

Документ подписан простой электронной подписью
Информация о владельце:
ФИО: Пономарева Светлана Викторовна
Должность: Проректор по УР и НО
Дата подписания: 18.09.2023 16:20:38
Уникальный программный ключ:
bb52f959411e64617366ef2977b97e87139b1a2d



**МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ
УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«ДОНСКОЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»
(ДГТУ)
АВИАЦИОННЫЙ КОЛЛЕДЖ**

**Методические указания
по выполнению лабораторных работ
по дисциплине Техническая механика**

г. Ростов-на-Дону

2022г.

Разработчики:

Преподаватель Авиационного колледжа ДГТУ _____ И.А. Золотухина

« ____ » _____ 2022г.

Методические рекомендации рассмотрены и одобрены на заседании цикловой комиссии Технология металлообрабатывающего производства

Протокол № _____ от « ____ » _____ 2022г.

Председатель цикловой комиссии _____

« ____ » _____ 2022г.

Методические рекомендации предназначены для обучающихся по специальностей:

15.02.15 Технология металлообрабатывающего производства

Оглавление

Лабораторная работа №1	4
Тема: Определение равнодействующей плоской системы сходящихся сил.	4
Лабораторная работа №2	7
Тема: Определение опорных реакций двухопорных балок.	7
Лабораторная работа №3	10
Тема: Определение центра тяжести составных плоских фигур.	10
Лабораторная работа №4	13
Тема: Общие теоремы динамики. Принципы Даламбера	13
Лабораторная работа №5	16
Расчеты на прочность при растяжении и сжатии	16
Лабораторная работа №6	21
Выполнение расчетов на срез и смятие	21
Лабораторная работа №7	28
Тема: Расчеты на прочность и жесткость при кручении.....	28
Лабораторная работа №8	32
Определение осевых моментов инерции составных сечений.	32
Лабораторная работа №9	36
Тема: Расчеты на прочность при изгибе.	36
Лабораторная работа №10	42
Расчет бруса круглого поперечного сечения при сочетании основных деформаций.....	42
Лабораторная работа №11	45
Расчет многоступенчатого привода.....	45
Список литературы.....	58

Лабораторная работа №1

Тема: Определение равнодействующей плоской системы сходящихся сил.

Цель работы: Уметь определять равнодействующую плоской системы сходящихся сил, решать задачи на равновесие геометрическим и аналитическим способом, рационально выбирая координатные оси.

Расчетные формулы:

Равнодействующая системы сил

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\Sigma x}^2 + F_{\Sigma y}^2}; \quad F_{\Sigma x} = \sum_0^n F_{kx}; \quad F_{\Sigma y} = \sum_0^n F_{ky};$$

где $F_{\Sigma x}$, $F_{\Sigma y}$ - проекции равнодействующих на оси координат;

F_{kx} , F_{ky} – проекции векторов-сил системы на оси координат.

$$\cos \alpha_{\Sigma x} = \frac{F_{\Sigma x}}{F_{\Sigma}},$$

где $\alpha_{\Sigma x}$ – угол равнодействующей с осью Ox .

Условия равновесия

$$\left\{ \begin{array}{l} \sum_0^n F_{kx} = 0; \\ \sum_0^n F_{ky} = 0. \end{array} \right.$$

Если плоская система сходящихся сил находится в равновесии, многоугольник сил должен быть замкнут.

Пример. Определение равнодействующей системы сил.

Определить равнодействующую плоской системы сходящихся сил аналитическим способом (рис. 1.1).

Дано: $F_1 = 10\text{кН}$; $F_2 = 15\text{кН}$; $F_3 = 12\text{кН}$; $F_4 = 8\text{кН}$; $F_5 = 8\text{кН}$;

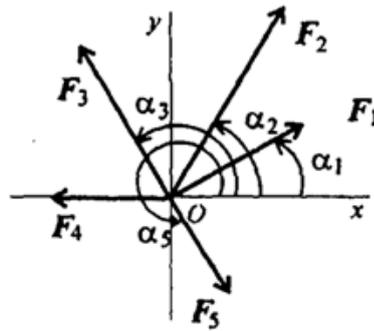


Рисунок 1.1

$$\alpha_1 = 30^\circ; \quad \alpha_2 = 60^\circ; \quad \alpha_3 = 120^\circ; \quad \alpha_4 = 180^\circ; \quad \alpha_5 = 300^\circ.$$

Решение.

1. Определить равнодействующую аналитическим способом (рис. 1).

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{1x} = 10 \cdot \cos 30^\circ = 8,66 \text{ кН}; \\ F_{2x} = 15 \cdot \cos 60^\circ = 7,5 \text{ кН}; \\ F_{3x} = 12 \cdot \cos 60^\circ = -6 \text{ кН}; \\ F_{4x} = -8 \text{ кН}; \\ F_{5x} = 8 \cdot \cos 60^\circ = 4 \text{ кН}; \end{array} \right\} \begin{array}{l} F_{\Sigma x} = \sum F_{kx}; \\ F_{\Sigma x} = 6,16 \text{ кН}. \end{array}$$

$$\left\{ \begin{array}{l} F_{1y} = 10 \cdot \cos 60^\circ = 5 \text{ кН}; \\ F_{2y} = 15 \cdot \cos 30^\circ = 12,99 \text{ кН}; \\ F_{3y} = 12 \cdot \cos 30^\circ = 10,4 \text{ кН}; \\ F_{4y} = 0; \\ F_{5y} = -8 \cdot \cos 30^\circ = -6,99 \text{ кН}; \end{array} \right\} \begin{array}{l} F_{\Sigma y} = \sum F_{ky}; \\ F_{\Sigma y} = 21,49 \text{ кН}. \end{array}$$

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\Sigma x}^2 + F_{\Sigma y}^2}; \quad F_{\Sigma} = \sqrt{6,16^2 + 21,49^2} = 22,36 \text{ кН};$$

$$\cos \alpha_{\Sigma x} = \frac{F_{\Sigma x}}{F_{\Sigma}}; \quad \cos \alpha_{\Sigma x} = \frac{6,16}{22,36} = 0,2755; \quad \alpha_{\Sigma x} = 74^\circ.$$

Задание по вариантам. Используя схему рис. 1.1, определить равнодействующую системы сил.

Параметры	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_1, кН$	12	8	20	3	6	12	8	20	3	6
$F_2, кН$	8	12	5	6	12	8	12	5	6	12
$F_3, кН$	6	2	10	12	15	6	2	10	12	15
$F_4, кН$	4	10	15	15	3	4	10	15	15	3
$F_5, кН$	10	6	10	10	18	10	6	10	10	18
$\alpha_1, град$	30	0	0	0	0	30	0	0	0	0
$\alpha_2, град$	45	45	60	60	30	45	45	60	60	30
$\alpha_3, град$	0	135	135	135	45	0	135	135	135	45
$\alpha_4, град$	60	30	150	150	150	60	30	150	150	150
$\alpha_5, град$	300	270	210	270	300	300	270	210	270	300

Лабораторная работа №2

Тема: Определение опорных реакций двухопорных балок.

Цель работы: Уметь приводить произвольную плоскую систему сил к точке, определяя величины главного вектора и главного момента системы. Знать уравнения равновесия и уметь ими пользоваться при определении реакций в опорах балочных систем.

Расчетные формулы:

Виды опор балок и их реакции (рис. 2.1)

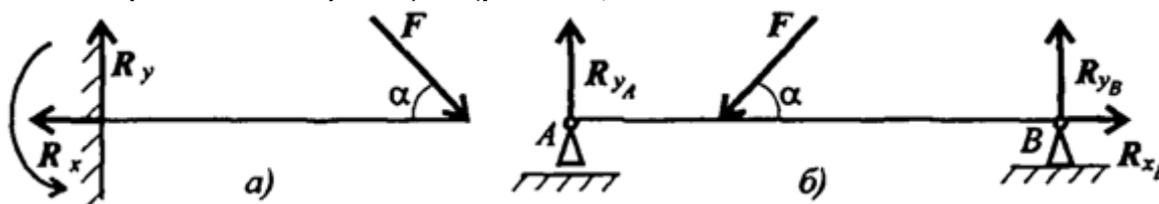


Рис.2

Моменты пары сил и силы относительно точки (рис. 2.2)

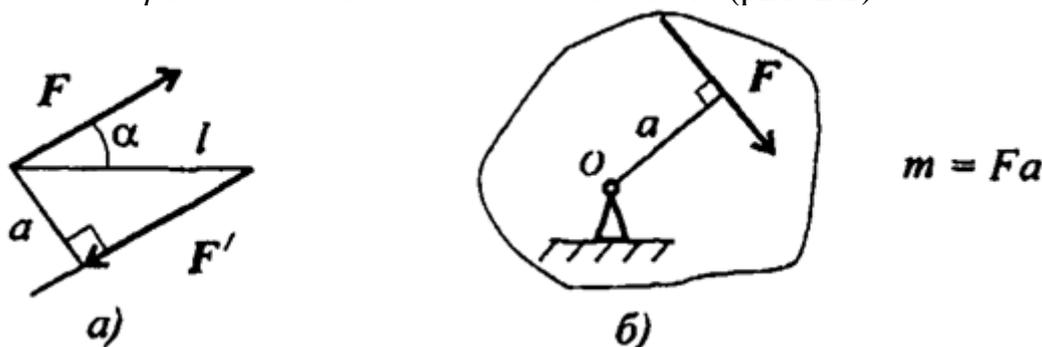


Рис.2.3

Главный вектор

$$F_{\text{гл}} = \sqrt{(\sum_0^n F_{kx})^2 + (\sum_0^n F_{ky})^2}$$

Главный момент

$$M_{\text{гл}O} = \sum_0^n m_{kO}$$

Условия равновесия

$$1. \sum_0^n F_{kx} = 0; \sum_0^n F_{ky} = 0; \sum_0^n m_{kA} = 0.$$

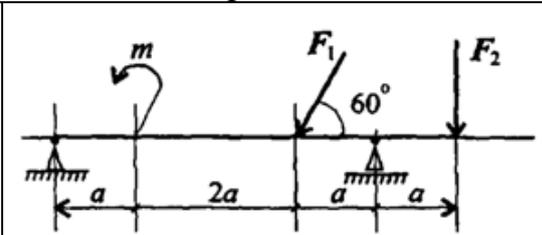
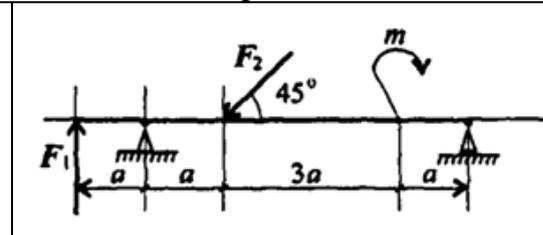
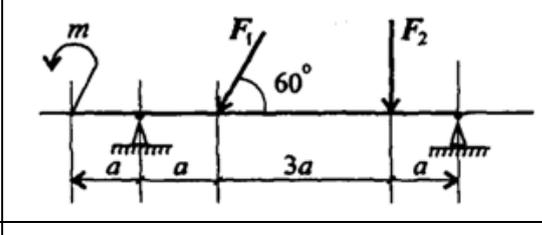
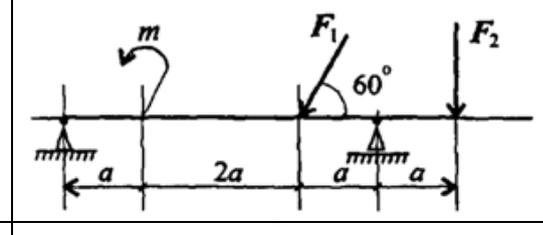
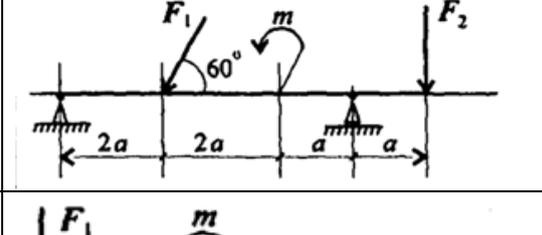
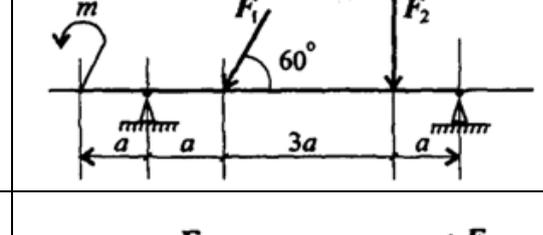
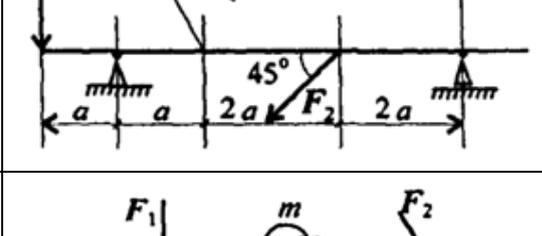
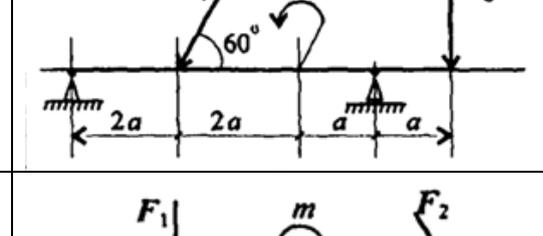
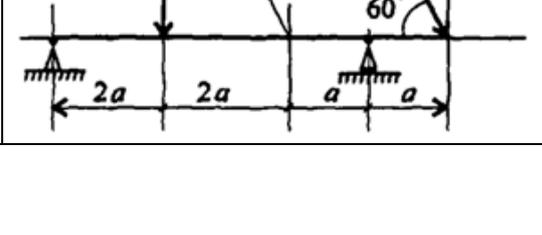
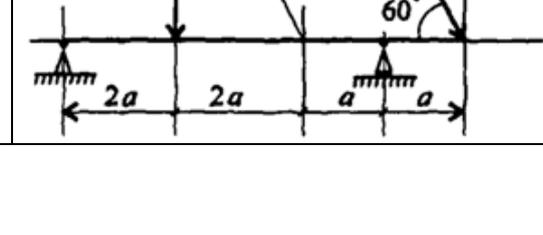
Проверка:
$$\sum_0^n m_{kB} = 0.$$

$$2. \sum_0^n F_{kx} = 0; \sum_0^n m_{kA} = 0; \sum_0^n m_{kB} = 0.$$

Проверка: $\sum_0^n F_{ky} = 0.$

Задание. Определить величины реакций для балки с шарнирными опорами. Провести проверку правильности решения.

