

Учреждение образования  
«БЕЛОРУССКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ»

Кафедра «Опротивления материалов»

## ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Программа, методические указания и контрольные  
задания для студентов химико-технологических  
специальностей заочного факультета

**МЕТОД. КАБИНЕТ**  
**З.Ф.**

Минск 2004

УДК 621.01

Рассмотрены и рекомендованы к изданию редакционно-издательским советом университета

Составители: доцент Ю.В. Вихров,  
доцент А.В. Дорожко,  
ассистент С.В. Ярмолик

Рецензент доцент кафедры теоретической механики, кандидат технических наук Г.С. Бокун

По тематическому плану изданий учебно-методической литературы университета на 2004 год. Поз. 105.

Для студентов химико-технологических специальностей заочного факультета.

© Учреждение образования  
«Белорусский государственный  
технологический университет»,  
2004

© Вихров Ю.В., Дорожко А.В.,  
Ярмолик С.В., составление, 2004

## ВВЕДЕНИЕ

Курс «Прикладная механика» является комплексной общенаучной дисциплиной для студентов химико-технологических специальностей вузов. Он включает в себя основные положения теоретической механики, сопротивления материалов, теории механизмов и машин, а также деталей машин.

Предмет курса – комплекс общетехнических дисциплин, позволяющих обоснованно выбрать материал, спроектировать и рассчитать конструкцию, а также квалифицированно эксплуатировать имеющееся на производстве оборудование, добиваясь максимальной эффективности его использования.

Основные задачи: получение представления о прочностном расчете конструкций, ознакомление с методикой расчета простейших типовых элементов конструкций, освоение общих принципов проектирования машин и механизмов и методов их проектирования.

В результате изучения курса студент должен не только освоить основные теоретические положения сопротивления материалов, теории механизмов и машин, деталей машин, но и уметь производить необходимые расчеты и конструктивные разработки современных машин, позволяющие повысить производительность труда.

Предлагаемые задачи по основным разделам курса прикладной механики позволяют студентам отработать навыки расчета и проектирования элементов простейших типовых конструкций

## 1. СОДЕРЖАНИЕ И ПРОГРАММА КУРСА

### 1.1. Введение в прикладную механику

Содержание и основные задачи курса. Общие сведения о машинах и механизмах. Основные характеристики и требования, предъявляемые к машинам и механизмам. Современные тенденции развития машиностроения отрасли, определяющей специальность. Связь курса с общенаучными и инженерными дисциплинами. Краткие исторические сведения о развитии прикладной механики.

### 1.2. Статическое взаимодействие элементов конструкций

1.2.1. Основные понятия статики. Эквивалентные и равнодействующие системы сил. Связи и реакции связей. Типы опор и опорные реакции.

1.2.2. Система сходящихся сил. Проекция силы на оси координат. Аналитическое определение равнодействующей плоской и пространственной систем сходящихся сил. Условия равновесия плоской системы сил. Статически определимые и неопределимые задачи.

1.2.3. Теория пар сил. Момент силы относительно точки и оси. Эквивалентность пар.

1.2.4. Плоская система произвольно расположенных сил. Приведение плоской системы сил к центру. Теорема о моменте равнодействующей (теорема Вариньона). Равновесие плоской системы сил.

1.2.5. Аналитические условия равновесия свободного твердого тела.

### 1.3. Основы построения и исследования механизмов

1.3.1. Структурный анализ механизмов. Понятие о машине, машинном агрегате, механизме, звене, кинематической паре. Степень подвижности механизма. Структурная и конструктивно-функциональная классификация механизмов.

1.3.2. Кинематика точки и твердого тела. Основные задачи кинематики. Поступательное и вращательное движение. Линейная скорость, касательное и нормальное ускорение при вращательном движении. Плоскопараллельное движение. Определение скоростей и ускорений точек плоской фигуры.

1.3.3. Кинематическое исследование механизмов. Кинематические характеристики плоских механизмов. Кинематические передаточные функции и отношения.

1.3.4. Динамика материальной точки, механической системы и твердого тела. Дифференциальные уравнения движения свободной и несвободной материальной точки. Две основные задачи динамики. Механическая система. Силы, действующие на механическую систему. Основные динамические величины механической системы. Общие теоремы динамики. Дифференциальное уравнение вращательного движения твердого тела. Теорема об изменении кинетической энергии. Принцип Даламбера.

1.3.5. Динамика механизмов. Силы, действующие в механизмах. Режимы движения механизма. Пути регулирования скорости мешин.

1.3.6. Силовой расчет и уравнивание механизмов. Определение реакций в кинематических парах и уравнивание сил методом плаков (по принципу Даламбера).

1.3.7. Трение и изнашивание в механизмах. Природы сил трения. Силовой расчет механизмов с учетом сил трения. КПД механизмов.

### 1.4. Основы расчетов элементов конструкций

1.4.1. Основные понятия в сопротивлении материалов. Внешние и внутренние силы. Метод сечений. Виды нагружения. Напряжения и деформации в точке. Общие принципы расчета элементов конструкций.

1.4.2. Растяжение и сжатие. Нормальные силы. Напряжения в поперечных и наклонных сечениях стержня. Эпюры сил. Закон Гука. Коэффициент Пуассона. Понятие о механических характеристиках материалов. Расчеты на прочность.

1.4.3. Геометрические характеристики плоских сечений. Определение положения центра тяжести плоской фигуры. Моменты инерции сечений. Моменты инерции простых фигур. Зависимость между моментами инерции относительно параллельных осей.

1.4.4. Сдвиг и кручение. Закон Гука при сдвиге. Расчет на прочность при сдвиге. Эпюры крутящих моментов и углов закручивания. Расчет на прочность и жесткость при кручении.

1.4.5. Изгиб. Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов. Расчеты стержней на изгиб. Рациональные формы поперечных сечений. Определение деформаций при изгибе. Расчет на жесткость. Сложное деформированное состояние. Гипотезы прочности. Косой изгиб. Изгиб с растяжением или сжатием. Изгиб с кручением.

1.4.6. Внецентренное растяжение и сжатие. Определение положения опасных точек. Условие прочности.

1.4.7. Устойчивость сжатых стержней. Критическая сила по Эйлеру и Ясинскому, Расчет на устойчивость.

1.4.8. Местные и контактные напряжения. Концентрация напряжений. Виды концентраторов. Пути снижения концентрации напряжений. Понятие о контактных напряжениях.

