BY}$  берут из проверочного расчета вала как реакции опор  $A$  и  $B$ . Осевые составляющие  $R_{SA}$  и  $R_{SB}$  от действия радиальных нагрузок на подшипники (для радиальных подшипников их не определяют) находят так:

для радиально-упорных шарикоподшипников

$$R_S = eR, \text{ Н}, \quad (6)$$

для конических роликоподшипников

$$R_S = 0,83eR, H. \quad (7)$$

Суммарную осевую нагрузку на каждый подшипник определяют по соотношениям сил.

При этом возможны 3 варианта соотношений сил, действующих на подшипник (табл. 3).

Таблица 3

Определение суммарной осевой нагрузки на подшипник

Вариант	Соотношение сил	Суммарная осевая нагрузка
1	$R_{SA} > R_{SB}; F_a \geq 0$	$F_{апА} = R_{SA}$
2	$R_{SA} < R_{SB}; F_a \geq R_{SB} - R_{SA}$	$F_{апВ} = F_{апА} + F_a = R_{SA} + F_a$
3	$R_{SA} < R_{SB}; F_a < R_{SB} - R_{SA}$	$F_{апВ} = R_{SB}$ $F_{апА} = F_{апВ} - F_a = R_{SB} - F_a$

Для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта  $\alpha = 12^\circ$  значение коэффициента Y, а также коэффициента влияния осевого нагружения e определяют по табл. 4. (Если отношение  $iF_a/C_0$  не совпадает с табличным, то коэффициенты находят интерполированием).

Влияние осевой силы, действующей на подшипник, зависит от отношения  $\frac{F_{ан}}{VR}$ . Для каждого подшипника находят отношения  $\frac{F_{анА}}{VR_A}$  и  $\frac{F_{анВ}}{VR_B}$  и сравнивают их с коэффициентом осевого нагружения e. По табл. 5 выбирают коэффициенты X и Y для радиально-упорных подшипников.

Таблица 4

Значения коэффициентов e и Y для радиально-упорных шарикоподшипников с углом контакта  $\alpha = 12^\circ$

$\frac{iF_a}{C_0}$	0,014	0,029	0,057	0,086	0,11	0,17	0,29	0,43	0,57
e	0,30	0,34	0,37	0,41	0,45	0,48	0,52	0,54	0,54
Y	1,81	1,62	1,46	1,34	1,22	1,13	1,04	1,01	1,0

Примечание. i – число рядов тел качения (для однорядных подшипников i = 1), C<sub>0</sub> – статическая каталожная грузоподъемность.

Таблица 5

Коэффициенты X и Y для радиально-упорных подшипников

$\frac{F_{ан}}{VR} \leq e$		$\frac{F_{ан}}{VR} > e$		e
X	Y	X	Y	

Роликоподшипники				
1	0	0,4	Каталог	Каталог
Шарикоподшипники ( $\alpha = 12^0$ )				
1	0	0,45	Табл. 4	Табл. 4
Шарикоподшипники ( $\alpha = 26^0$ )				
1	0	0,41	0,87	0,68

После определения всех параметров, входящих в формулу (3), находят эквивалентную нагрузку  $P_e$  для обоих подшипников и большее значение  $P_e$  подставляют в формулу (1). Затем анализируют пригодность выбранного подшипника.

Если расчет по динамической грузоподъемности покажет недогрузку, то можно перейти к более узкой или легкой серии. При перегрузке переходят к более тяжелой или широкой сериям. При необходимости можно изменить тип подшипника (шарикоподшипник на роликоподшипник).

Если и при этом условие пригодности подшипника не выполняется, то можно

установить сдвоенные подшипники. Нужно учитывать, что при  $\frac{F_{an}}{VR} < e$  для обоих подшипников динамическая грузоподъемность сдвоенного подшипника равна динамической грузоподъемности однорядного подшипника, умноженной на 1,625 для шариковых и на

1,715 для роликовых подшипников. Если  $\frac{F_{an}}{VR} > e$  на одной или обоих опорах, то применение сдвоенных подшипников нецелесообразно. В этом случае необходимо предусмотреть дополнительную замену подшипников в течение заданного срока службы  $T$ .