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$F_1, \text{кН}$	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
$F_2, \text{кН}$	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5
$m, \text{кН}\cdot\text{м}$	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5
$\alpha, \text{м}$	0,3	0,3	0,3	0,3	0,3	0,2	0,2	0,2	0,2	0,2

№ варианта		№ варианта	
1		6	
2		7	
3		8	
4		9	
5		10	

Лабораторная работа №3

Тема: Определение центра тяжести составных плоских фигур.

Цель работы: Знать методы определения центра тяжести тела и плоских сечений, формулы для определения положения ЦТ плоских сечений

Уметь определять положение центра тяжести фигур, составленных из стандартных профилей.

Расчетные формулы:

Методы расчета:

- метод симметрии;
- метод разделения на простые части;
- метод отрицательных площадей.

Координаты центров тяжести сложных и составных сечений

$$X_c = \frac{\sum_{i=1}^n X_i \cdot S_i}{S}; Y_c = \frac{\sum_{i=1}^n Y_i \cdot S_i}{S}$$

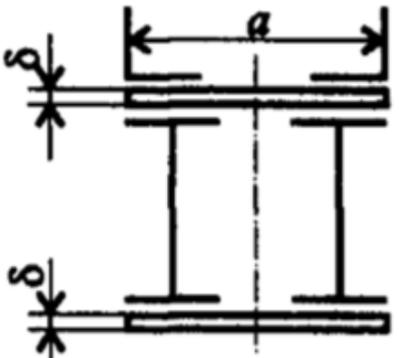
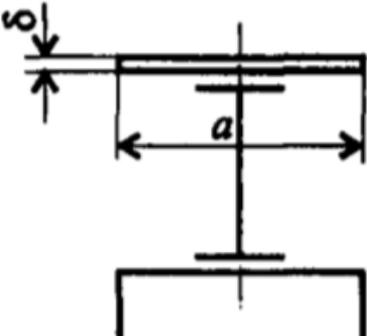
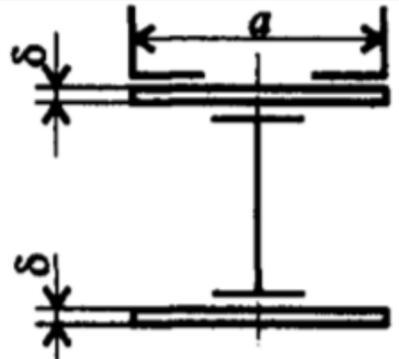
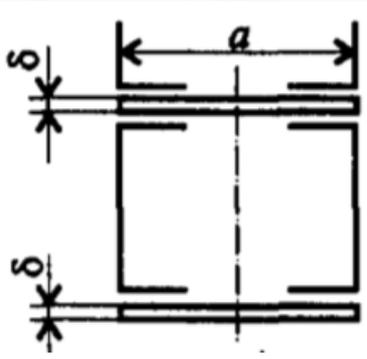
где S_i — площади частей сечения; X_i, Y_i — координаты ЦТ частей сечения; S — суммарная площадь сечения.

Геометрические характеристики стандартных прокатных профилей в ГОСТ.

Задание. Определить координаты центра тяжести составного сечения. Сечения состоят из листов с поперечными размерами $a \times \delta$ и прокатных профилей по ГОСТ 8239-89, ГОСТ 8240-89 и ГОСТ 8509-86. Уголок выбирается наименьшей толщины.

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
№ Швеллера	18	18а	20	20а	22	22а	24	24а	27	30
№ Двутавра	18	18а	20	20а	22	22а	24	24а	27	30
№ Уголка	8	8	9	9	10	10	11	11	125	14
a , мм	180	200	200	220	220	240	240	260	270	300
δ , мм	5	5	5	5	5	5	6	6	6	6

№ варианта		№ варианта	
1		6	
2		7	
3		8	

4		9	
5		10	

Лабораторная работа №4

Тема: Общие теоремы динамики. Принципы Даламбера

Цель работы: Знать зависимости для определения мощности при поступательном движении и КПД. Знать основные уравнения динамики при поступательном движении твердого тела. Уметь рассчитывать мощность с учетом потерь на трение и сил инерции. Уметь определять параметры движения с помощью теорем динамики.

Расчетные формулы:

Мощность при поступательном движении $P = Fv \cos \alpha$,

где F – постоянная сила, Н; v – скорость движения, м/с; α – угол между направлениями силы и перемещения.

Мощность при вращении $P = M\omega$,

где M – вращающий момент, Н·м; ω – угловая скорость, рад/с.

Коэффициент полезного действия $\text{КПД} = \frac{P_{\text{пол}}}{P_{\text{затр}}}$,

где $P_{\text{пол}}$ – полезная мощность, Вт; $P_{\text{затр}}$ – затраченная мощность, Вт.

Сила инерции $F_{\text{ин}} = -ma$, где a – ускорение точки, м/с²; m – масса, кг.

Основные уравнения динамики

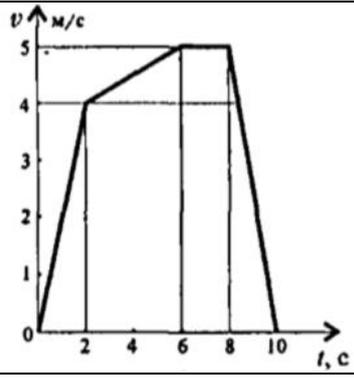
Поступательное движение твердого тела: $F = ma$.

Задание. Скорость кабины лифта массой m изменяется согласно графику. Определить величину натяжения каната, на котором подвешен лифт, при подъеме и опускании.

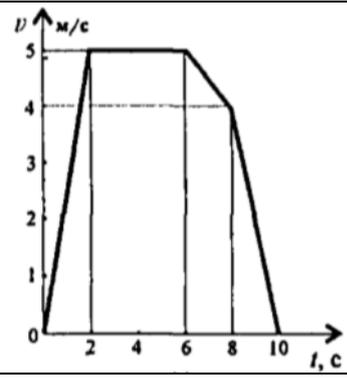
Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Масса m , кг	500	700	750	800	600	800	600	450	900	850
Вариант										
	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20
Масса m , кг	650	550	850	950	1000	450	450	500	600	800

№ варианта		№ варианта	
1, 20		6, 15	
2, 19		7, 14	
3, 18		8, 13	
4, 17		9, 12	

5,
16



10,
11



Лабораторная работа №5

Расчеты на прочность при растяжении и сжатии

Цели занятия: научиться производить проверочный расчет на прочность по заданной рабочей нагрузке и заданному размеру сечения, определять рабочее напряжение и сравнивать его с допускаемым напряжением.

Теоретическая часть

1. При растяжении (сжатии) прямого бруса в его поперечном сечении возникают продольные силы и нормальные напряжения, где F_{iz} – силы, действующие на брус по оси OZ, N_z – возникающие продольные силы, A – площадь поперечного сечения бруса. Силы F_{iz} , работающие на растяжение – положительные. Силы F_{iz} , работающие на сжатие – отрицательные. График изменения N_z по длине бруса – эпюра N_z , график изменения σ по длине бруса – эпюра σ . N_z определяется из уравнения равновесия для отсеченной части:

$$\sum_{\text{отсч}} Z_0 = 0, N_z = \sum_{\text{отсч}} F_{ij}$$

σ определяется по участкам (отсеченных частей)

$$\sigma = \frac{N_z}{A} \text{ (Па)}$$

2. Прочность бруса определяется величиной δ_{\max} и сравнивается с допустимым напряжением $[\sigma_p]$

$$\sigma = \frac{N_z}{A} \leq [\sigma]$$

Порядок выполнения:

1. Усвоить условие задания, сделать чертеж с указанием направлений сил, величин сечений бруса.

2. Разбить брус на участки с границами (начало, конец бруса, точки приложения сил)

Применяя метод сечения определить N_Z для каждого участка, применяя уравнение: $\sum_{\text{отсч}} Z_i = 0, N_Z = \sum_{\text{отсч}} F_{ij}$

Построить эпюру N_Z , обозначив на каждом участке значение N_Z . Расчет вести от свободного конца бруса

3. Разбить брус дополнительно на участки, где дополнительно границами могут быть изменения сечения бруса. Определить $\sigma = \frac{N_Z}{A}$ (Па) для каждого участка, включая дополнительные. Расчет вести от свободного конца бруса. Построить эпюру σ , обозначив на каждом участке значение σ

Построить по эпюре σ_{\max}

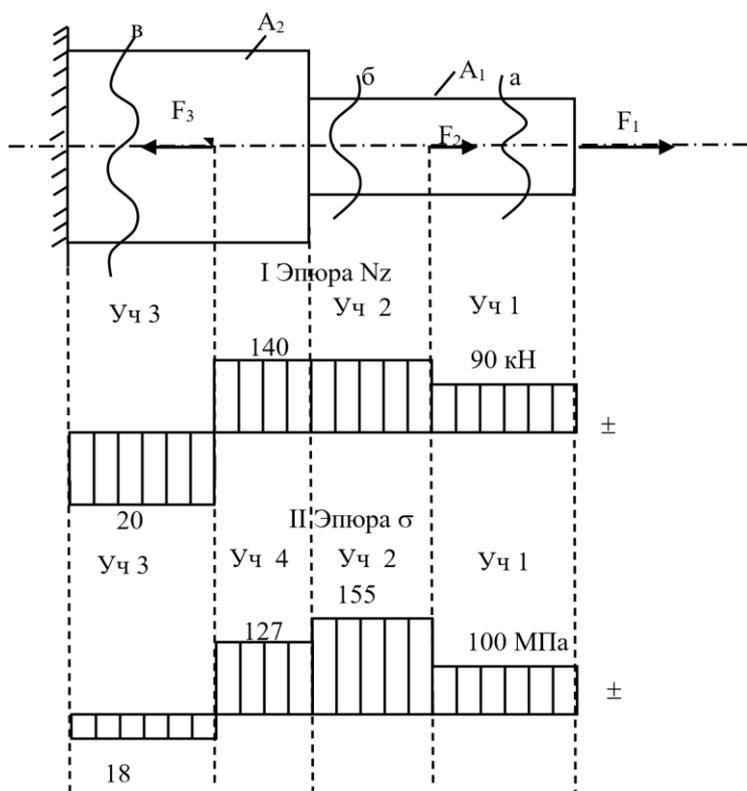
4. По условию прочности: $\sigma = \frac{N_Z}{A} \leq [\sigma]$ сравнить σ_{\max} с предельным значением $[\sigma]$ и определить: обеспечена ли прочность бруса при таких нагрузках, т.е. должна $\sigma_{\max} \leq [\sigma]$.

Пример:

Построить эпюры N_Z и σ для бруса со ступенчатым сечением. Определить: обеспечена ли прочность бруса при таких нагрузках, если:

$$[\sigma_p]=160 \text{ МПа}, A_1=9 \text{ см}^2, F_1=90\text{кН}, A_2=11 \text{ см}^2, F_2=50\text{кН}, F_3=160\text{кН}.$$

Расчет N_Z : $\sum_{\text{отсч}} Z_0, N_Z = \sum_{\text{отсч}} F_{ij}$



Участок 1

$$\Sigma Z=0; -N_1+F_1=0;$$

$$N_1 = F_1; N_1 = 90\text{кН}$$

Участок 2

$$\Sigma Z=0; -N_2+F_1 + F_2 =0;$$

$$N_2 = F_1+F_2; N_2 = 90+50=140\text{кН}$$

Участок 3

$$\Sigma Z=0; -N_3+F_1+ F_2 - F_3=0;$$

$$N_3 = F_1+F_2-F_3; N_3 = 90+50-160=-20\text{кН}$$

Строим эпюру N_z

$$\text{Расчет } \sigma = \frac{N_z}{A} \text{ (Па)}$$

$$\sigma_1 = \frac{N_1}{A_1} \leq [\sigma]$$

$$\sigma_1 = \frac{90 \text{ кН}}{9 \text{ см}^2} = \frac{90 \cdot 10^3 \text{ Н}}{9 \cdot 10^2 \text{ мм}^2} = 100 \text{ МПа}$$

Участок 2,

$$\sigma_2 = \frac{N_2}{A_1} = \frac{140 \text{ кН}}{9 \text{ см}^2} = 155 \text{ МПа}$$

Участок 3

$$\sigma_3 = \frac{N_3}{A_2} = \frac{-20 \text{ кН}}{11 \text{ см}^2} = -18 \text{ МПа}$$

Участок 4

$$\sigma_4 = \frac{N_2}{A_2} = \frac{140 \text{ кН}}{11 \text{ см}^2} = 127 \text{ МПа}$$

Строим эпюру σ .

$$\sigma_{\max} = 155 \text{ МПа}$$

$$: \sigma = \frac{N_z}{A} \leq [\sigma] ; \sigma_{\max} = 155 \text{ МПа}; [\sigma_p] = 160 \text{ МПа}$$

A

$\sigma_{\max} < [\sigma]$ - прочность бруса обеспечена

Контрольные вопросы:

1. Какой внутренний силовой фактор и какое напряжение рассматриваются при деформации растяжения (сжатия)?
2. Как проверяется правильность построения эпюры продольных сил?
3. Что называется опасным сечением?
4. Как изменится масса конструкции, если при подборе ее сечения уменьшить коэффициент запаса прочности?