1.4.9. Прочность при переменных напряжениях. Характеристики циклов. Предел выносливости. Диаграмма усталостной прочности. Факторы, влияющие на усталостную прочность. Расчет на прочность при переменных напряжениях.

### 1.5. Расчет и конструирование деталей машин

1.5.1. Детали машин и их классификация. Критерии работоспособности и надежности деталей машин. Обеспечение надежности при проектировании машин. Основы стандартизации. Основные понятия о взаимозаменяемости деталей машин. Качества точности. Назначение посадок. Точность геометрической формы деталей. Шероховатость поверхности. Машиностроительные материалы. Черные и цветные металлы и сплавы. Пластмассы. Термическая обработка деталей.

1.5.2. Механические передачи, их виды и краткая сравнительная характеристика. Кинематические и энергетические параметры передач. Основы теории точности механизмов. Кинематическая точность. Методы определения.

1.5.3. Фрикционные передачи и вариаторы. Условие работоспособности и кинематика. Расчеты на прочность деталей фрикционных передач и вариаторов.

1.5.4. Ременные передачи. Общие сведения. Основные типы и материалы ремней. Кинематические и геометрические параметры. Усилия и напряжения в ремнях. Расчет ременных передач.

1.5.5. Зубчатые передачи. Общие сведения. Элементы теории зацепления. Эвольвентное зацепление. Геометрический расчет эвольвентных прямозубых и косозубых передач. Геометрия конических передач и передач с зацеплением Новакова. Кинематика передач. Силы в зацеплении. Виды повреждений зубьев и основы их расчетов на выносливость по контактным и изгибным напряжениям. Материалы, термообработка и допускаемые напряжения. Конструкции зубчатых колес.

1.5.6. Червячные передачи. Общие сведения. Кинематика и геометрия. Силы в зацеплении. Расчет по контактным и изгибным напряжениям. Тепловой расчет червячного редуктора.

1.5.7. Цепные передачи. Общие сведения. Кинематика. Конструкция роликовых и зубчатых цепей. Расчет цепной передачи.

1.5.8. Передачи вилт-гайка. Конструкции. Особенности расчета.

1.5.9. Механизмы прерывистого движения. Проектирование малых, храповых и зубчато-рычажных механизмов.

1.5.10. Валы и оси. Классификация, конструктивные особенности. Расчеты валов на прочность и жесткость.

1.5.11. Опоры валов и осей. Классификация подшипников. Подшипники скольжения. Конструкции и материалы. Нагрузочная способность. Особенности расчета подшипников скольжения. Классификация и маркировка подшипников качения. Статическая и динамическая грузоподъемность подшипников. Расчет на долговечность подшипников качения.

1.5.12. Муфты. Общие сведения и классификация. Практический подбор и проверочные расчеты элементов муфт.

1.5.13. Соединения деталей машин. Общая характеристика и классификация соединений. Неразъемные соединения: сварные, паяные, клееные, заклепочные, с натягом. Особенности расчета сварных соединений. Факторы, влияющие на прочность сварного шва.

1.5.14. Резьбовые соединения, общая характеристика соединений. Основные типы резьб. Особенности нагружения и критерии работоспособности. Расчет резьбовых соединений.

1.5.15. Шпоночные, шлицевые, профильные и штифтовые соединения. Общая характеристика, критерии работоспособности и расчеты.

1.5.16. Упругие соединения и элементы конструкций. Пружины и резиновые элементы. Общая характеристика. Основы конструирования.

## 2. МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И РЕКОМЕНДАЦИИ ДЛЯ ВЫПОЛНЕНИЯ КОНТРОЛЬНЫХ РАБОТ

### 2.1. Содержание заданий. Выбор задания и исходных данных

Студент выполняет три контрольные работы. Содержание задач приведено в разделе 3 методической разработки. Номера задач, входящих в контрольные работы, указаны в табл. 1.

Номера контрольных работ	Номера задач
1	1, 2, 3
2	4, 5
3	6, 7

При решении задач № 1 – 3 студент должен взять данные из таблицы в соответствии со своим личным шифром по первым трем буквам русского алфавита, которые следует расположить под тремя последними цифрами шифра, например:

Шифр – 177302

Буквы – абв

Из каждого столбца таблицы, обозначенного внизу определенной буквой, надо взять то значение, которое находится в строке, соответствующей с номером буквы. Таким образом, при шифре 177302 данные из всех столбцов, обозначенных «а», следует выписывать из 3 строки, в столбцах, обозначенных «б», – из 0, а в столбцах, обозначенных «в», – из 2.

При решении задач № 4 – 7 номер схемы выбирается по последней цифре личного шифра, а данные выписываются в соответствии с предпоследней цифрой шифра. При последней цифре 0 выбирается 10 схема.

### 2.2. Указания по оформлению контрольных заданий

Контрольные работы оформляются в ученической тетради (размер, 205x170 мм) либо на листах белой бумаги формата А4 (297x210 мм), которые сшиваются.

Титульный лист оформляется четко и разборливо. Обязательно указывается наименование специальности, личный шифр студента, почтовый адрес и дата отправления работы на проверку. Фамилия, имя и отчество студента записываются полностью, причем печатными буквами.

Перед решением задачи следует полностью выписать ее условие с числовыми данными, составить эскиз (рисунок) в масштабе и указать на рисунке в числах все величины, необходимые для расчета. Если на эскизе производятся дополнительные построения, то в тексте работы обязательно должны быть приведены соответствующие пояснения.

При выполнении расчетов необходимо записывать формулы в общем виде и указывать наименование входящих в нее условных обозначений. После этого формула записывается с подставленными числовыми значениями и результатом вычислений. При использовании формул, не являющихся общезвестными, справочных данных и т. п. следует в квадратных скобках указать номер литературного источника, из которого они взяты. Список использованной литературы приводится в конце контрольной работы.

Все расчеты должны производиться в единицах системы СИ с указанием их размерностей.

Решение надо сопровождать краткими пояснениями.

19348  
238

10328  
0206

### 3. КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

#### 3.1. Контрольная работа № 1

##### ЗАДАЧА 1

Абсолютно жесткий брус (рис. 1), нагруженный силой  $F$ , опирается на шарнирно-неподвижную опору и удерживается шарнирно закрепленным стержнем с площадью поперечного сечения  $A$ .

Требуется:

- 1) найти усилие и напряжение в стержне, выразив их через силу  $F$ ;
  - 2) найти из условия прочности допускаемую нагрузку  $F_{доп}$ , приняв материал стержня – сталь Ст3, для которой  $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ ;
  - 3) определить вертикальное перемещение точки приложения силы.
- Данные взять из табл. 2.