### Практическая работа № 3

#### Тема: СОЕДИНЕНИЯ

*Время на выполнение задания – 17 часов (ОФО), 3,5 часа (ЗФО).*

*Тип практического задания – расчетная работа.*

Создание машин и механизмов из различных деталей вызывает необходимость соединения последних между собой. Этой цели служит целая группа специальных соединений. Все соединения делятся на две группы:

- разъемные;-
- неразъемные.

Резьбовые соединения являются наиболее распространенными разъемными соединениями. Их образуют болты, винты, шпильки, гайки и другие детали, снабженные резьбой. Прочность является основным критерием работоспособности резьбовых соединений. При действии осевой силы в стержне винта возникают напряжения растяжения, в теле гайки – сжатия, в витках резьбы – смятия, среза и изгиба.

Все стандартные болты, винты, шпильки изготавливают равнопрочными на разрыв стержня по резьбе, на срез резьбы и отрыв головки, поэтому расчет на прочность резьбового соединения обычно производят только по одному основному критерию работоспособности – прочности нарезанной части стержня на растяжение.

Длину болта, винта или шпильки выбирают в зависимости от толщины соединяемых деталей. Остальные размеры деталей резьбового соединения принимают по ГОСТу.

Сварные соединения относят к типу неразъемных. Они являются наиболее совершенными неразъемными соединениями, так как лучше других приближают составные детали к целым. Прочность сварных соединений при статических и ударных нагрузках доведена до прочности целого металла.

Сварные соединения классифицируют:

1. По взаимному расположению соединяемых элементов:

- соединения встык; внахлестку; втавр; угловые.

2. По способу сварки:

- соединения, выполненные дуговой сваркой металлическим электродом; соединения, выполненные контактной сваркой;

3. По направлению воспринимаемого швом усилия:

- соединения, выполненные лобовыми швами; фланговыми швами;

- комбинированными швами.

Сварные соединения, выполненные стыковым швом, проверяют на прочность при растяжении (сжатии) и изгибе.

Сварные соединения, выполненные внахлест, рассчитывают на срез по наименьшей площади сечения, расположенного в биссекторной плоскости прямого угла поперечного сечения шва.

В задаче I предлагается провести расчеты соединений деталей машин различных типов.

Указания. Методика расчета всех типов соединений приведена в литературе [4, 5]. В случае необходимости недостающие для расчета данные следует выбрать самостоятельно, приняв их согласно рекомендациям литературы.

Следует иметь в виду, что расчет резьбовых соединений должен заканчиваться подбором резьбы по ГОСТу.

Задание I-1. Проверить прочность сварных швов, соединяющих диск с зубчатым ободом и диск со ступицей (рис. I-1). Мощность  $P$ , передаваемая колесом, угловая скорость  $\omega$ , толщина швов  $k_1$  и  $k_2$  и размеры  $d_c$ ,  $D_0$ ,  $d$  заданы в табл. I-1. Материал диска – сталь 3, материал ступицы и обода – сталь.

Таблица I-1

Параметры	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$P$ , кВт	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38
$\omega$ , рад/с	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
$d_c$ , мм	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165
$D_0$ , мм	450	475	500	525	550	575	600	625	700	750
$d$ , мм	500	525	550	575	600	625	650	675	750	800
$K_1$ , мм	4	4	4	6	6	6	8	8	8	8
$k_2$ , мм	6	6	6	8	8	8	10	10	10	10
Тип электрода	Э34					Э42				
Метод сварки	Ручной					Полуавтоматический				

Задание I-2. Рассчитать болты, скрепляющие зубчатое колесо с барабаном лебедки (рис. I-2). Расчет вести в двух вариантах: а) болты поставлены с зазором; б) болты поставлены без зазора. Грузоподъемность лебедки  $F$  и диаметры  $D_1$  и  $D_2$  заданы в табл. I-2. Материал барабана – чугун, материал колеса – сталь 35. Число болтов принять самостоятельно.