Задание к карточкам:

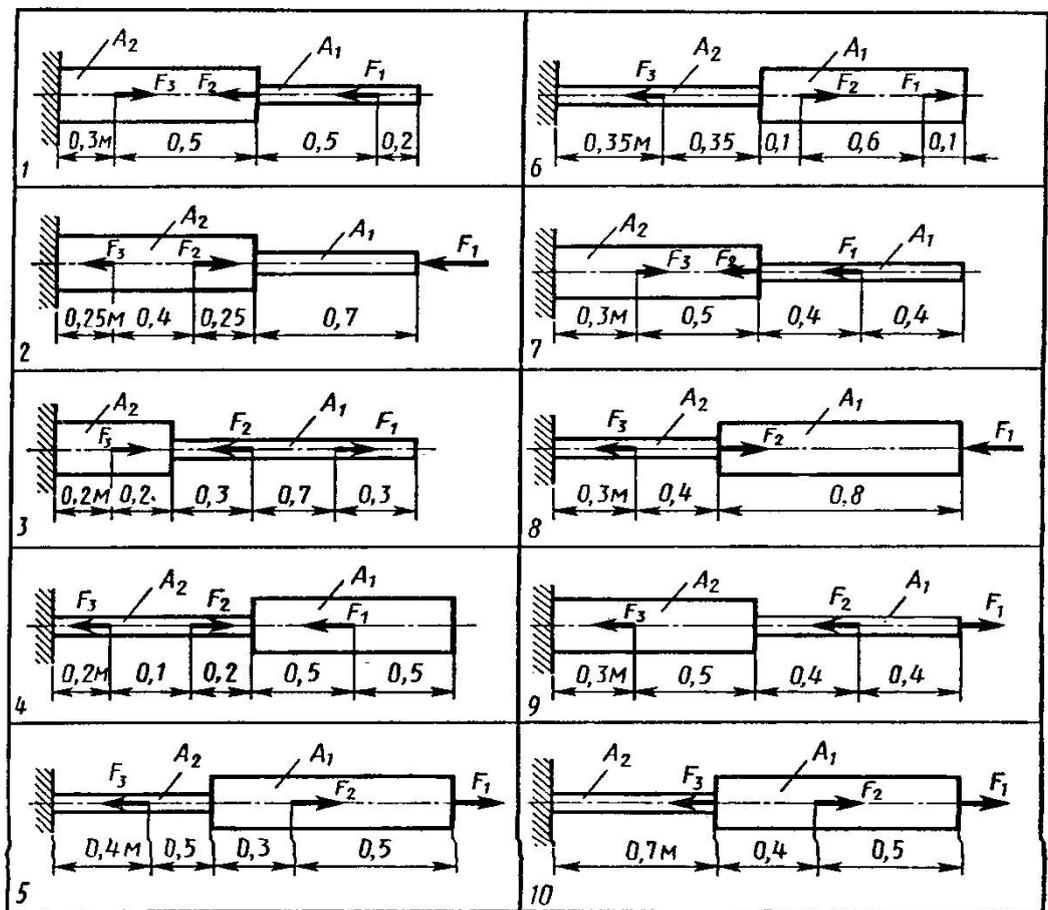
Построить по длине бруса эпюры продольных сил, нормальных напряжений и перемещений поперечных сечений. Вычислить коэффициент запаса по отношению к пределу текучести, если материал бруса сталь Ст.3 .

Допускаемое нормальное напряжение 240 МПа.

Таблица данных к заданию

Вариант	F1	F2	F3	A1	A2
	кН			см ²	
1 (рис.1)	30	10	5	1,8	2,6
2 (рис.2)	16	15	10	1,1	1,8
3 (рис.3)	17	13	8	1,0	2,1
4 (рис.4)	14	16	11	1,8	0,9
5 (рис.5)	27	14	8	2,8	1,7
6 (рис.6)	24	11	6	2,3	1,3
7 (рис.7)	18	12	5	1,1	1,7
8 (рис.8)	26	13	7	2,3	1,6
9 (рис.9)	36	20	12	3,4	2,5
10 (рис.10)	32	16	9	2,5	1,8
11 (рис.1)	31	14	6	1,2	1,3

12 (рис.2)	33	17	9	1,3	1,5
13 (рис.3)	15	9	7	1,5	1,8
14 (рис.4)	19	15	8	1,4	1,9
15 (рис.5)	21	16	10	1,6	1,4
16 (рис.6)	22	13	11	1,7	1,6
17 (рис.7)	23	18	13	1,8	1,9
18 (рис.8)	25	17	10	1,9	2,0
19 (рис.9)	28	19	8	2,1	1,7
20 (рис.10)	29	20	9	2,3	1,9



Лабораторная работа №6

Выполнение расчетов на срез и смятие

Цель: Научиться выполнять расчет всех видов соединений.

Краткие теоретические сведения

Условие прочности при смятии:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

Деформацию смятия испытывают болты, штифты, заклепки, шпонки и другие крепежные детали.

Условие прочности при сдвиге (срезе):

$$\tau = \frac{Q}{A_{\text{ср}}} \leq [\tau_{\text{ср}}]$$

Выполнить следующие задания согласно своему варианту:

<p>Вариант 1: Задание 1 рисунок 1. Листы соединены болтом, поставленным без зазора. Соединение нагружено растягивающей силой $F=50,4$ кН, $d_c=21$ мм, $l=45$ мм, $\delta=20$ мм</p> <p>Задание 2 рисунок 1. Рассчитать площадь смятия, данные взять из задания 1.</p> <p>Задание 3 рисунок 2. Из расчета заклепок на срез определить допускаемую нагрузку на соединение- $d=6$мм, $\delta_1=18$ мм, $\delta_2=20$ мм, $[\tau_{ср}]=100$ МПа, $[\sigma_{см}]=240$ МПа</p>	<p>Вариант 11: Задание 1 рисунок 7. Шпилька $d=16$ мм удерживает стальной лист I ($\delta=10$ мм, ширина листа $s=80$ мм). Рассчитать величину площади среза шпильки под действием силы F.</p> <p>Задание 2 рисунок 7. Рассчитать площадь смятия стального листа под действием растягивающей силы. Данные взять из задания 1.</p> <p>Задание 3 рисунок 4. Из расчета на смятие определить количество заклепок, необходимое для передачи внешней силы. $F=120$ кН, $[\tau_{ср}]=80$ МПа, $[\sigma_{см}]=240$ МПа $d=20$ мм.</p>
<p>Вариант 2: Задание 1 рисунок 3. Стержни I и II соединены штифтом III и нагружены растягивающими силами. Рассчитать величину площади среза штифта.</p> <p>Задание 2 рисунок 3. Рассчитать величину площади смятия штифта.</p> <p>Задание 3 рисунок 6. Из расчета на смятие определить количество заклепок, необходимое для передачи внешней силы. $F=200$ кН, $[\tau_{ср}]=140$ МПа, $[\sigma_{см}]=280$ МПа $d=24$ мм.</p>	<p>Вариант 12: Задание 1 рисунок 1. Листы соединены болтом, поставленным без зазора. Соединение нагружено растягивающей силой $F=60$ кН, $d_c=26$ мм, $l=40$ мм, $\delta=15$ мм</p> <p>Задание 2 рисунок 1. Рассчитать площадь смятия, данные взять из задания 1.</p> <p>Задание 3 рисунок 8. Из расчета на срез заклепочного соединения определить потребное количество заклепок $F=363$ кН, $\delta_1=10$ мм, $\delta_2=20$ мм, $[\tau_{ср}]=100$ МПа, $[\sigma_{см}]=240$ МПа $d=17$ мм.</p>

<p>Вариант 3: Задание 1 рисунок 5. Стержни I и II соединены штифтом III и нагружены растягивающими силами. Рассчитать величину площади среза штифта.</p> <p>Задание 2 рисунок 5. Рассчитать величину площади смятия штифта.</p> <p>Задание 3 рисунок 10. Из расчета на срез заклепочного соединения определить необходимое количество заклепок. $F=100$ кН, $\delta_1=28$ мм, $\delta_2=50$ мм, $[\tau_{ср}]=140$ МПа, $[\sigma_{см}]=240$ МПа $d=21$ мм.</p>	<p>Вариант 13: Задание 1 рисунок 9. Болт нагружен растягивающей силой. Определить величину расчетной площади среза головки болта под действием силы F. $H=25$ мм, $h=10$ мм, $d=12$ мм, $D=20$ мм.</p> <p>Задание 2 рисунок 9. Привести формулу для расчета болта на срез под действием внешней силы</p> <p>Задание 3 рисунок 2 Из расчета заклепок на срез определить допускаемую нагрузку на соединение- $d=8$ мм, $\delta_1=20$ мм, $\delta_2=24$ мм, $[\tau_{ср}]=120$ МПа, $[\sigma_{см}]=260$ МПа</p>
<p>Вариант 4: Задание 1 рисунок 1. Листы соединены болтом, поставленным без зазора. Соединение нагружено растягивающей силой $F=52$ кН, $d_c=18$ мм, $l=42$ мм, $\delta=16$ мм</p> <p>Задание 2 рисунок 1. Рассчитать площадь смятия, данные взять из задания 1.</p> <p>Задание 3 рисунок 4. Из расчета на смятие определить количество заклепок, необходимое для передачи внешней силы. $F=160$ кН, $[\tau_{ср}]=100$ МПа, $[\sigma_{см}]=280$ МПа $d=22$ мм.</p>	<p>Вариант 14: Задание 1 рисунок 1. Листы соединены болтом, поставленным без зазора. Соединение нагружено растягивающей силой $F=62$ кН, $d_c=25$ мм, $l=47$ мм, $\delta=18$ мм</p> <p>Задание 2 рисунок 1. Рассчитать площадь смятия, данные взять из задания 1.</p> <p>Задание 3 рисунок 6. Из расчета на смятие определить количество заклепок, необходимое для передачи внешней силы. $F=160$ кН, $[\tau_{ср}]=100$ МПа, $[\sigma_{см}]=220$ МПа $d=18$ мм.</p>

<p>Вариант 5: Задание 1 рисунок 7. Шпилька $d=18$ мм удерживает стальной лист I ($\delta=12$ мм, ширина листа $s=90$ мм). Рассчитать величину площади среза шпильки под действием силы F.</p> <p>Задание 2 рисунок 7. Рассчитать площадь смятия стального листа под действием растягивающей силы. Данные взять из задания 1.</p> <p>Задание 3 рисунок 8. Из расчета на срез заклепочного соединения определить потребное количество заклепок $F=363$ кН, $\delta_1=10$ мм, $\delta_2=20$ мм, $[\tau_{ср}]=100$ МПа, $[\sigma_{см}]=240$ МПа $d=17$ мм.</p>	<p>Вариант 15: Задание 1 рисунок 5. Стержни I и II соединены штифтом III и нагружены растягивающими силами. Рассчитать величину площади среза штифта.</p> <p>Задание 2 рисунок 5. Рассчитать величину площади смятия штифта.</p> <p>Задание 3 рисунок 10. Из расчета на срез заклепочного соединения определить необходимое количество заклепок. $F=80$ кН, $\delta_1=24$ мм, $\delta_2=46$ мм, $[\tau_{ср}]=100$ МПа, $[\sigma_{см}]=240$ МПа $d=18$ мм.</p>
<p>Вариант 6: Задание 1 рисунок 9. Болт нагружен растягивающей силой. Определить величину расчетной площади среза головки болта под действием силы F. $H=27$ мм, $h=12$ мм, $d=14$ мм, $D=22$ мм.</p> <p>Задание 2 рисунок 9. Привести формулу для расчета болта на срез под действием внешней силы</p> <p>Задание 3 рисунок 2 Из расчета заклепок на срез определить допускаемую нагрузку на соединение- $d=4$ мм, $\delta_1=14$ мм, $\delta_2=16$ мм, $[\tau_{ср}]=80$ МПа, $[\sigma_{см}]=180$ МПа</p>	<p>Вариант 16: Задание 1 рисунок 1. Листы соединены болтом, поставленным без зазора. Соединение нагружено растягивающей силой $F=55$ кН, $d_c=23$ мм, $l=60$ мм, $\delta=20$ мм</p> <p>Задание 2 рисунок 1. Рассчитать площадь смятия, данные взять из задания 1.</p> <p>Задание 3 рисунок 4. Из расчета на смятие определить количество заклепок, необходимое для передачи внешней силы. $F=180$ кН, $[\tau_{ср}]=120$ МПа, $[\sigma_{см}]=280$ МПа $d=26$ мм.</p>

<p>Вариант 7: Задание 1 рисунок 1. Листы соединены болтом, поставленным без зазора. Соединение нагружено растягивающей силой $F=62$ кН, $d_c=27$ мм, $l=44$ мм, $\delta=24$ мм</p> <p>Задание 2 рисунок 1. Рассчитать площадь смятия, данные взять из задания 1.</p> <p>Задание 3 рисунок 6. Из расчета на смятие определить количество заклепок, необходимое для передачи внешней силы. $F=180$ кН, $[\tau_{cp}]=80$ МПа, $[\sigma_{cm}]=240$ МПа $d=16$ мм.</p>	<p>Вариант 17: Задание 1 рисунок 9. Болт нагружен растягивающей силой. Определить величину расчетной площади среза головки болта под действием силы F. $H=23$ мм, $h=8$ мм, $d=10$ мм, $D=16$ мм.</p> <p>Задание 2 рисунок 9. Привести формулу для расчета болта на срез под действием внешней силы</p> <p>Задание 3 рисунок 8. Из расчета на срез заклепочного соединения определить потребное количество заклепок $F=363$ кН, $\delta_1=10$ мм, $\delta_2=20$ мм, $[\tau_{cp}]=100$ МПа, $[\sigma_{cm}]=240$ МПа $d=17$ мм.</p>
<p>Вариант 8: Задание 1 рисунок 9. Болт нагружен растягивающей силой. Определить величину расчетной площади среза головки болта под действием силы F. $H=31$ мм, $h=16$ мм, $d=18$ мм, $D=26$ мм.</p> <p>Задание 2 рисунок 9. Привести формулу для расчета болта на срез под действием внешней силы</p> <p>Задание 3 рисунок 10. Из расчета на срез заклепочного соединения определить необходимое количество заклепок. $F=60$ кН, $\delta_1=23$ мм, $\delta_2=44$ мм, $[\tau_{cp}]=100$ МПа, $[\sigma_{cm}]=240$ МПа $d=15$ мм.</p>	<p>Вариант 18: Задание 1 рисунок 3. Стержни I и II соединены штифтом III и нагружены растягивающими силами. Рассчитать величину площади среза штифта.</p> <p>Задание 2 рисунок 3. Рассчитать величину площади смятия штифта.</p> <p>Задание 3 рисунок 2 Из расчета заклепок на срез определить допускаемую нагрузку на соединение- $d=10$ мм, $\delta_1=22$ мм, $\delta_2=28$ мм, $[\tau_{cp}]=160$ МПа, $[\sigma_{cm}]=280$ МПа</p>