Таблица 2

Номер строки	Схема по рис. 1	$A, \text{ м}^2$	$a, \text{ м}$	$b, \text{ м}$
1	1	0,0011	2,1	2,1
2	2	0,0012	2,2	2,2
3	3	0,0013	2,3	2,3
4	4	0,0014	2,4	2,4
5	5	0,0015	2,5	2,5
6	6	0,0016	2,6	2,6
7	7	0,0017	2,7	2,7
8	8	0,0018	2,8	2,8
9	9	0,0019	2,9	2,9
10	10	0,0020	3,0	3,0
а	а		б	в

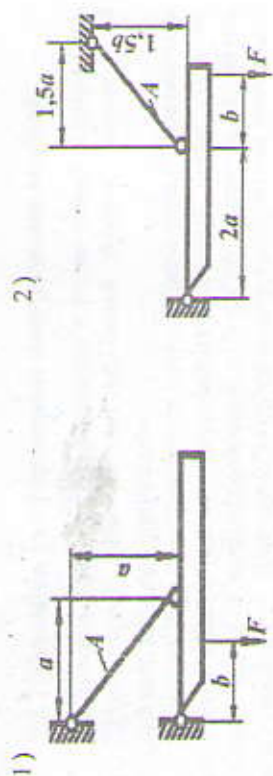


Рис.1

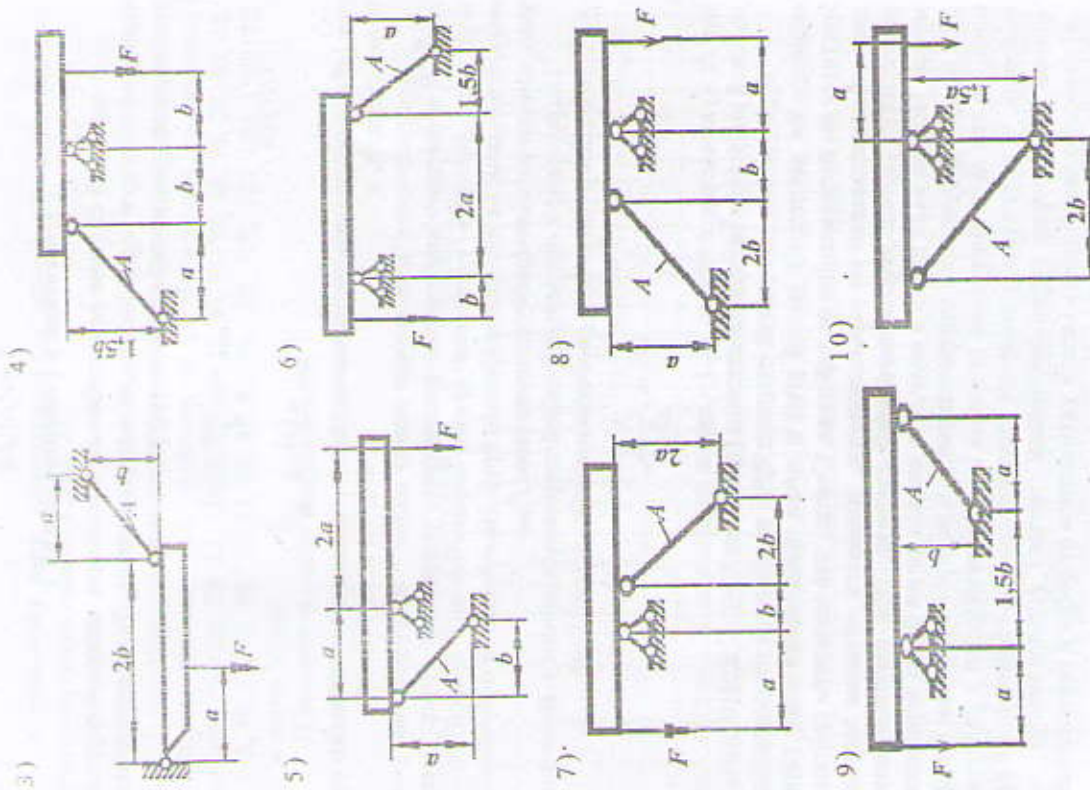


Рис. 1 (окончание)

### Пояснения к решению задачи 1

В заданной системе единственным элементом, который ограничивает ее несущую способность, является стержень. Условие прочности стержня при растяжении (сжатии) имеет вид

$$\sigma_{\max} = \frac{N_{\max}}{A} \leq [\sigma].$$

Откуда

$$N_{\max} = [\sigma] \cdot A.$$

где  $[\sigma]$  – допускаемое напряжение, Па;  $A$  – площадь поперечного сечения стержня, м<sup>2</sup>.

Для получения зависимости между силой  $F$  и продольным усилием  $N$  в стержне необходимо рассмотреть равновесие бруса. Рекомендуется записать уравнение суммы моментов сил относительно шарнира опоры, на которой закреплён брус. На основании полученной зависимости рассчитывают значение силы  $F_{\text{доп}}$ .

Нагруженный продольной силой стержень удлиняется. Величина его абсолютного удлинения рассчитывается по закону Гука

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot A}.$$

где  $\Delta l$  – удлинение стержня, м;  $l$  – длина стержня, м;  $E$  – модуль продольной упругости материала стержня (для стали  $E = (2 - 2,2) \cdot 10^5$  МПа).

В результате удлинения стержня брус повернется относительно шарнира на некоторый малый угол и точка приложения силы переместится по направлению ее действия. Считая, что элементы системы при деформировании не раздвигаются, пользуясь методом засечек, выполняются чертеж деформированной системы. При использовании метода засечек надо иметь в виду, что каждая точка бруса перемещается по дуге окружности соответствующего радиуса с центром в шарнире, но эти дуги допустимо заменять перпендикулярами к радиусам поворота, т. е. упругое удлинение стержня мало по сравнению с его длиной. Из чертежа деформированной системы устанавливаются геометрическую зависимость между удлинением стержня и перемещением точки приложения силы.