Таблица I-2

Параметры	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , кН	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
$D_1$ , мм	250	250	300	300	350	350	400	400	450	450
$D_2$ , мм	400	400	450	450	500	500	550	550	600	600

Задание I-3. Рассчитать сварное соединение, крепящее неподвижный блок монтажного устройства к плите (рис. I-3, по данным табл. I-3. Материал электрода и метод сварки выбрать самостоятельно.

Таблица I-3

Параметры	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , кН	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39
$A$ , мм	600	600	600	500	500	500	450	450	400	400
$\alpha$ , град	45	60	30	45	60	30	45	60	30	45

Задание I-4. Определить диаметр болтов фланцевого соединения верхней части автоклава с его корпусом (рис. I-4. Давление жидкости внутри автоклава  $p$ , внутренний диаметр автоклава  $d$  и количество болтов  $z$  заданы в табл. I-4.

Таблица I-4

Параметры	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$p$ , МПа	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,7	1,0	0,9
$D$ , мм	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
$z$	6	6	6	6	6	8	8	8	8	8

Задание I-5. Рассчитать сварное соединение, крепящее опорный швеллер к стальной плите (рис. I-5). Материал электрода и метод сварки назначить самостоятельно. Данные для расчета приведены в табл. I-5

Таблица I-5

Параметры	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , кН	28	26	24	22	20	18	16	14	12	10
$L$ , мм	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500



№ швеллера по ГОСТ 8240-89	36	33	30	27	24	22	20	18	16	14
----------------------------	----	----	----	----	----	----	----	----	----	----

Задание I-6. Рассчитать по данным табл. I-6 винтовую стяжку с максимальным усилием  $F$  на винте (рис. I-6). Определить также размеры рукоятки  $L_p$ . Материал винта, гайки и другие недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица I-6

Параметры	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , кН	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24

Задание I-7. Определить диаметр фундаментных болтов, крепящих стойку к бетонному основанию (рис. I-7. Коэффициент трения основания стойки о бетон  $f = 0,4$ . Болты принять с метрической резьбой по ГОСТу. Данные для расчета приведены в табл. I-7.

Таблица I-7

Параметры	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , кН	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38
$a$ , мм	600	600	650	650	700	700	750	750	800	800
$b$ , мм	400	450	500	500	600	650	700	750	800	850
$\alpha$ , град	30	45	60	45	30	60	30	45	60	30

Задание I-8. Определить диаметр нарезной части вала дисковой пилы, которая удерживается между двумя шайбами посредством сил трения, возникающих при затяжке гайки на конце вала (рис. I-8). Пила преодолевает сопротивление резанию (сила  $F$ ). Данные для расчета приведены в табл. I-8

Таблица I-8

Параметры	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F$ , Н	600	625	650	675	700	725	750	775	800	825
$D$ , мм	700	700	650	650	600	600	550	550	500	500
$D_1$ , мм	400	400	350	350	300	300	250	250	200	200

Задание I-9 Рассчитать клеммовое болтовое соединение, обеспечивающее передачу крутящего момента с рычага в результате приложенной на его конце силы  $F$  на вал диаметром  $d$  (рис. I-9, по данным табл. I-9.

Таблица I-9

Параметры	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D, мм	40	42	45	48	50	52	55	58	60	65
F, кН	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050
a, мм	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580
коэффициент трения f	0,2	0,2	0,2	0,18	0,18	0,18	0,2	0,2	0,2	0,2

Задание I-10. Определить диаметр резьбы стяжной шпильки станочного прихвата (рис. I-10) по данным табл. I-10. Усилием пружины пренебречь.

Таблица I-10

Параметры	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5
a, мм	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165
b, мм	115	115	120	120	130	130	140	140	150	150