<p>Вариант 9: Задание 1 рисунок 1. Листы соединены болтом, поставленным без зазора. Соединение нагружено растягивающей силой $F=66$ кН, $d_c=32$ мм, $l=48$ мм, $\delta=30$ мм</p> <p>Задание 2 рисунок 1. Рассчитать площадь смятия, данные взять из задания 1.</p> <p>Задание 3 рисунок 4. Из расчета на смятие определить количество заклепок, необходимое для передачи внешней силы. $F=160$ кН, $[\tau_{cp}]=120$ МПа, $[\sigma_{cm}]=260$ МПа $d=16$ мм.</p>	<p>Вариант 19: Задание 1 рисунок 1. Листы соединены болтом, поставленным без зазора. Соединение нагружено растягивающей силой $F=32$ кН, $d_c=14$ мм, $l=34$ мм, $\delta=10$ мм</p> <p>Задание 2 рисунок 1. Рассчитать площадь смятия, данные взять из задания 1.</p> <p>Задание 3 рисунок 6. Из расчета на смятие определить количество заклепок, необходимое для передачи внешней силы. $F=120$ кН, $[\tau_{cp}]=80$ МПа, $[\sigma_{cm}]=240$ МПа $d=20$ мм.</p>
<p>Вариант 10: Задание 1 рисунок 7. Шпилька $d=22$ мм удерживает стальной лист I ($\delta=16$ мм, ширина листа $s=100$ мм). Рассчитать величину площади среза шпильки под действием силы F.</p> <p>Задание 2 рисунок 7. Рассчитать площадь смятия стального листа под действием растягивающей силы. Данные взять из задания 1.</p> <p>Задание 3 рисунок 8. Из расчета на срез заклепочного соединения определить потребное количество заклепок $F=363$ кН, $\delta_1=10$ мм, $\delta_2=20$ мм, $[\tau_{cp}]=100$ МПа, $[\sigma_{cm}]=240$ МПа $d=17$ мм.</p>	<p>Вариант 20: Задание 1 рисунок 7. Шпилька $d=14$ мм удерживает стальной лист I ($\delta=8$ мм, ширина листа $s=60$ мм). Рассчитать величину площади среза шпильки под действием силы F.</p> <p>Задание 2 рисунок 7. Рассчитать площадь смятия стального листа под действием растягивающей силы. Данные взять из задания 1.</p> <p>Задание 3 рисунок 10. Из расчета на срез заклепочного соединения определить необходимое количество заклепок. $F=50$ кН, $\delta_1=21$ мм, $\delta_2=40$ мм, $[\tau_{cp}]=100$ МПа, $[\sigma_{cm}]=240$ МПа $d=13$ мм.</p>

Рисунок 1

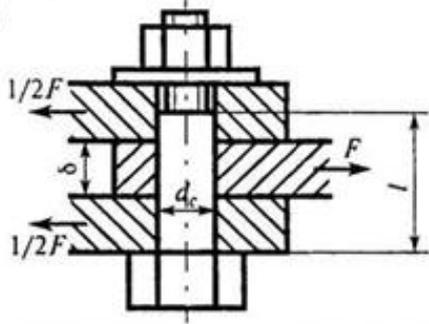


Рисунок 2

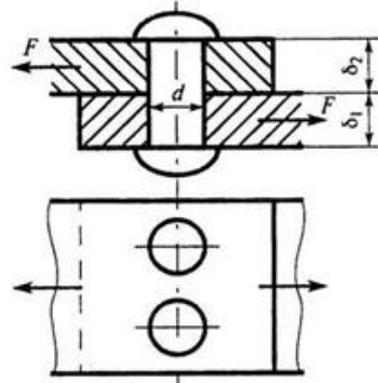


Рисунок 3

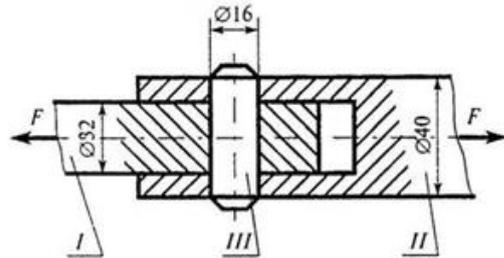


Рисунок 4

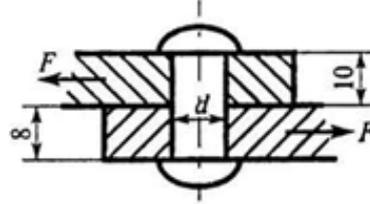


Рисунок 5

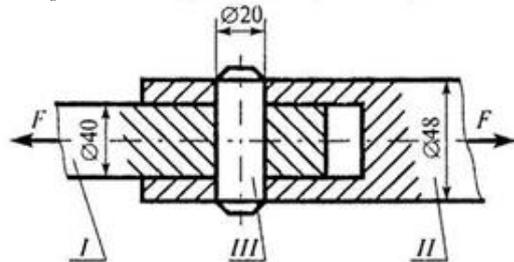


Рисунок 6

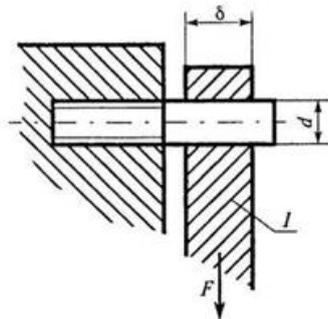
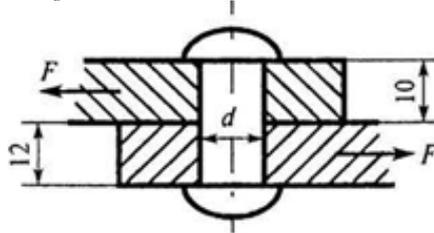


Рисунок 8

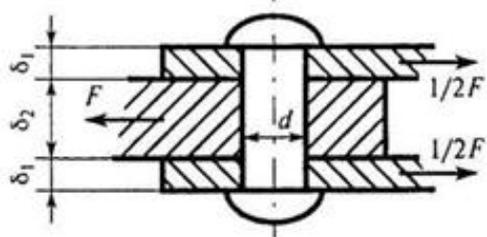


Рисунок 7

Рисунок 9

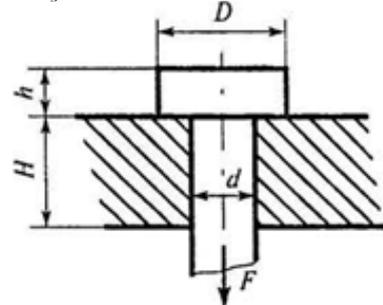
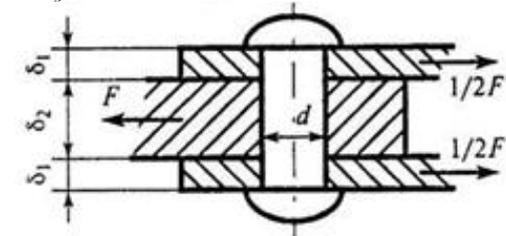


Рисунок 10



Лабораторная работа №7

Тема: Расчеты на прочность и жесткость при кручении

Цель работы: Знать формулы для расчета напряжений в точке поперечного сечения бруса, условия прочности и жесткости при кручении. Уметь выполнять проектировочные и проверочные расчеты круглого бруса для статически определимых систем, проводить проверку на жесткость.

Расчетные формулы:

Распределение касательных напряжений по сечению при кручении (рис. 7)

Касательное напряжение в точке А:

$$\tau_A = \frac{M_k \rho_A}{J_\rho},$$

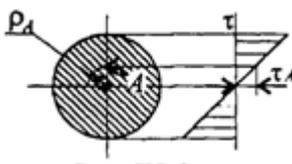


рис. 7

Где ρ_A – расстояние от точки А до центра сечения.

Условия прочности при кручении

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_\rho} \leq [\tau_k]; \quad W_\rho = \frac{\pi d^3}{16} \approx 0,2d^3 (\text{круг}),$$

$$W_\rho = \frac{\pi d^3}{16} (1 - c^4) (\text{кольцо}),$$

M_k – крутящийся момент в сечении, Н·м, Н·мм;

W_ρ – момент сопротивления при кручении, м³, мм³;

$[\tau_k]$ – допускаемое напряжение при кручении, Н/мм², Н/мм².

Проектировочный расчет, определение размеров поперечного сечения

Сечение – круг: $d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2[\tau_k]}}$.

Сечение – кольцо: $d \geq \sqrt[3]{\frac{M_k}{0,2(1-c^4)[\tau_k]}}$,

где d – наружный диаметр круглого сечения;

$d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр кольцевого сечения; $c = d_{\text{вн}}/d$.

Определение рационального расположения колес по валу.

Рациональное расположение колес – расположение, при котором максимальное значение крутящегося момента на валу – наименьшее из возможных.

Для экономии металла сечение бруса рекомендуется выполнить кольцевым.

Условия жесткости при кручении

$$\varphi_0 = \frac{M_k}{GJ_p} \leq [\varphi_0]; \quad G \approx 0,4E,$$

G – модуль упругости при сдвиге, $\frac{H}{\text{м}^2}, \frac{H}{\text{мм}^2}$;

E – модуль упругости при растяжении, $H/\text{м}^2, H/\text{мм}^2$.

$[\varphi_0]$ – допускаемый угол закручивания, $[\varphi_0] \cong 0,5 \div 1$ град/м;

J_p – полярный момент инерции в сечении, $\text{м}^4, \text{мм}^4$.

Проектировочный расчет, определение наружного диаметра сечения

$$J_p \geq \frac{M_k}{G[\varphi_0]}; \quad J_p = \frac{\pi d^4}{32} \approx 0,1d^4 (\text{круг}); \quad d \geq \sqrt[4]{\frac{32J_p}{\pi}}.$$

$$J_p = \frac{\pi d^4}{32} (1 - c^4) (\text{кольцо}); \quad d \geq \sqrt[4]{\frac{32J_p}{\pi(1 - c^4)}}.$$

Задание. Для стального вала круглого поперечного сечения определить значение внешних моментов, соответствующих передаваемым мощностям, и уравновешенный момент.

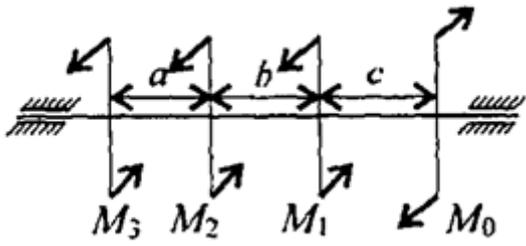
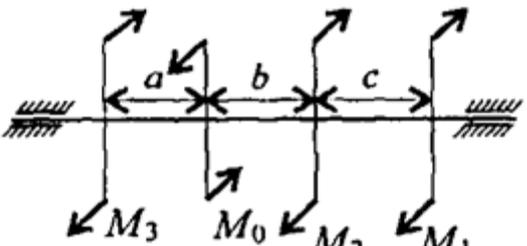
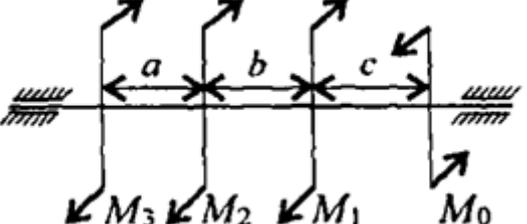
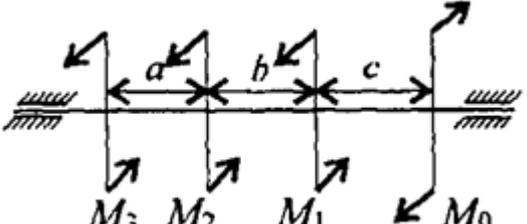
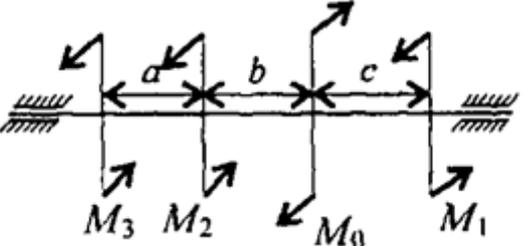
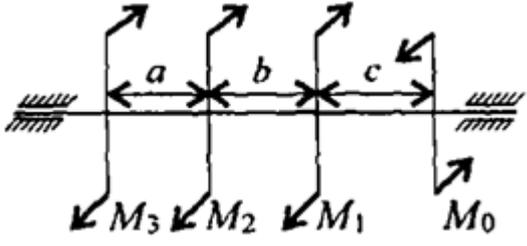
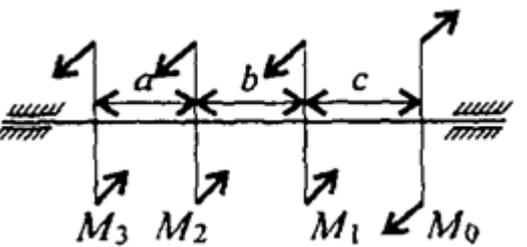
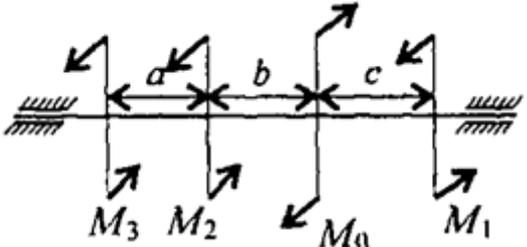
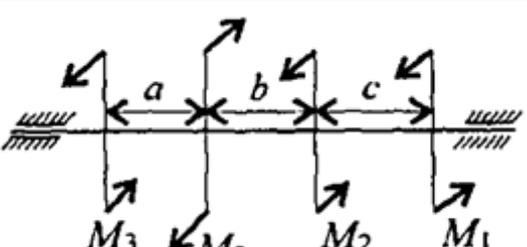
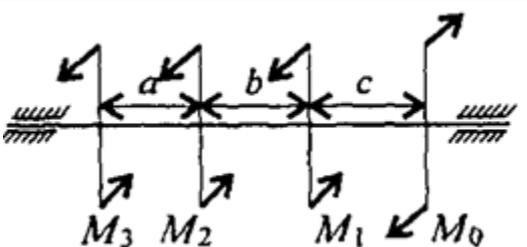
Построить эпюру крутящих моментов по длине вала.