### ЗАДАЧА 2

К стальному валу, заземленному с одного конца, приложены четыре крутящих момента (рис. 2). Требуется:

- 1) построить эпору крутящих моментов  $M_x$ ;
- 2) при заданном значении  $[\tau]$  определить диаметры каждого обобщенного участка вала, округлив их до ближайших стандартных значений из ряда: 20, 21, 22, 24, 25, 26, 28, 30, 32, 34, 35, 36, 38, 40, 42, 45, 48, 50, 55, 60, 65, 70, 75, 80, 85, 90, 95, 100, 105, 110, 120, 130, 140 и т. д. через 10 мм;
- 3) построить эпору напряжений  $\tau$ ;
- 4) выполнить эскиз вала с указанием полученных диаметров.

Данные взять из табл. 3.

Таблица 3

Номер строки	Схема по рис. 2	Расстояния, м				Моменты, кН·м				[ $\tau$ ], МПа
		a	b	c	e	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	T <sub>4</sub>	
1	1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	1,1	35
2	2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	40
3	3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	1,3	45
4	4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	1,4	50
5	5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	55
6	6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	1,6	60
7	7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	1,7	65
8	8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	70
9	9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	1,9	75
0	10	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	2,0	80
	в	а	б	в	а	б	в	а	б	в

### Пояснения к решению задачи 2

Внутренний крутящий момент определяется методом сечений. Величина крутящего момента  $M_x$  в любом поперечном сечении стержня равна алгебраической сумме моментов всех внешних крутящих моментов, действующих относительно геометрической оси стержня, по одну сторону от рассматриваемого сечения.

Крутящий момент, рассматриваемый со стороны внешней нормали к сечению, считается положительным, если он направлен против часовой стрелки.

Для цилиндрического стержня круглого поперечного сечения диаметром  $d$  касательные напряжения  $\tau$  в произвольной точке поперечного сечения, находящейся на расстоянии  $\rho$  от центра сечения, определяются по формуле

$$\tau = \frac{M_k \cdot \rho}{J_p}$$

где  $J_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32} \approx 0,1d^4$  — полярный момент инерции круглого сечения,  $\text{м}^4$ .

Максимальные касательные напряжения в точках, наиболее удаленных от центра (на расстоянии  $\frac{d}{2} = r$ ), имеют значение

$$\tau_{\max} = \frac{M_k}{W_p}$$

где  $W_p = \frac{J_p \cdot r}{r} = \frac{\pi \cdot d^3}{16} \approx 0,2d^3$  — полярный момент сопротивления круглого сечения,  $\text{м}^3$ .

По условию прочности

$$\tau_{\max} = \frac{16M_k^{\max}}{\pi \cdot d^3} \leq [\tau],$$

где  $[\tau]$  — допускаемое напряжение, Па.

Тогда

$$d = \sqrt[3]{\frac{16M_k^{\max}}{\pi \cdot [\tau]}}$$

### ЗАДАЧА 3

Для заданных двух балок (рис. 3) требуется:

- 1) записать уравнения для вычисления поперечной силы  $Q$  и изгибающего момента  $M$  на каждом участке балок в общем виде и построить эпюры  $Q$  и  $M$ ;
- 2) для балки (схема «а») рассчитать диаметр круглого поперечного сечения, если материал балки древесины с  $[\sigma] = 10 \text{ МПа}$ ;
- 3) для балки (схема «б») подобрать поперечное сечение в двух вариантах: двутавровое и прямоугольное с соотношением сторон  $h/b = 2$ , приняв материал балки сталь Ст3 с  $[\sigma] = 160 \text{ МПа}$ ;

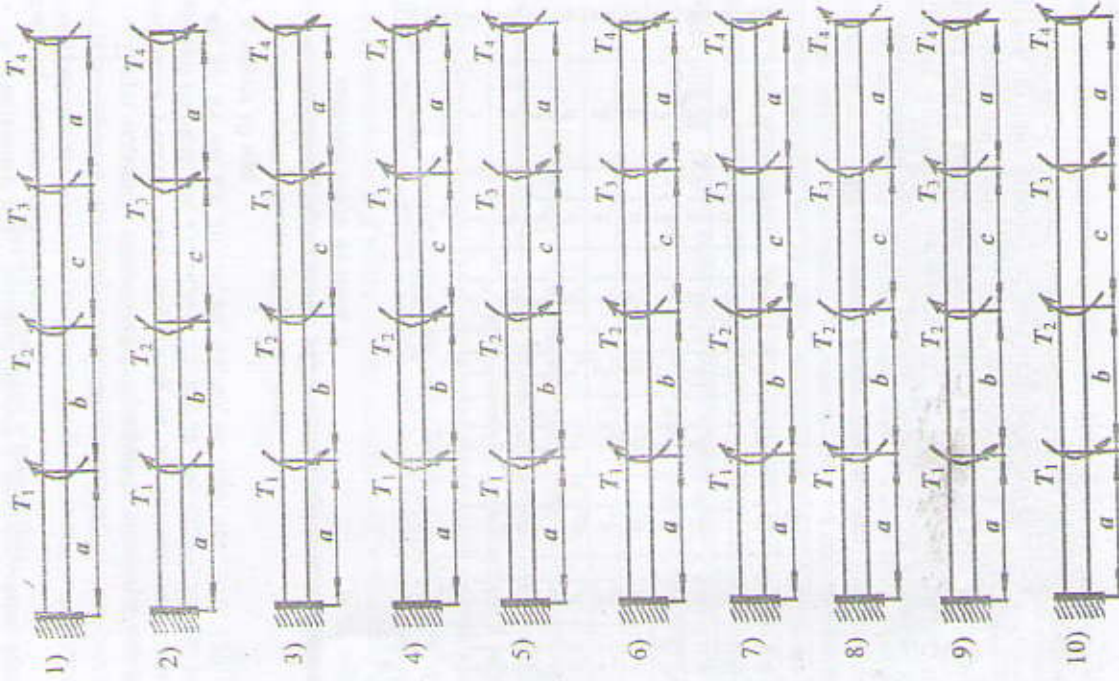


Рис. 2



4) для балки (схема «б») определить, какое из подобранных сечений более рационально по расходу материала.  
 Данные взять из табл. 4.

Таблица 4

Номер строки	Схема по рис. 3	а, м	б, м	с, м	д, м	М, кНм	F, кН	q, кН/м
1	1	1,1	2,1	0,1	2,0	10	10	10
2	2	1,2	2,2	0,2	1,9	20	20	20
3	3	1,3	2,3	0,3	1,8	3	3	3
4	4	1,4	2,4	0,4	1,7	4	4	4
5	5	1,5	2,5	0,5	1,6	5	5	5
6	6	1,6	2,6	0,6	1,5	6	6	6
7	7	1,7	2,7	0,7	1,4	7	7	7
8	8	1,8	2,8	0,8	1,3	8	8	8
9	9	1,9	2,9	0,9	1,2	9	9	9
0	10	2,0	3,0	1,0	1,1	10	10	10
	в	б	в	а	б	а	б	в

Пояснения к решению задачи 3

Решение задачи следует начинать с определения опорных реакций.