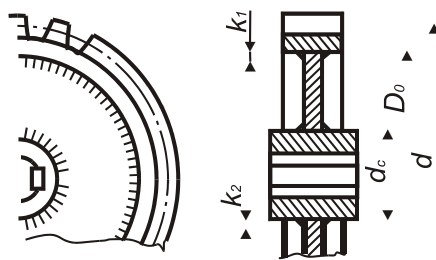


Рисунок I-1

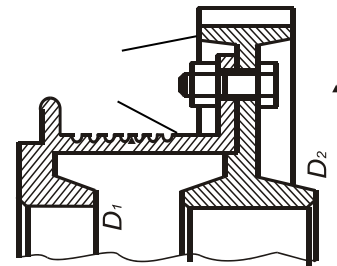


Рисунок I-2

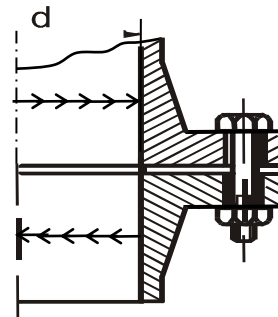


Рисунок I-4

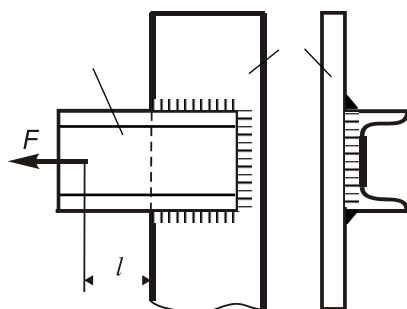
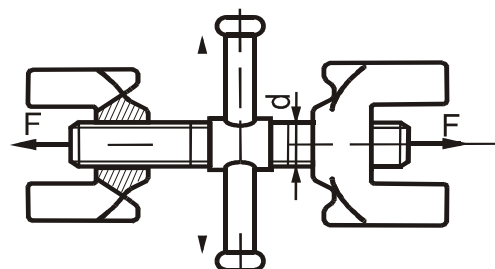


Рисунок I-3



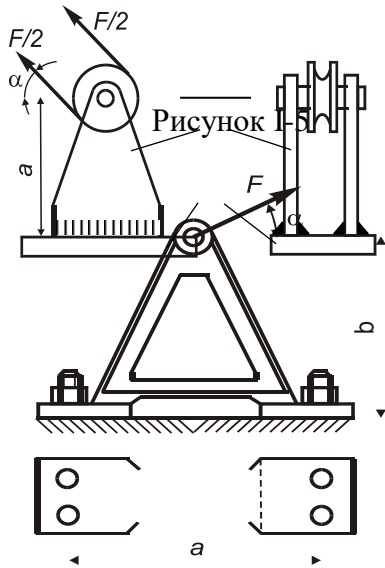


Рисунок I-7

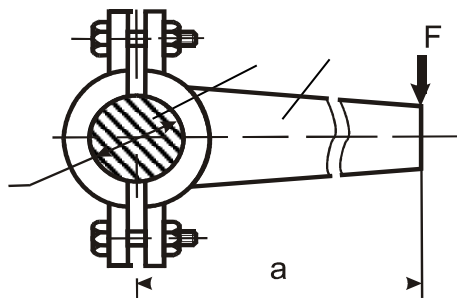


Рисунок I-9

Рисунок I-6

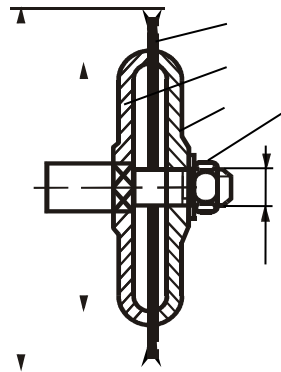


Рисунок I-8

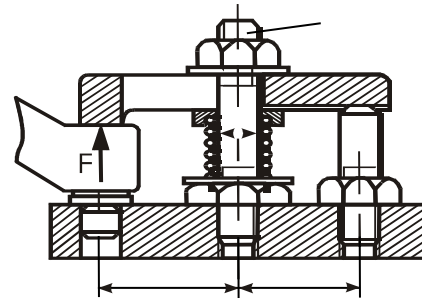


Рисунок I-10

### Некоторые рекомендации к решению задач

При решении задач (рис. I-2) исходят из того, что вращающий момент на барабане грузовой лебедки равен

$$M = F \times \frac{D_1}{2}$$

Расчетный момент определяют по формуле  $M_{\text{расч}} = kM$  (где  $k$  – коэффициент запаса, при спокойной работе рекомендуют принимать  $k = 1,0 \dots 1,5$ ).