Определить диаметры вала по сечениям из расчетов на прочность и жесткость. Полученный больший результат округлить.

При расчете использовать следующие данные: вал вращается с угловой скоростью 25 рад/с; металл вала – сталь, допускаемое напряжение кручения 30 МПа, модуль упругости при сдвиге $8 \cdot 10^4$ МПа; допускаемый угол закручивания $[\varphi_0] = 0,02$ рад/м.

Провести расчет для вала кольцевого сечения, приняв $c = 0,9$. Сделать выводы о целесообразности выполнения вала, круглого или кольцевого сечения, сравнив площади поперечных сечений.

Параметр	Вариант									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
$a = b = c, \text{ м}$	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0
$P_1, \text{ кВт}$	2,1	2,2	2,3	2,4	2,5	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0
$P_2, \text{ кВт}$	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5
$P_3, \text{ кВт}$	3,1	3,2	3,3	3,4	3,5	3,6	3,7	3,8	3,9	4,0

№ варианта	№ варианта
1 	6 
2 	7 
3 	8 
4 	9 
5 	10 

Лабораторная работа №8

Определение осевых моментов инерции составных сечений.

Цель работы - определить наиболее рациональную форму поперечного сечения балки при изгибе.

Теоретическое обоснование

Наиболее рациональны для балок из пластичных материалов сечения, симметричные относительно нейтральной оси, у которых основная масса материала располагается вдали от нейтральной оси, в местах возникновения наибольших нормальных напряжений. Поэтому для балок из металла, сопротивляющегося одинаково растяжению и сжатию, часто сечения выбирают в виде двутавра (рис. 7.1, а), швеллера (рис. 7.1, б); часто применяются сварные балки (рис. 7.1, в).

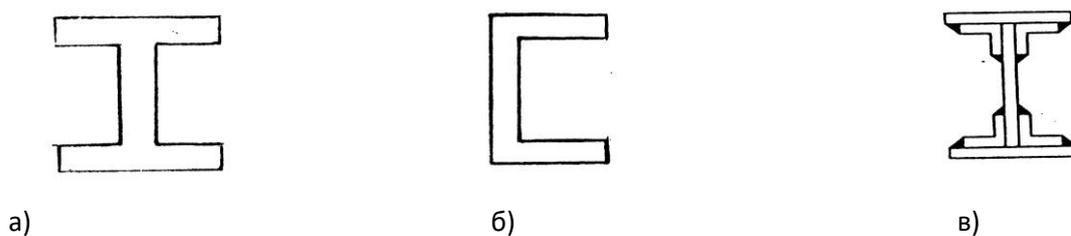
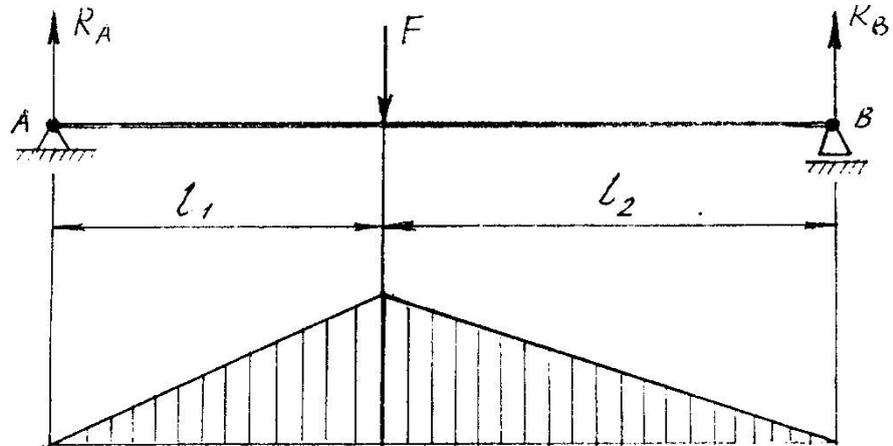


Рис. 7.1

Чтобы выявить наиболее рациональную форму сечения балки, необходимо произвести расчеты на прочность при изгибе балок одинаковой заданной длины и при одинаковых условиях нагружения, но с различными формами поперечных сечений и сравнить площади этих сечений. При заданной длине балки затрата материала прямо пропорциональна площади поперечного сечения. Следовательно, наиболее рациональной формой поперечного сечения балки будет та, площадь которой наименьшая.

Ход работы

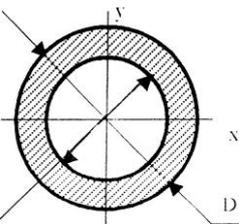
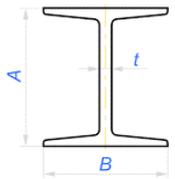
1. Постройте эпюры изгибающих моментов для балки, изображенной на чертеже



2. Определите осевой момент сопротивления $W_x = \frac{M_{max}}{[\sigma]}$ из условия прочности балки, где допускаемое напряжение при изгибе $[\sigma] = 150$ МПа.

3. Определите размеры поперечных сечений балок и площади её поперечного сечения

	<p>А) прямоугольник</p> $\frac{h}{b} = 2 \rightarrow h = 2b$ $W_x = \frac{bh^2}{6} = \frac{4b^3}{6} = \frac{2b^3}{3}, \text{ откуда определяем } b$ $b = \sqrt[3]{\frac{3W_x}{2}}$
	<p>Б) круг</p> $W_x = \frac{\pi d^3}{32}, \text{ откуда определяем } d$ $d = \sqrt[3]{\frac{32W_x}{\pi}}$ <p>Площадь круга</p> $A_k = \frac{\pi d^2}{4}$
<p>В) кольцо</p>	

	$c = \frac{d}{D} = 0.8 \rightarrow d = D \cdot 0.8$ $W_x = \frac{\pi d^3}{32} (1 - c^4), \text{ откуда определяем } D$ $D = \sqrt[3]{\frac{32W_x}{(1 - c^4)\pi}}$ <p style="text-align: center;">Площадь кольца</p> $A_{\text{кол}} = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2)$
	<p>г) двутавр По таблице прокатной стали ГОСТ 8239 – 72 выбираем номер № двутавра с ближайшим большим значением W_x и определяем площадь поперечного сечения балки.</p>

4. Определите соотношения расхода материала на единицу длины стальных балок, заданных типов поперечных сечений, и составьте таблицу отношений площадей сечений к площади двутавра.

Тип сечения	Площадь сечения $A_i, \text{ см}^2$	Отношение площадей A_i / A_1
Двутавр №		
Прямоугольник		
Круг		
Кольцо		

5. Сделать анализ полученных данных.

6. Таблица данных к заданию

Вариант	F, кН	$l_1, \text{ м}$	$l_2, \text{ м}$
1	20	2	3
2	40	1	2
3	50	1,5	3
4	30	3	2
5	60	1	0,5

6	25	1,5	3
7	35	1	1,5
8	45	2,5	1
9	55	1,5	2,5
10	25	2	2,5
11	25	1,5	2
12	35	2	1,5
13	45	2,5	3
14	65	3	1
15	15	3,5	2,5
16	20	1,5	2
17	35	2	1,5
18	45	3	2,5
19	45	3,5	1
20	60	2	1

Контрольные вопросы

1. В каких единицах измеряется осевой момент инерции сечения?
2. Какие внутренние силовые факторы, и какие напряжения рассматриваются при деформации изгиба?
3. Зависят ли значения нормальных напряжений от формы поперечных сечений балки?
4. В каких точках поперечного сечения балки возникают наибольшие нормальные напряжения?
5. Во сколько раз уменьшатся нормальные напряжения в прямоугольном сечении балки, если ее высота увеличится в два раза

Лабораторная работа №9

Тема: Расчеты на прочность при изгибе.

Цель работы: Знать распределение нормальных напряжений при чистом изгибе, расчетные формулы. Выполнять проектировочные и проверочные расчеты на прочность, выбирать рациональные формы поперечных сечений.

Расчетные формулы:

Распределение нормальных и касательных напряжений при изгибе

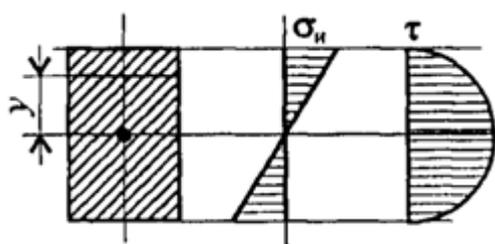


рис.9.1

$$\sigma_n = \frac{M_n y}{J_x};$$

$$\tau_{max} = \frac{1,5Q}{A},$$

где M_n – изгибающий момент в сечении; Q – поперечная сила в сечении;

y – расстояние до нейтрального слоя; J_x – осевой момент инерции сечения (рис. 9.1);

W_x – осевой момент сопротивления сечения; A – площадь сечения.

Условия прочности при изгибе

$$\sigma_n^{max} = \frac{M_n}{W_x} \leq [\sigma_n],$$

где $[\sigma_n]$ – допускаемое напряжение.

Задание.

Выполнить тестовые задания согласно своему варианту.

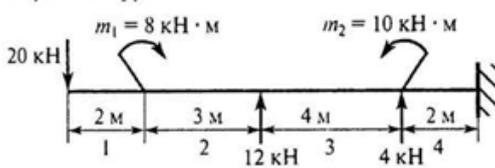
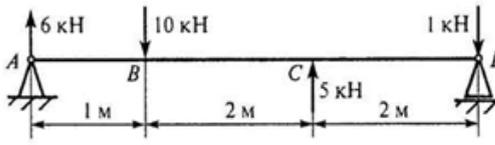
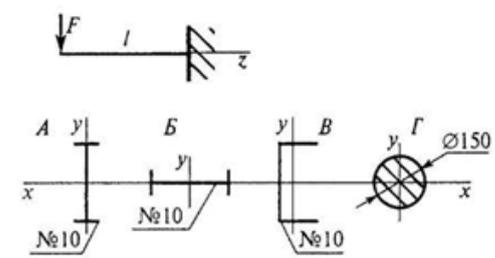
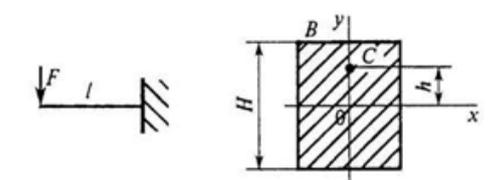
Вариант 1- тест 1	Вариант 6- тест 1	Вариант 11- тест 1	Вариант 16- тест 1
Вариант 2- тест 2	Вариант 7- тест 2	Вариант 12- тест 2	Вариант 17- тест 2
Вариант 3- тест 3	Вариант 8- тест 3	Вариант 13- тест 3	Вариант 18- тест 3
Вариант 4- тест 4	Вариант 9- тест 4	Вариант 14- тест 4	Вариант 19- тест 4

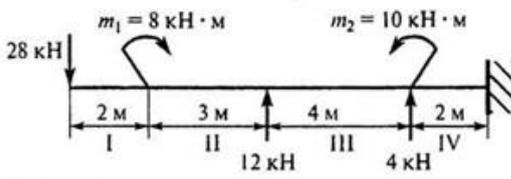
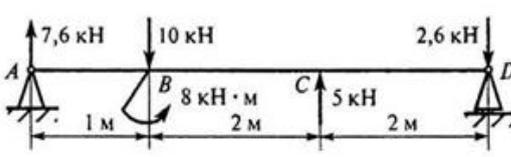
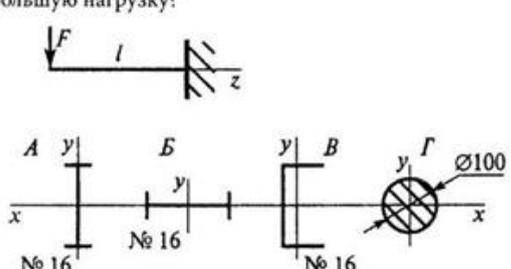
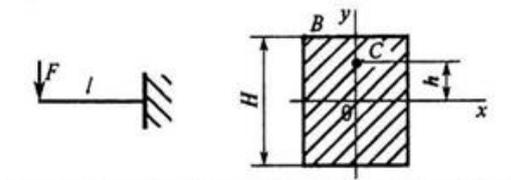
Тестовые задания