Поперечная сила и изгибающий момент определяются методом сечений. Расстояние от конца балки до выбранного сечения задается координатой x.

Величина поперечной силы Q<sub>x</sub> в любом сечении балки равна сумме проекций всех внешних сил, действующих на балку по одну сторону от рассматриваемого сечения на вертикальную ось (главную центральную ось инерции сечения).

Величина изгибающего момента M<sub>x</sub> в любом сечении балки равна сумме моментов всех внешних сил, действующих на балку по одну сторону от рассматриваемого сечения, относительно горизонтальной оси (главной центральной оси инерции сечения).

Если внешняя сила расположена слева от сечения и направлена вверх или справа от сечения и направлена вниз, то при определении Q<sub>x</sub> она берется с положительным знаком.

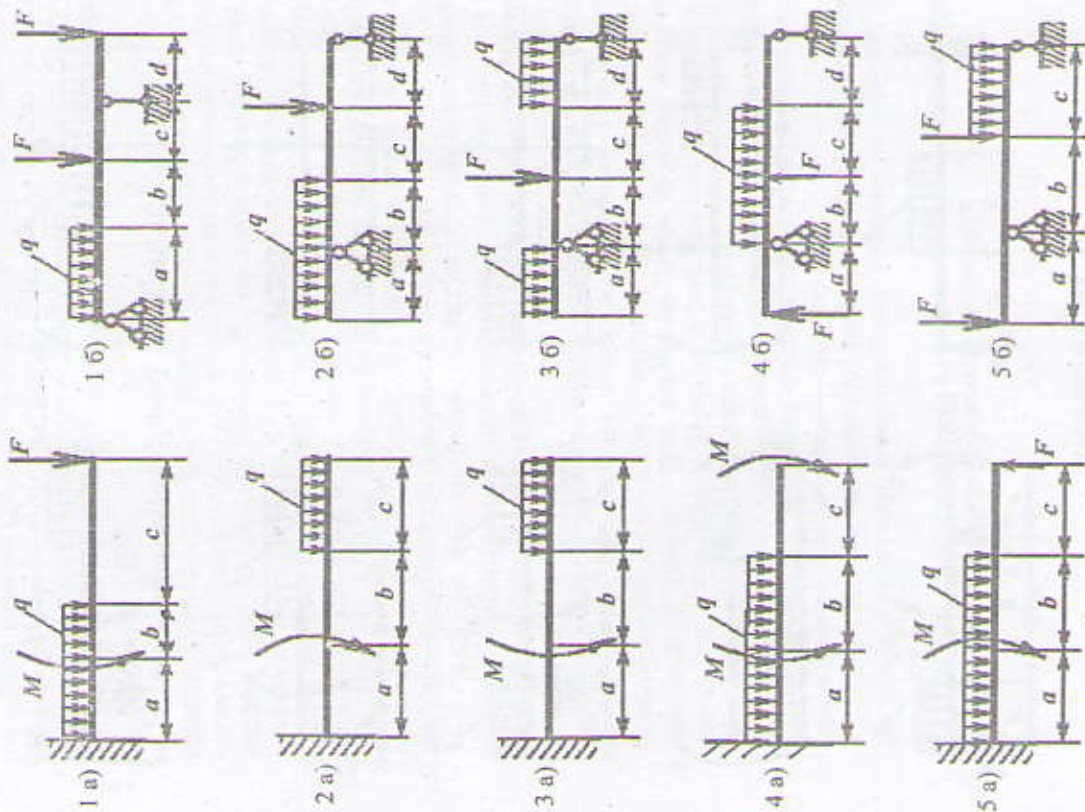


Рис. 3

Если внешняя сила или сосредоточенный момент расположены слева от сечения и стремятся изогнуть балку выгнутостью вниз или расположены справа от сечения и также стремятся изогнуть балку выгнутостью вниз, изгибающий момент  $M_x$  записывается с положительным знаком.

При построении эпюр балку разбивают на участки, в пределах которых  $Q_x$  и  $M_x$  изменяются по одному закону (границами участков служат точки приложения сил, моментов, а также начало или конец участка с распределенной нагрузкой). На каждом участке проводят сечение на расстоянии  $x$  от начала координат и составляют аналитические выражения для  $Q(x)$  и  $M(x)$ :  $Q(x) = f(x)$  и  $M(x) = f(x)$ . Ось  $x$  направляют вдоль продольной оси балки, а оси  $y, z$  — вертикально и горизонтально по поперечному сечению балки. Начало координат можно располагать на любом конце балки. Для проверки правильности построения эпюр надо обратить внимание на следующие:

- 1) на тех участках балки, где отсутствует распределенная нагрузка, эпюра поперечных сил изобразится прямой, параллельной продольной оси балки, а эпюра изгибающих моментов — наклонной прямой; на участках балки, где действует сплошная равномерно распределенная нагрузка, эпюра поперечных сил изобразится наклонной прямой, а эпюра изгибающих моментов — параболой. При этом параболы обращена выгнутостью навстречу направлению действия распределенной нагрузки. Если наклонная линия на эпюре поперечных сил проходит через ноль, парабола в этих сечениях будет иметь экстремум, значение которого надо определить;

- 3) в сечениях, где приложена внешняя сосредоточенная сила, а на эпюре поперечных сил будет «скачок» на величину этой силы, а на эпюре изгибающих моментов — «излом»;

- 4) в сечениях, где действует сосредоточенный внешний момент, на эпюре изгибающих моментов будет «скачок» на величину этого момента.