Окружная сила, действующая на болты, от вращающего момента,

$$F_t = \frac{2M_{\text{расч}}}{D_2}$$

Тогда сила, действующая на один болт,

$$F = \frac{F_t}{z} = \frac{2M_{\text{расч}}}{zD_2} = \frac{kFD_1}{zD_2}$$

Далее расчет ведут в зависимости от того, как устанавливают болт (с зазором или без зазора).

При решении задач (рис. I-8) из условия равновесия определяют силу затяжки гайки  $F_{\text{цào}}$ .

$$\sum \dot{I}_i = F \cdot 0,5D_1 - 0,5F_{\text{оп}} D_2 = 0,5FD_1 - fF_{\text{цào}} \cdot \frac{D_2}{2} = 0$$

$$F_{\text{цào}} \geq \frac{eFD_1}{fD_2},$$

где  $F$  – сила сопротивления резанию.

Тогда расчетная сила  $F_{\text{дàñ÷}} = 1,3F_{\text{цào}}$ ; коэффициент трения между шайбами и пилой  $f = 0,12 \dots 0,15$ .

Расчетный диаметр резьбового конца вала находят по формуле

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{дàñ÷}}}{\pi[\sigma]_p}} \quad (1).$$

При решении задач для неподвижного соединения клеммы с валом (рис. I-9) необходимо выполнение условия

$$\dot{I}_{\text{òð}} \geq \dot{I},$$

где  $\dot{I}_{\text{òð}}$  – момент сил трения;  $\dot{I}$  – заданный крутящий момент.

Заданный крутящий момент в этом случае находят по формуле

$$\dot{I} = F \cdot a.$$

Или, расписав значение  $\dot{I}_{\text{òð}}$ , условие принимает вид

$$F_{\text{òð}} \cdot d \geq \dot{I},$$

где  $F_{\text{òð}}$  – сила трения,  $F_{\text{òð}} \geq \dot{I} / d$ .

Эта сила трения уравнивается силой затяжки болтов, т.е.

$$F_{\text{цào}} = \frac{F_{\text{òð}}}{2f}.$$

Расчетная нагрузка на один болт

$$F_{\text{дàñ÷}} = 1,3 \times F_{\text{цào}} = \frac{1,3 \times \dot{I}}{2 \times d \times f}.$$

Величину заданного крутящего момента находят из условия прочности вала:

$$\dot{I} = [\tau]_e \cdot 0,2 \cdot d^3,$$

где  $[\tau]_e$  – допускаемое напряжение для вала при кручении.

Расчетный диаметр болта определяют по формуле (1).

При решении задач (рис. I-10) силу затяжки болта находят из условия равновесия:

$$Q(a+b) - F_{\text{зат}} \cdot b = 0$$

Расчетную нагрузку вычисляют по формуле

$$F_{\text{дân}} = 1,3 F_{\text{зат}}$$

Далее расчет ведут по формуле (1).

Для решения задач (рис. I-1) следует определить крутящий момент, действующий на шов:

$$T = \frac{D}{\omega}, \text{ кН} \cdot \text{м.}$$

Проверку сварных швов на прочность выполнить по формуле.

$$\tau = \frac{T}{W_p} = \frac{2T}{0,7 \cdot k \cdot \pi \cdot d^2} \leq [\tau']$$

где  $d$  – наружный диаметр трубы.

Если соединение выполнено комбинированным швом, то

$$\tau = \frac{F}{0,7k(2l_{\phi} + l_{\text{л}})} \leq [\tau']$$

где  $l_{\phi}$  – длина флангового шва;  $l_{\text{л}}$  – длина лобового шва

В указанном типе задач (рис. I-3) надо силу  $F$  привести к центру вращения блока. После чего разложить её на две составляющие (горизонтальную  $F_{\text{Г}}$  и вертикальную  $F_{\text{В}}$ ). Катет сварного шва  $k = \delta$ .

Из условий прочности сварного шва, находящегося под действием изгибающего момента  $M = F_{\text{В}} \cdot h$  и продольной силы  $F_{\text{В}}$ , найти длину шва.

$$\tau = \frac{F}{0,7kl} + \frac{6M}{0,7kl^2} \leq [\tau']$$

При решении задач учесть, что сварное соединение выполнено четырьмя швами.