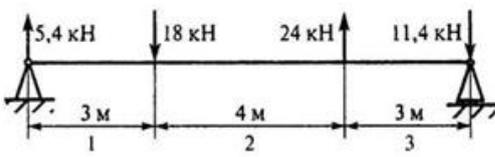
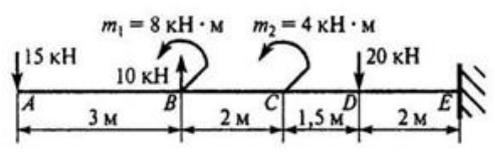
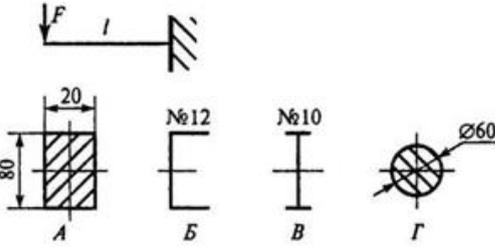
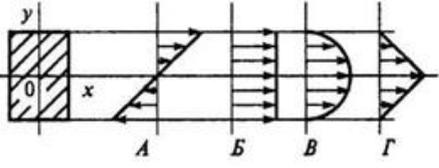
Изгиб . Расчеты на прочность при изгибе

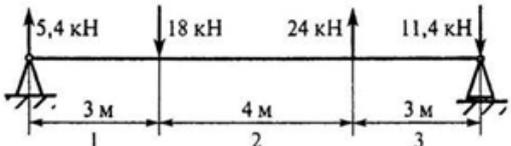
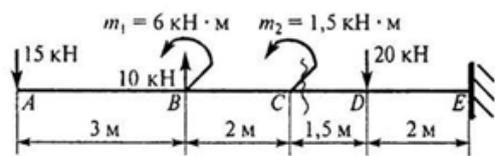
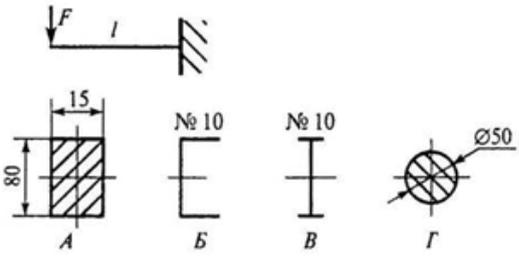
Вариант 1

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Определить поперечную силу в любом сечении на 2 участке балки.</p>	<p>21 кН</p> <p>39 кН</p> <p>14 кН</p> <p>25 кН</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>2. Вычислить величину изгибающего момента в сечении С.</p>	<p>37,8 кН·м</p> <p>72 кН·м</p> <p>34,2 кН·м</p> <p>24 кН·м</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>3. Для балки (вопрос 2) определить максимальное нормальное напряжение в сечении С. Сечение балки — швеллер № 22.</p>	<p>87,2 МПа</p> <p>101 МПа</p> <p>125 МПа</p> <p>178 МПа</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>4. При каком поперечном сечении балка выдержит большую нагрузку?</p>	<p>А</p> <p>Б</p> <p>В</p> <p>Г</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>5. Нормальное напряжение при изгибе в точке В поперечного сечения балки 100 МПа. Определить нормальное напряжение в точке С.</p> <p>$h = \frac{1}{4} H$.</p>	<p>110 МПа</p> <p>55 МПа</p> <p>70 МПа</p> <p>93,3 МПа</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Определить поперечную силу в любом сечении на 2 участке бруса.</p> 	<p>-20 кН</p> <p>8 кН</p> <p>12 кН</p> <p>4 кН</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>2. Вычислить величину изгибающего момента в сечении С.</p> 	<p>6 кН · м</p> <p>-2 кН · м</p> <p>10 кН · м</p> <p>5 кН · м</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>3. Для балки (вопрос 2) определить максимальное нормальное напряжение в сечении В. Сечение балки — швеллер № 16.</p>	<p>47 МПа</p> <p>64 МПа</p> <p>79 МПа</p> <p>102 МПа</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>4. При каком поперечном сечении балка выдержит большую нагрузку?</p> 	<p>А</p> <p>Б</p> <p>В</p> <p>Г</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>5. Нормальное напряжение при изгибе в точке В поперечного сечения балки 60 МПа. Определить нормальное напряжение в точке С.</p> <p>$h = \frac{1}{3}H$.</p> 	<p>120 МПа</p> <p>60 МПа</p> <p>40 МПа</p> <p>80 МПа</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Определить поперечную силу в любом сечении на 3 участке балки.</p> 	<p>20 кН</p> <p>-8 кН</p> <p>-16 кН</p> <p>4 кН</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>2. Вычислить величину изгибающего момента в сечении C.</p> 	<p>6 кН · м</p> <p>5,2 кН · м</p> <p>10 кН · м</p> <p>15 кН · м</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>3. Для балки (вопрос 2) определить максимальное нормальное напряжение в сечении B (слева). Сечение балки — швеллер № 10.</p>	<p>286 МПа</p> <p>96 МПа</p> <p>148 МПа</p> <p>218,4 МПа</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>4. При каком поперечном сечении балка выдержит большую нагрузку?</p> 	<p>A</p> <p>B</p> <p>B</p> <p>Г</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>5. Нормальное напряжение при изгибе в точке B поперечного сечения балки 120 МПа. Определить нормальное напряжение в точке C. $h = \frac{1}{4}H$.</p> 	<p>120 МПа</p> <p>60 МПа</p> <p>40 МПа</p> <p>80 МПа</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Определить поперечную силу в любом сечении на 2 участке балки.</p> 	<p>18 кН</p> <p>12,6 кН</p> <p>11,4 кН</p> <p>24 кН</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>2. Вычислить величину изгибающего момента в сечении D.</p> 	<p>94,5 кН · м</p> <p>62,5 кН · м</p> <p>74,5 кН · м</p> <p>109,5 кН · м</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>3. Для балки (вопрос 2) определить максимальное нормальное напряжение в сечении D. Сечение балки — швеллер № 40.</p>	<p>48,5 МПа</p> <p>78 МПа</p> <p>102 МПа</p> <p>147 МПа</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>4. Выбрать вариант поперечного сечения балки, при котором балка выдержит бо́льшую нагрузку.</p> 	<p>A</p> <p>Б</p> <p>B</p> <p>Г</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>5. Выбрать соответствующую эпюру распределения касательных напряжений по высоте сечения при поперечном изгибе.</p> 	<p>A</p> <p>Б</p> <p>B</p> <p>Г</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>

Вопросы	Ответы	Код
<p>1. Определить поперечную силу в любом сечении на 3 участке бруса.</p> 	<p>18 кН</p> <p>12,6 кН</p> <p>11,4 кН</p> <p>24 кН</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>2. Вычислить величину изгибающего момента в сечении C (справа).</p> 	<p>94,5 кН · м</p> <p>62,5 кН · м</p> <p>74,5 кН · м</p> <p>109,5 кН · м</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>3. Для балки (вопрос 2) определить максимальное нормальное напряжение в сечении C (справа). Сечение балки — двутавр № 30.</p>	<p>54,7 МПа</p> <p>67,2 МПа</p> <p>132 МПа</p> <p>154 МПа</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>4. Выбрать вариант поперечного сечения балки, при котором балка выдержит большую нагрузку.</p> 	<p>A</p> <p>B</p> <p>B</p> <p>Г</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>
<p>5. Выбрать соответствующую эпюру распределения касательных напряжений по высоте сечения при поперечном изгибе.</p> 	<p>A</p> <p>B</p> <p>B</p> <p>Г</p>	<p>1</p> <p>2</p> <p>3</p> <p>4</p>

Лабораторная работа №10

Расчет бруса круглого поперечного сечения при сочетании основных деформаций

Цель: Определить размеры бруса круглого поперечного сечения из условия его прочности.

Задание. При заданном значении $[\tau]$, определить диаметр вала из расчета на прочность и округлить его до ближайшей большей величины, соответственно равной: 30,35,40,45,50,60,70,80,90,100мм.

Порядок выполнения работы:

Условие прочности:

$$\tau \leq [\tau_k]; \tau_k \leq \frac{M_k}{W_p} \leq [\tau_k]$$

Необходимо определить крутящий момент в сечении вала и требуемое значение полярного момента сопротивления.

$$W_p = \frac{M_k}{[\tau_k]} \quad W_p = \frac{\pi d^3}{16} \quad d = \sqrt[3]{\frac{16W_p}{\pi}}$$

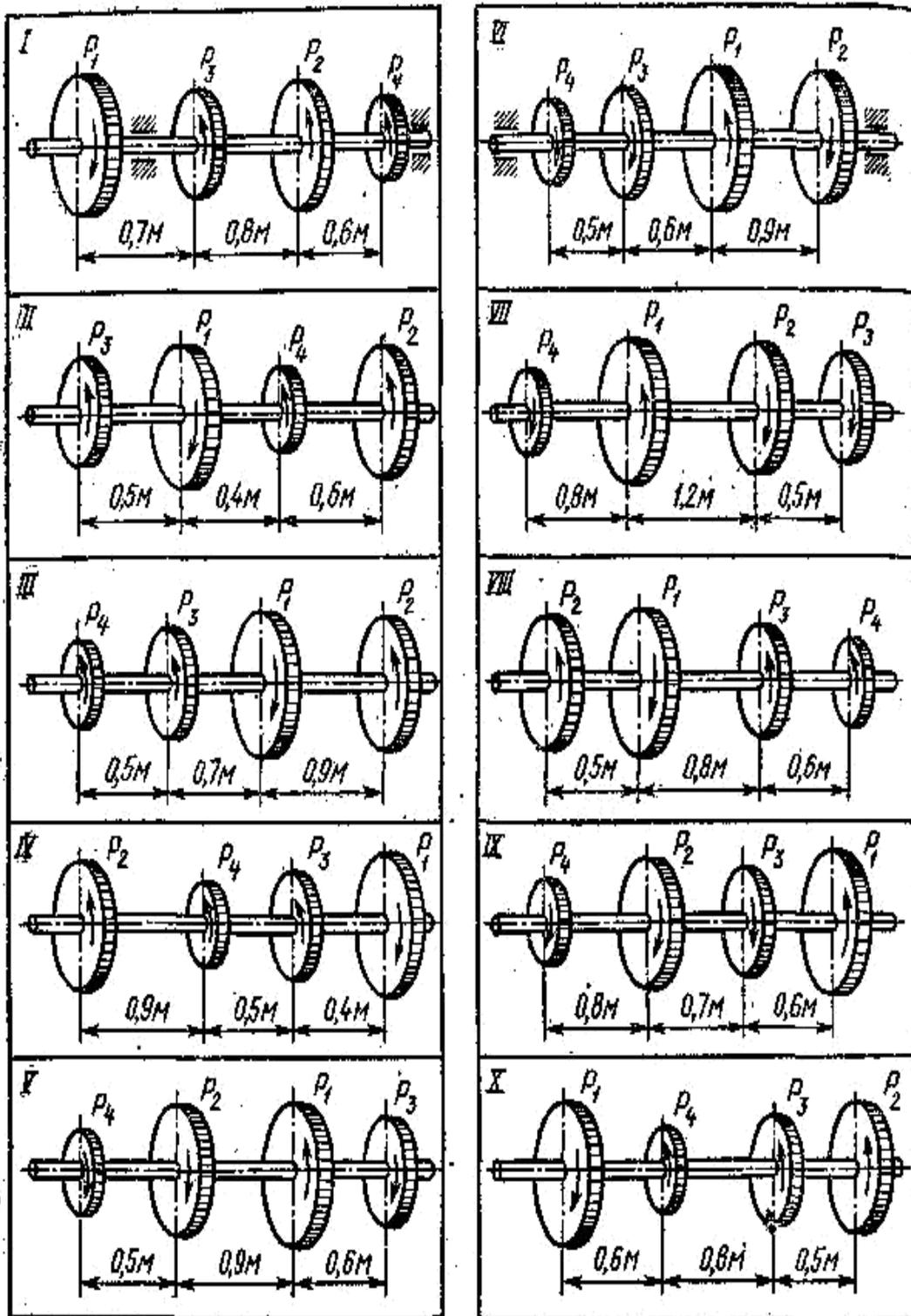
Полученное значение диаметра (мм) необходимо округлить до большего ближайшего четного значения или значения, оканчивающегося на 5.

Таблица *Характеристики сечений*

Геометрические характеристики	Круг	Кольцо
I_p	$\frac{\pi \cdot d^4}{32} = 0.1 \cdot d^4$	$0.1 \cdot d^3 \cdot (1 - c^4)$
W_p	$\frac{\pi \cdot d^3}{16} = 0.2 \cdot d^3$	$0.2 \cdot d^3 \cdot (1 - c^4)$

Варианты практических заданий

Мощность	Варианты / схема									
	1/ 1	2/2	3/3	4/ 4	5/5	6/6	7/5	8/6	9/10	10/7
P ₁ , кВт	30	22	15	24	36	25	18	12	26	28
ω, рад/с	26	24	18	20	22	28	30	22	24	26
вариант	11/3	12/4	13/5	14/6	15/8	16/9	17/10	18/7	19/1	20/2
ω, рад/с	30	38	18	20	22	36	30	22	18	14
P ₁ , кВт	12	18	20	19	14	60	30	15	10	12
вариант	21/5	22/2	23/3	24/8	25/9	26/1	27/4	28/7	29/10	30/6
ω, рад/с	32	26	24	28	42	28	48	34	27	32
P ₁ , кВт	32	40	58	38	31	37	42	45	29	42
[τ], МПа	230	180	210	190	180	190	260	290	320	210



Лабораторная работа №11

Расчет многоступенчатого привода

Цель работы: Закрепить теоретический материал тем общие сведения о передачах. Закрепить знания по определению основных кинематических характеристик. Закрепить знания по определению основных геометрических и силовых параметров привода

Задание

- 1 Изучить теоретический материал темы Общие сведения о передачах.
- 2 Определить требуемую мощность электродвигателя и мощность на валах редуктора, согласно своего варианта.
- 3 Рассчитать привод к ленточному конвейеру, согласно своего варианта.
- 4 Ответить на вопросы.
- 5 Варианты практической работы Таблица 11.1.