Равномерное напряжение в произвольной точке поперечного сечения балки при изгибе определяют по формуле

$$\sigma = \frac{M_x y}{I_x}$$

где  $M_x$  — изгибающий момент в рассматриваемом поперечном сечении, Нм;  $I_x$  — осевой момент инерции площади этого сечения относительно

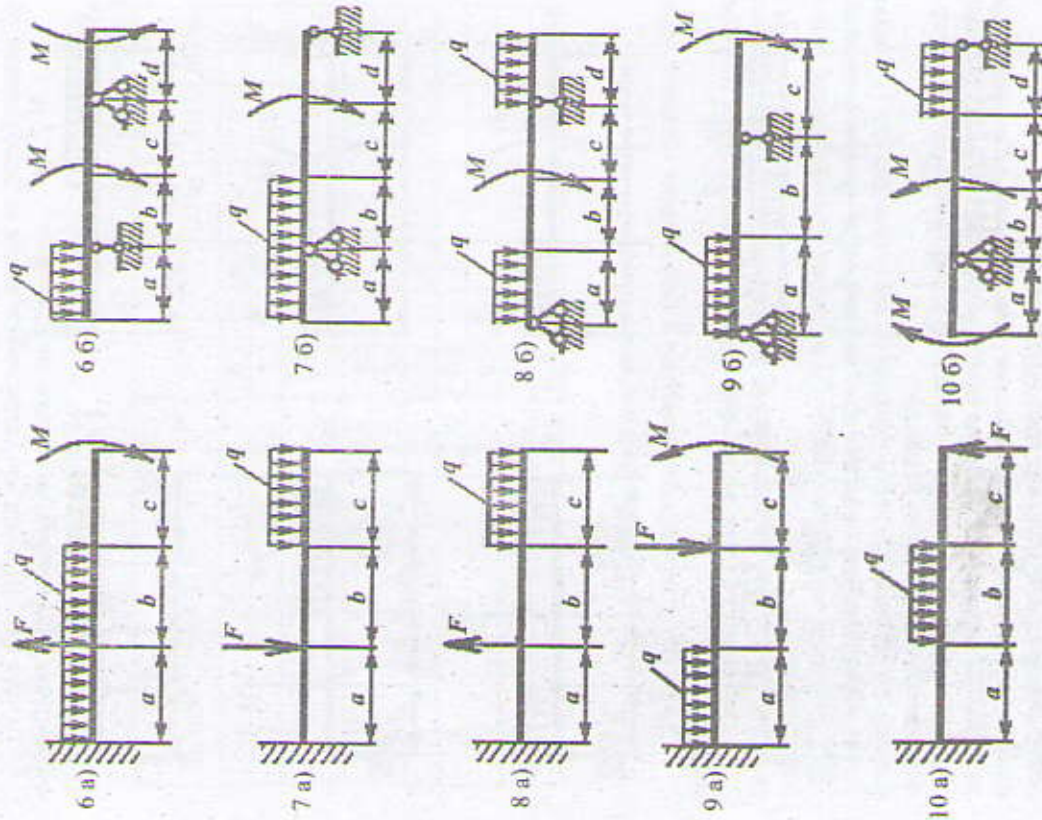


Рис. 3 (окончание)

нейтральной оси, м<sup>4</sup>;  $y$  — расстояние от нейтральной оси до рассматриваемой точки сечения, м.

Наибольшие нормальные напряжения в поперечном сечении балки возникают в точках, наиболее удаленных от нейтральной оси (горизонтальной главной центральной оси инерции сечения). Их определяют по формуле

$$\sigma_{\max} = \frac{M_z \cdot y_{\max}}{I_z} = \frac{M_z}{W_z},$$

где  $y_{\max}$  — расстояние от нейтральной оси до наиболее удаленных растянутых или сжатых волокон, м;  $W_z = \frac{I_z}{y_{\max}}$  — осевой момент сопротивления поперечного сечения балки, м<sup>3</sup>.

Необходимые размеры поперечного сечения балок при изгибе подбираются по максимальным нормальным напряжениям, действующим в точках, наиболее удаленных от нейтральной оси.

Для балок, материал которых одинаково сопротивляется растяжению и сжатию, т. е. когда  $[\sigma_p] = [\sigma_c]$ , расчетная формула на изгиб для подбора сечения записывается в следующем виде:

$$W_z = \frac{M_{\max}}{[\sigma]},$$

где  $W_z$  — минимальный момент сопротивления поперечного сечения балки относительно нейтральной оси, м<sup>3</sup>;  $M_{\max}$  — наибольший по абсолютному значению изгибающий момент, Нм;  $[\sigma]$  — допускаемое напряжение материала балки на изгиб, Па.

Осевые моменты сопротивления круглого поперечного сечения:

$$W_z = \frac{\pi \cdot d^3}{32},$$

где  $d$  — диаметр сечения, м;

прямоугольного сечения:

$$W_z = \frac{b \cdot h^2}{6},$$

где  $b$  и  $h$  — размеры сечения, м (в квадрат возводится размер, перпендикулярный к той оси сечения, относительно которой происходит изгиб балки).

Подбор стандартного прокатного профиля, например, двуглава, производится по таблицам в соответствии с требуемым значением  $W_z$ . Из таблицы выписывают значения ближайшего меньшего и ближайшего большего  $W_z$  стандартных профилей с указанием их номеров. Вычисляют  $\sigma_{\max}$  в балке с меньшим стандартным  $W_z$  и сравнивают с  $[\sigma]$ . Если при этом перегрузка балки превысит допустимую (5%), то придется использовать профиль с ближайшим большим  $W_z$ . Недоперезгружен балки в этом случае не рассматривают.

### 3.2. Контрольная работа № 2

#### ЗАДАЧА 4

Выходное звено механизма, показанного на схеме (рис. 4), совершает возвратно-поступательное (или возвратно-вращательное) движение и нагружено на рабочем ходу постоянной силой  $F_c$  (или моментом  $T_c$ ) полезного сопротивления. На холостом ходу при обратном направлении движения выходного звена полезное сопротивление отсутствует, но продолжают действовать вредные сопротивления. Учитывая действие трения в кинематических парах, по коэффициенту полезного действия и механизма определить:

- 1) движущий момент  $T_d$ , постоянный по величине, который нужно приложить к ведущему звену при установившемся движении с циклом, состоящим из рабочего и холостого ходов;
- 2) работы сил трения на рабочем и холостом ходах и значения приведенной к ведомому звену силы трения (или момента трения), считая, что вредное сопротивление постоянно на каждом из ходов, но на рабочем ходу оно в 3 раза больше, чем на холостом;
- 3) изменение кинетической энергии механизма за время рабочего хода и за время холостого хода;
- 4) мощность, требуемую от привода при вращении ведущего звена со средней скоростью  $\omega_1$  и средней (за целый оборот) мощность полезного сопротивления и мощность сил трения.