Таблица 11.1 Варианты практической работы

Задача № 1						Задача №2							
№	F_t (кН)	V (м/сек)	№	F_t (кН)	V (м/сек)	№	P_6 (кВт)	n_6 (об\мин)	u	№	P_6 (кВт)	n_6 (об\мин)	u
1	9,6	0,92	16	9,5	0,89	1	4,6	130	4	16	5,3	135	6
2	8,8	0,94	17	9,7	0,91	2	5,2	127	4,5	17	4,77	126	5,5
3	7,7	0,99	18	8,8	0,77	3	3,9	145	3,7	18	3,95	143	3,7
4	9,8	0,88	19	7,8	0,88	4	4,7	132	3,6	19	5,5	136	3,6
5	9,5	0,87	20	8,9	0,98	5	5,39	128	4,9	20	4,86	128	3,3
6	8,7	0,99	21	9,6	0,75	6	3,99	147	5,1	21	3,88	143	4,2
7	7,9	0,88	22	9,9	0,85	7	4,9	137	5,5	22	5,9	139	5,5
8	9,7	0,79	23	7,9	0,95	8	5,97	124	3,9	23	4,33	125	3,7
9	8,6	0,89	24	7,5	0,73	9	3,89	149	3,5	24	3,95	147	4,6
10	7,5	0,74	25	9,9	0,86	10	4,8	139	5,4	25	5,7	135	5,8
11	9,9	0,69	26	8,7	0,94	11	5,88	131	6	26	4,72	153	3,8
12	8,4	0,74	27	7,2	0,79	12	3,85	129	5,2	27	4,1	138	4,8
13	7,6	0,88	28	9,3	0,87	13	4,79	143	4,7	28	5,8	138	5,7
14	7,2	0,97	29	8,5	0,92	14	5,89	136	3,9	29	4,68	132	3,9
15	9,3	0,87	30	9,8	0,78	15	3,69	148	4,2	30	3,99	142	4,3

Порядок выполнения работы

Задание 1. Лента транспортёра имеющая максимальную тяговую силу F_t (Кн) перемещается со скоростью V (м/с). Определить требуемую мощность

электродвигателя и мощность на валах редуктора, если известны КПД ремённой передачи, зубчатой передачи, цепной передачи и одной пары подшипников. Редуктор имеет две пары подшипников качения, а барабан конвейера – одну.

Задание 2. Рассчитать привод к ленточному конвейеру, если мощность на барабане конвейера P_6 (кВт), частота вращения барабана конвейера n_6 (об/мин), передаточное число редуктора – u . Работа двухсменная, нагрузка спокойная, безударная, среда не агрессивная.

Ход работы

Решение задания 1.

1 Определяем мощность на барабане по формуле:

$$P_6 = F_t \times 10^3 \times V = \quad \text{Вт}$$

2 Определяем общий КПД привода по формуле:

$$\eta_{\text{общ.}} = \eta_{\text{рп}} \times \eta_{\text{зп}} \times \eta_{\text{цп}} \times \eta_i^3 =$$

3 Определяем требуемую мощность электродвигателя по формуле:

$$P_{\text{дв}} = \frac{P_6}{\eta_{\text{общ}}} = \quad \text{Вт}$$

4 Определяем мощность на быстроходном валу редуктора по формуле:

$$P_1 = P_{\text{дв}} \times \eta_{\text{рп}} \times \eta_{\text{п}} = \quad \text{Вт}$$

5 Определяем мощность на тихоходном валу редуктора по формуле:

$$P_1 = P_{\text{дв}} \times \eta_{\text{рп}} \times \eta_{\text{зп}} \times \eta_{\text{п}}^2 = \quad \text{Вт}$$

Решение задания 2.

1. Определяем общий КПД привода по формуле:

$$\eta_{\text{общ.}} = \eta_1 \times \eta_2 \times \eta_3^3 = \quad ,$$

где $\eta_1 =$ - КПД зубчатой передачи редуктора;

$\eta_2 =$ - КПД цепной передачи;

$\eta_3 =$ - КПД пары подшипников качения

2 Определяем потребляемую мощность на входном валу привода:

$$P_{\text{вх}} = P_1 = \frac{P_6}{\eta_{\text{общ}}} = \quad \text{кВт}$$

Принимаем электродвигатель типа _____ для которого

$$P_3 = \quad \text{кВт}; \quad n_3 = \quad \text{об/мин}$$

3 Определяем общее передаточное число привода по формуле:

$$u_{\text{общ}} = \frac{n_1}{n_3} = \quad ,$$

где $n_1 = n_3 = \quad \text{об/мин}$ – частота вращения вала электродвигателя;

$n_3 = n_5 = \quad \text{об/мин}$ – частота вращения барабана конвейера;

4 Определяем передаточное число цепной передачи по формуле:

$$u_{\text{ц.п}} = \frac{u_{\text{общ}}}{u_1} = \quad ,$$

где $u = \quad$ - передаточное число редуктора

5 Определяем частоту вращения валов привода по формуле:

$$n_1 = n_3 = \quad \text{об/мин};$$

$$n_2 = \frac{n_1}{u_1} = \quad \text{об/мин};$$

$$n_3 = n_6 = \quad \text{об/мин};$$

$$\omega_1 = \frac{\pi \times n_1}{30} = \quad \text{рад/сек};$$

$$\omega_2 = \frac{\pi \times n_2}{30} = \quad \text{рад/сек}$$

$$\omega_3 = \frac{\pi \times n_3}{30} = \quad \text{рад/сек}$$

6 Определяем мощность на валах привода по формуле:

$$P_1 = P_{\text{вх}} = \quad \text{кВт};$$

$$P_2 = P_1 \times \eta_1 = \quad \text{кВт};$$

$$P_3 = P_6 = \quad \text{кВт}$$

7 Определяем вращающий момент на валах привода по формуле:

$$T_1 = \frac{10^6 \times P_1}{\omega_1} = \quad \text{Н мм;}$$

$$T_2 = \frac{10^6 \times P_2}{\omega_2} = \quad \text{Н мм;}$$

$$T_3 = \frac{10^6 \times P_3}{\omega_3} = \quad \text{Н мм;}$$

Контрольные вопросы

- 1 Как определить потребную мощность электродвигателя?
- 2 Как определить вращающий момент?
- 3 Что такое передаточное число передачи?
- 4 Какова зависимость угловой скорости от частоты вращения?
- 5 Как определить общее передаточное число привода ?

Лабораторная работа № 12

Изучение конструкции цилиндрического зубчатого редуктора

Цель работы: изучение устройства двухступенчатого цилиндрического анализ конструктивного исполнения отдельных узлов; ознакомление с основными требованиями, предъявляемыми к сборке и регулировкам радиального зазора в зацеплении и в подшипниках качения; определение основных параметров зацепления и размеров зубчатых колес, параметров подшипников качения.

Общие сведения

Редуктором называется механическая передача, установленная в закрытом корпусе и служащая для повышения крутящего (вращательного) момента на ведомом валу за счет снижения его угловой скорости. Эта зависимость описывается формулой

$$T = \frac{P \cdot 10^3}{\omega},$$

где T – крутящий момент, Н · м; P – мощность на валу, кВт; ω – угловая скорость вала, с⁻¹.

Зубчатые редукторы имеют широкое применение во всех отраслях хозяйственной деятельности человека. Связано это с тем, что в целях экономической целесообразности электротехническая промышленность выпускает асинхронные электродвигатели с определенной синхронной частотой вращения (750, 1000, 1500, 3000 мин⁻¹), в то время как для совершения работы необходимо получить различные значения тяговой (окружной) силы и окружной скорости на рабочем органе в зависимости от требуемой производительности.

Окружная сила связана с крутящим моментом выражением

$$F = \frac{2T}{d},$$

где T – крутящий момент на валу, Н · м; d – диаметр, на котором приложена окружная сила, м.

Основной кинематической характеристикой редуктора является передаточное число, так как с его увеличением повышается крутящий момент на выходном валу по зависимости $T_2 = T_1 U \eta_{1-2}$, где T_1 и T_2 – соответственно крутящий момент на первом и втором валу; U –

передаточное число передачи; η_{1-2} – коэффициент полезного действия при передаче движения от первого (ведущего) ко второму (ведомому) валу.

Таким образом, чем больше передаточное число редуктора, тем больше увеличивается крутящий момент на выходном валу и тем самым увеличивается тяговая сила на рабочем органе машины. Однако увеличение передаточного числа приводит к увеличению размеров

зубчатых колес в соответствии с зависимостью $U = \frac{d_2}{d_1}$, отсюда,

$d_2 = d_1 U$, где d_1 и d_2 – соответственно диаметры делительной окружности ведущего и ведомого зубчатых колес.

Наиболее широкое распространение получили цилиндрические, конические и комбинированные редукторы, представленные на рис. 12.1.

Одноступенчатые редукторы (рис. 12.1, *a*) наиболее простые и дешевые в изготовлении, но имеют передаточные числа не более 8. Вот почему для увеличения передаточного числа без резкого увеличения габаритов применяются многоступенчатые редукторы (чаще двухступенчатые (рис. 12.1, *б, в, г, з*) и трехступенчатые (рис. 12.1, *д, е*), так как передаточное число многоступенчатого редуктора равно $U_{ред} = U_{1-2} U_{2-3} \dots U_{i-(i+1)}$, где U_{1-2} – передаточное число передачи от первого ко второму валу; U_{2-3} – передаточное число от второго к третьему валу и т. д.

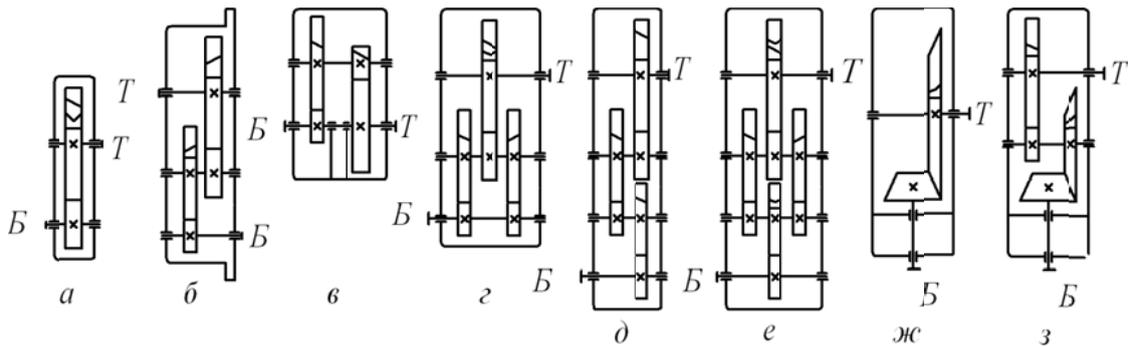


Рис. 12.1. Кинематические схемы цилиндрических и конических редукторов:
а – цилиндрический одноступенчатый; *б* – цилиндрический двухступенчатый по развернутой схеме; *в* – цилиндрический двухступенчатый соосный;
г – цилиндрический двухступенчатый с раздвоенной быстроходной ступенью;
д – цилиндрический трехступенчатый по развернутой схеме; *е* – цилиндрический трехступенчатый с раздвоенной промежуточной ступенью; *ж* – конический одноступенчатый; *з* – двухступенчатый коническо-цилиндрический

Двухступенчатые редукторы характеризуются передаточным числом до 40, трехступенчатые имеют передаточное число свыше 100. С целью получения более компактного двухступенчатого редуктора используют соосный цилиндрический редуктор (рис. 12.1, *в*), в котором ведущий и ведомые валы располагаются на одной оси (соосно). Трехступенчатые редукторы могут быть выполнены по схеме с раздвоенной промежуточной ступенью (рис. 12.1, *е*), которая является более совершенной, поскольку в таких редукторах обеспечиваются более благоприятные условия для работы быстроходной и тихоходной ступеней.

При необходимости передать крутящий момент под углом от 10 до 170° применяют конические редукторы (рис. 12.1, *ж*). Наиболее широкое распространение получили редукторы с углом 90° (рис. 12.1, *ж*).

Когда необходимо, по условиям компоновки привода, чтобы ведущий и ведомый валы располагались перпендикулярно, а также для получения больших передаточных чисел используют коническо-цилиндрические редукторы (рис. 12.1, *з*).

Зубчатые редукторы изготавливаются с прямозубыми, косозубыми, круговыми и шевронными колесами. Прямозубые редукторы предназначены для работы с более низкими скоростями, чем редукторы с косозубыми, шевронными и круговыми зубьями.

От окружной скорости колес зависит степень точности изготовления элементов передачи. Наиболее распространены в химическом машиностроении колеса 6, 7, 8 и 9-й степени точности, требования и допуски для которых регламентированы стандартами.

Корпуса редукторов обычно выполняются литыми из серого чугуна или сплавов алюминия, а тяжелонагруженных редукторов, работающих при ударных нагрузках, – из высокопрочного чугуна или стального литья.

Зубчатое зацепление и подшипники, установленные на валах, необходимо смазывать. Смазка зацепления в редукторе осуществляется окупанием колес в масляную ванну (картерная смазка), струей (циркуляционная), разбрызгиванием и должна выполнять четыре функции:

- 1) уменьшать коэффициент трения и тем самым снижать силу трения и повышать КПД;
- 2) отводить продукты износа из зоны контакта зубьев;
- 3) отводить тепло от зоны контакта зубьев;
- 4) защищать от коррозии.

Смазку зацепления в редукторах при окружных скоростях до 15 м/с применяют преимущественно картерную, как наиболее простую. Объем масла в картере редуктора в этом случае должен быть из расчета 0,4–0,8 л на 1 кВт передаваемой мощности. При этом быстроходные зубчатые колеса (шестерни) не должны погружаться более чем на 3–4 модуля зацепления, тихоходные зубчатые колеса (колеса) – не более $\frac{1}{3}$ радиуса делительной окружности. При высоких скоростях применяют струйную (циркуляционную) смазку или смазку разбрызгиванием.

Смазывание подшипников качения редукторов общего назначения осуществляют жидкими маслами или пластичными мазями. Наиболее благоприятные условия для работы подшипников обеспечивают жидкие масла. Преимущества их заключаются в высокой стабильности смазывания, меньшем сопротивлении вращению, способности отводить теплоту и очищать подшипник от продуктов износа. Жидкое масло легче заменить без разборки узла. Недостаток жидких масел связан с необходимостью применения сложных уплотнений.

На практике подшипники стремятся смазывать тем же маслом, которым осуществляется смазывание зубчатого зацепления. При этом смазывание подшипников обычно осуществляется за счет разбрызгивания масла зубчатыми колесами, в результате чего масло попадает в подшипниковые узлы. Однако такое смазывание эффективно при

окружной скорости колес $V_{\text{окр}} > 2-3$ м/с. При меньших скоростях смазывание подшипников производят индивидуально пластичными мазями.

Пластичные мази лучше, чем жидкие масла защищают подшипник от коррозии, особенно при длительных перерывах в работе. Для их удержания в подшипнике и корпусе не требуются сложные уплотнения. При выборе пластичной мази учитывают рабочую температуру подшипникового узла и наличие в окружающей среде влаги. В узлах с интенсивным тепловыделением пластичные мази не применяют из-за недостаточного отвода теплоты трущихся поверхностей.

Для защиты от загрязнения извне и предупреждения вытекания смазки подшипниковые узлы снабжаются уплотняющими устройствами.

Уровень масла, находящегося в корпусе редуктора, обязательно должен контролироваться различными маслоуказателями или контрольными отверстиями.

Для слива масла из корпуса редуктора предусматривается маслосливное отверстие, размещаемое в нижней части корпуса и закрываемое специальной резьбовой пробкой.

Во время работы внутри корпуса редуктора повышается давление из-за нагрева масла и воздуха. Это приводит к выдавливанию масла из корпуса через уплотнения. Чтобы избежать этого, внутреннюю полость редуктора соединяют с внешней средой путем установки отдушин (обычно в смотровой крышке).

Валы в редукторах устанавливаются в подшипниках качения. В зависимости от тел качения подшипники могут быть шариковые и роликовые. Исходя из соотношения осевой и радиальной сил подшипники делятся на типы: радиальные, радиально-упорные и упорные. При использовании роликовых радиально-упорных подшипников, у которых в стадии поставки наружное кольцо не фиксируется относительно внутреннего кольца, необходимо в процессе сборки редуктора регулировать радиальный зазор в подшипниках. Радиальный зазор в подшипниках – это общий зазор между телами качения и дорожками качения. Для повышения долговечности подшипника необходимо добиваться минимального радиального зазора, но достаточного, чтобы не произошло заклинивания подшипника. У шариковых и роликовых радиальных подшипников и шариковых радиально-упорных подшипников величина радиального зазора устанавливается при сборке самого подшипника и во время сборки редуктора его не регулируют.

Описание конструкции двухступенчатого цилиндрического редуктора с косозубыми зубчатыми колесами

Редуктор (рис. 12.2) состоит из основания корпуса 7, крышки корпуса 39, ведущего (быстроходного) вала-шестерни 1, промежуточного вала-шестерни 2, выходного (тихоходного) вала 31, зубчатых колес 8 и 24, роликовых конических радиально-упорных 5, 13, 17, 28 и шариковых радиальных подшипников 21, 27, упорных шайб подшипников 4, 9, 16, которые применяются для регулирования радиального зазора в радиально-упорных подшипниках и осевого положения ведущего вала-шестерни 1, и упорных шайб 20, 29 для регулирования осевого положения вала 31 с помощью регулировочных резьбовых пробок 11, 14, 26, которые прижимают упорные шайбы к наружному кольцу подшипников, сквозных крышек подшипников 3 и 19, глухих крышек подшипников 10, 15, 25 и 30, распорной втулки 12 для предотвращения осевого перемещения колеса 8, установочных штифтов 6 и 22 для строгого центрирования крышки корпуса 39 относительно основания корпуса 7, винтов 36 (10 шт.) с шайбами для крепления крышки корпуса к его основанию, отдушины 33, таблички технических характеристик редуктора 35, которая крепится винтами 23, резьбовой пробки проверки уровня масла 34 и резьбовой пробки 32 для слива масла, фиксирующей планки с усиком 37 для стопорения резьбовых регулировочных пробок 11, 14, 26. Винт 38 прижимает фиксирующую планку 4 к крышке подшипника.

Для предотвращения вытекания масла из корпуса и попадания внутрь пыли в сквозных крышках 3 и 19 установлены уплотнительные войлочные кольца 40 и 41.

На всех валах редуктора для передачи крутящего момента установлены четыре призматические шпонки 42. Крепление деталей, насаживаемых на входной 1 и выходной 31 концы валов, осуществляется с помощью гаек 43.

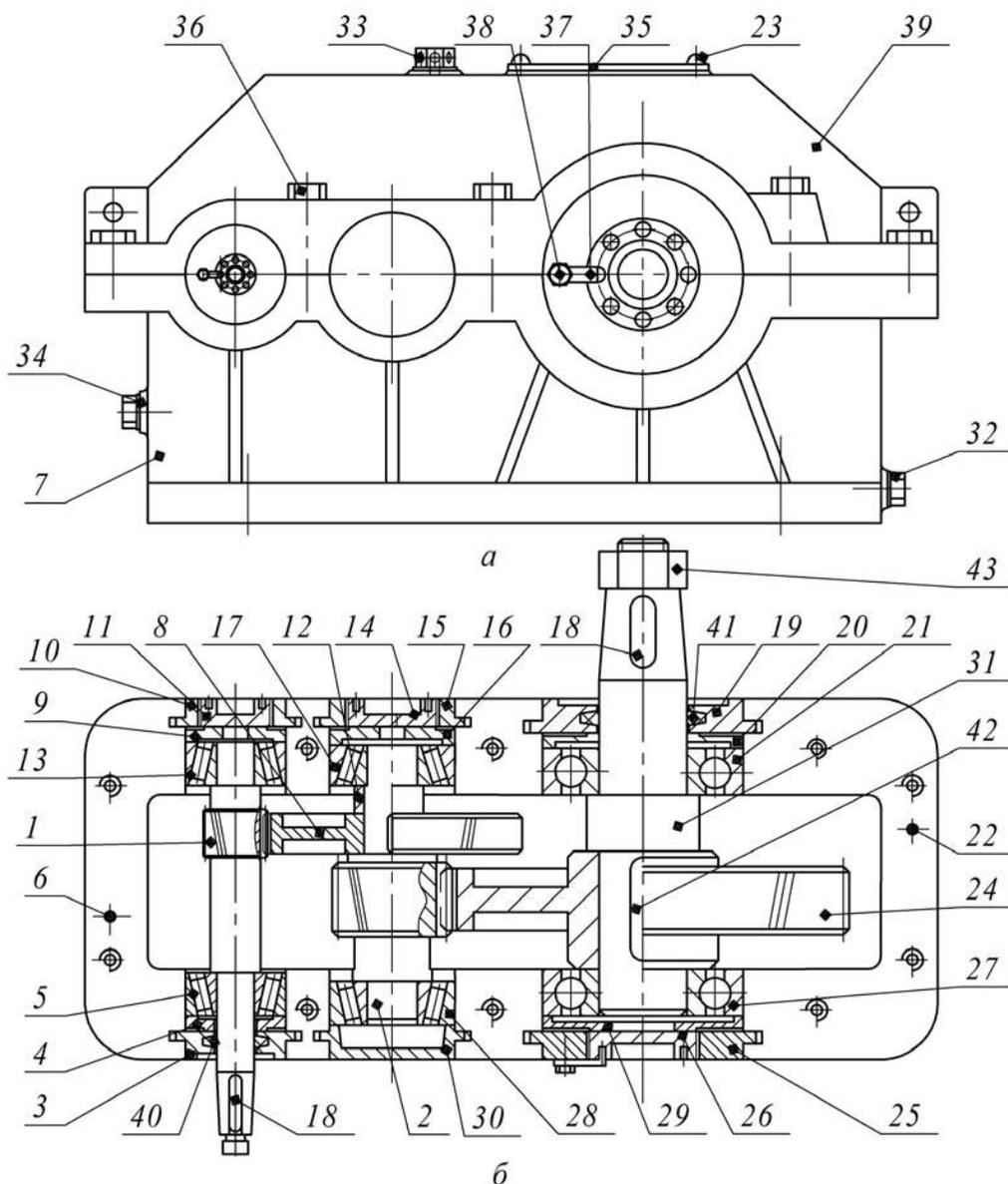


Рис. 12.2. Конструкция цилиндрического двух ступенчатого редуктора:
 1 – вал-шестерня ведущий; 2 – вал-шестерня промежуточный; 3, 19 – крышки подшипников сквозные; 4, 9, 16, 20, 29 – шайбы упорные; 5, 13, 17, 28 – подшипники роликовые конические радиально-упорные; 6, 22 – штифты установочные; 7 – основание корпуса; 8, 24 – колеса зубчатые; 10, 15, 25, 30 – крышки подшипников глухие; 11, 14, 26 – пробки регулировочные резьбовые; 12 – втулка распорная; 18, 42 – шпонка призматическая; 21, 27 – подшипники шариковые радиальные; 23 – винт; 31 – вал выходной; 32 – пробка резьбовая; 33 – отдушина; 34 – пробка резьбовая проверки уровня масла; 35 – табличка технических характеристик редуктора; 36 – винт (10 шт.);

37 – планка фиксирующая с усиком; 38 – винт; 39 – крышка корпуса;
40, 41 – кольца войлочные уплотнительные; 43 – гайка.

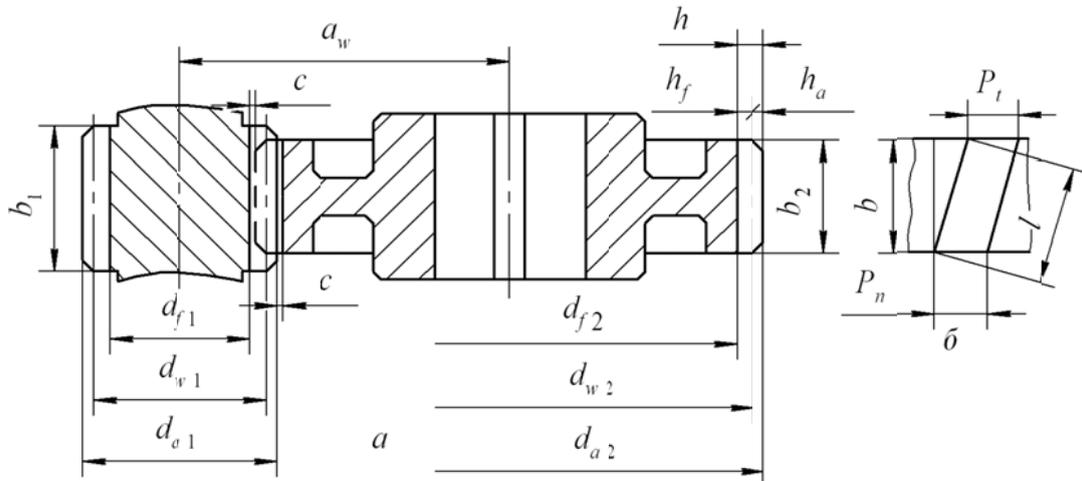


Рис. 11.3. Эскиз зубчатого зацепления:

a – общий вид зацепления; b – параметры зуба

Порядок выполнения работы

Разборка редуктора и составление его кинематической схемы

Отвернуть винты и снять крышку редуктора.

1. Сделать визуальный осмотр зубчатого зацепления. Установить тип зубчатых передач, направлен е подъе а линии зуба (на рис. 1.3, b показано левое). Определить число ступеней редуктора.
2. Вынуть глухие крышки подшипников 1, 15, 25, 30.
3. Замерить межосевые расстояния a_{w1} и a_{w2} между осями центровых отверстий.
4. Вынуть валы 1 и 2 в сборе с зубчатыми колесами и изучить их конструкции.
5. Снять с валов 1, 31 сквозные крышки 3, 19 с уплотнениями и определить тип уплотнений. Составить кинематическую схему редуктора в строгом соответствии с требованиями стандартов (см. прил 1) с нумерацией зубчатых колес, начиная от входного вала.
6. Подсчитать число зубьев колес Z_1, Z_2, Z_3, Z_4 .
7. Замерить ширину венцов зубчатых колес b_2, b_4 , и длину зуба l_2, l_4 , а также диаметры окружностей вершин зубьев колес d_{a1}, d_{a2}, d_{a3} ,

d_{a4} .

Результаты замеров занести в табл. 12.1.

Таблица 12.1

Замеренные параметры

Параметры и обозначения	1-я ступень	2-я ступень
Вид зубчатой передачи		
Направление подъема линии зуба		
Межосевое расстояние передачи		
Количество зубьев, шт.:		
– шестерни	$Z_1 =$	$Z_3 =$
– колеса	$Z_2 =$	$Z_4 =$
Ширина венца зубчатого колеса, мм	$b_2 =$	$b_4 =$
Длина зуба колеса, мм:	$l_2 =$	$l_4 =$
Диаметр вершин зубьев, мм		
– шестерни	$d_{a1} =$	$d_{a3} =$
– колеса	$d_{a2} =$	$d_{a4} =$

Список литературы

1. Вереина, Л.И. Техническая механика: Учебник / Л.И. Вереина. - М.: Academia, 2018. - 176 с.
2. Вереина, Л.И. Техническая механика: Учебник / Л.И. Вереина. - М.: Academia, 2018. - 316 с.
3. Вереина, Л.И. Техническая механика: Учебник / Л.И. Вереина. - М.: Академия, 2015. - 320 с.
4. Вереина, Л.И. Техническая механика: Учебник / Л.И. Вереина. - М.: Academia, 2017. - 224 с.
5. Михайлов, А.М. Техническая механика: Учебник / А.М. Михайлов. - М.: Инфра-М, 2018. - 160 с.