Решение задачи основано на уравнении движения механизма, устанавливаемом в связи между изменением кинетической энергии и работами сил (законе кинетической энергии). Работа сил и моментов определяется соответственно по линейным или угловым перемещениям звеньев, на которые они действуют, для чего нужно найти положения механизма при крайних положениях выходного звена. Перемещения звеньев, линейные и угловые, можно определить по чертежу, выполненному в масштабе, или рассчитать аналитически. Чтобы определить зоны рабочего и холостого ходов для входного звена, нужно установить связь движения с показанным направлением действия полезного сопротивления, которое на рабочем ходу должно препятствовать движению выходного звена. Размеры звеньев, согласно их обозначениям на схеме механизма, и другие необходимые величины приводятся в таблицах 5-14, где  $\eta$  — коэффициент полезного действия, а по схеме 5 —  $m$  — модуль реечного зацепления;  $z$  — число зубьев колеса.

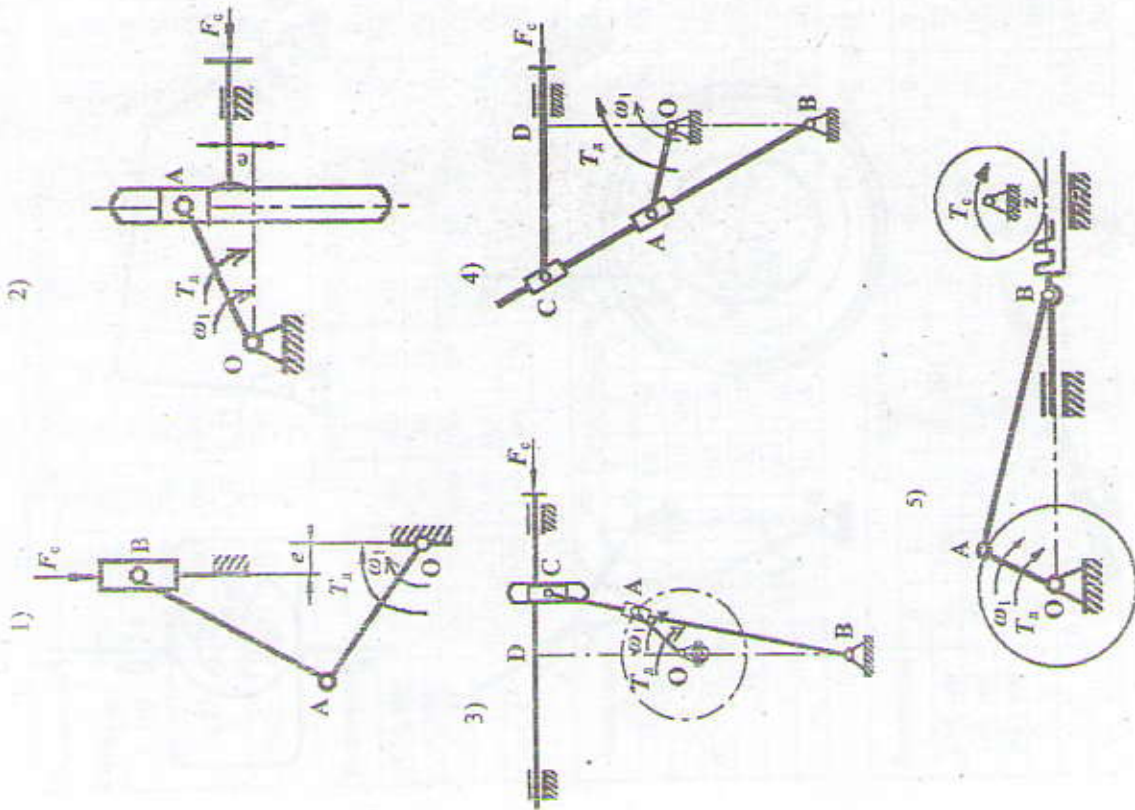


Рис. 4

Таблица 5

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$OA, \text{ мм}$	30	40	50	20	80	100	10	25	120	150
$\epsilon, \text{ мм}$	10	8	25	10	20	30	4	10	50	60
$AB, \text{ мм}$	100	100	200	90	300	300	30	90	350	400
$F_c, \text{ Н}$	500	800	2000	1000	8000	7000	90	1000	9000	8000
$\eta$	0,85	0,80	0,70	0,75	0,90	0,86	0,90	0,80	0,70	0,76
$\omega_1, \text{ с}^{-1}$	100	200	250	300	150	80	400	240	100	60

Таблица 6

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$OA, \text{ мм}$	30	50	60	80	20	40	10	100	25	70
$\epsilon, \text{ мм}$	12	10	30	30	10	0	5	40	15	30
$F_c, \text{ Н}$	100	200	800	2000	50	400	10	2000	120	4000
$\eta$	0,70	0,75	0,65	0,71	0,75	0,72	0,75	0,68	0,71	0,65
$\omega_1, \text{ с}^{-1}$	100	120	140	80	150	80	180	60	150	100

Таблица 7

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$OA, \text{ мм}$	40	30	60	150	120	25	200	160	100	50
$OB, \text{ мм}$	100	100	180	450	480	100	600	400	250	120
$BC=BD, \text{ мм}$	180	150	300	600	650	180	900	600	400	160
$F_c, \text{ Н}$	150	100	500	9000	2000	250	8000	5000	3000	600
$\eta$	0,65	0,60	0,64	0,63	0,61	0,60	0,65	0,64	0,62	0,60
$\omega_1, \text{ с}^{-1}$	50	80	30	15	25	40	10	20	30	40

Таблица 8

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$OA, \text{ мм}$	50	100	160	200	25	120	180	65	30	40
$OB, \text{ мм}$	90	220	400	620	100	480	650	200	80	100
$BD, \text{ мм}$	150	360	650	900	200	650	900	300	150	200
$F_c, \text{ Н}$	600	3000	5000	8000	20	2200	9000	500	5	1500
$\eta$	0,60	0,62	0,64	0,65	0,60	0,61	0,63	0,65	0,62	0,64
$\omega_1, \text{ с}^{-1}$	20	10	16	10	40	25	12	30	150	50

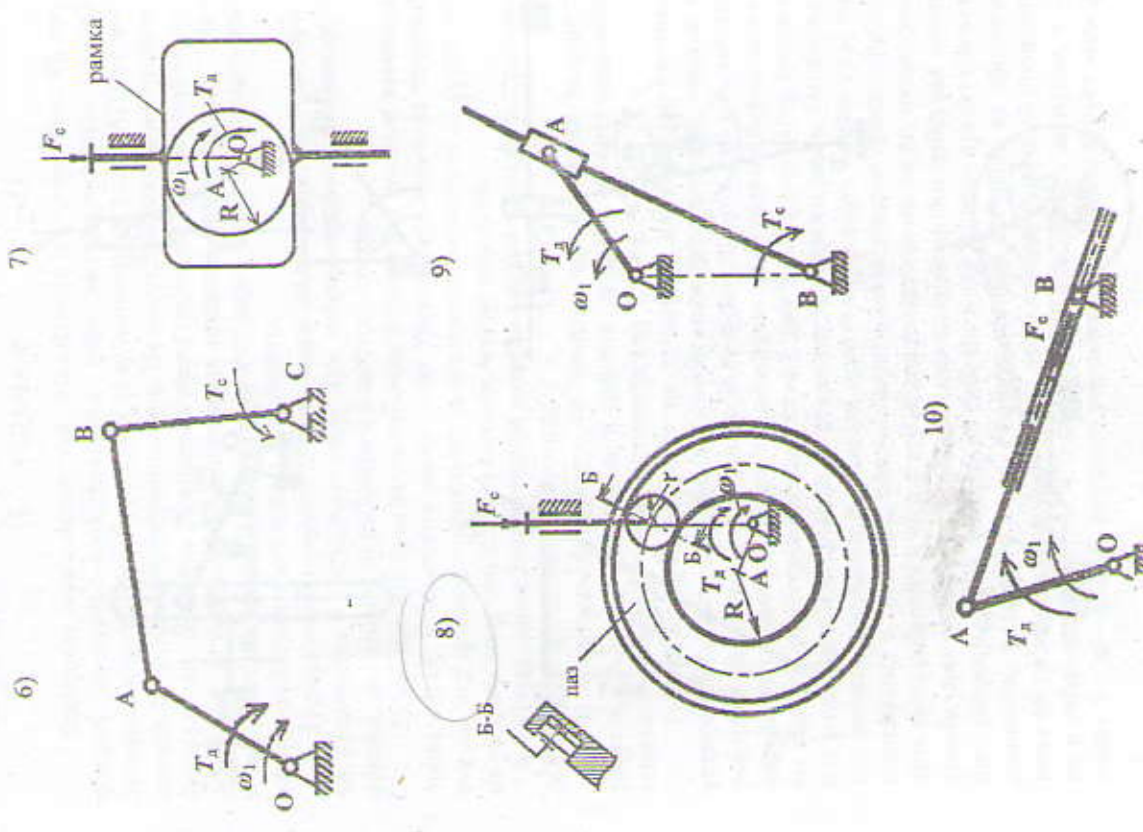


Рис. 4 (окончание)

Таблица 9

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	10	20	30	25	40	15	22	35	18	38
AB, мм	30	50	80	75	100	40	55	80	45	110
m, мм	1,5	2,0	2,0	2,5	3,0	1,5	2,0	1,5	2,0	3,0
z	40	30	50	20	30	40	35	30	20	25
$\eta$	0,70	0,72	0,71	0,74	0,76	0,73	0,76	0,69	0,70	0,72
$T_c$ , Н·м	20	30	60	45	120	20	40	15	25	100
$\omega_1$ , с <sup>-1</sup>	100	80	90	120	70	85	60	50	75	50

Таблица 10

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	60	30	80	40	100	50	120	60	140	70
OC, мм	120	70	160	100	200	120	240	120	280	150
BC, мм	150	80	200	250	250	110	300	160	350	160
AB, мм	150	90	200	250	250	150	300	180	350	200
$T_c$ , Н·м	100	25	150	20	120	2	300	250	600	240
$\eta$	0,94	0,93	0,90	0,92	0,91	0,94	0,89	0,93	0,92	0,92
$\omega_1$ , с <sup>-1</sup>	110	160	50	150	80	260	80	60	10	100

Таблица 11

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
R, мм	40	60	20	50	45	25	30	20	15	35
OA, мм	15	30	10	30	20	15	20	12	8	20
$F_c$ , Н	40	100	50	120	90	60	65	45	30	65
$\eta$	0,70	0,72	0,71	0,68	0,72	0,70	0,69	0,71	0,70	0,72
$\omega_1$ , с <sup>-1</sup>	80	60	100	70	90	80	110	120	150	75

Таблица 12

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
R, мм	35	15	20	30	25	42	50	20	60	40
OA, мм	22	7	14	18	15	20	20	10	25	18
r, мм	8	5	4	8	7	10	12	6	15	10
$\eta$	0,80	0,81	0,80	0,83	0,85	0,80	0,84	0,82	0,80	0,81
$F_c$ , Н	70	30	45	65	60	90	100	50	120	55
$\omega_1$ , с <sup>-1</sup>	70	140	120	180	110	90	80	100	60	80

Таблица 13

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	50	100	150	200	25	120	180	60	30	40
OB, мм	85	200	400	600	100	500	700	200	80	100
$T_c$ , Н·м	50	500	450	800	4	30	900	600	1	150
$\eta$	0,75	0,70	0,70	0,68	0,71	0,75	0,73	0,74	0,69	0,72
$\omega_1$ , с <sup>-1</sup>	10	8	15	10	12	25	12	40	160	60

Таблица 14

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	0	1	2	3	4	5	6	7	8	9
OA, мм	50	40	80	100	20	150	10	25	120	90
OB, мм	150	100	300	350	80	380	30	70	300	250
$F_c$ , Н	1200	1500	4000	8000	600	5000	100	400	9000	4000
$\eta$	0,75	0,76	0,78	0,75	0,80	0,74	0,80	0,79	0,77	0,75
$\omega_1$ , с <sup>-1</sup>	60	80	40	30	90	20	100	120	50	25

В схемах 7 и 8 применено геометрическое замыкание звеньев в высшей кинематической паре, не допускающее отход звеньев друг от друга: в схеме 7 круглый эксцентрик охвачен рамкой выходного звена; в схеме 8 ролик радиуса  $r$  перекачивается в круговом пазу входного звена, охваченный наружным и внутренним профилями пазы.

Исходные данные для схемы 1 приведены в табл. 5, для схемы 2 – в табл. 6, для схемы 3 – в табл. 7, для схемы 4 – в табл. 8, для схемы 5 – в табл. 9, для схемы 6 – в табл. 10, для схемы 7 – в табл. 11, для схемы 8 – в табл. 12, для схемы 9 – в табл. 13, для схемы 10 – в табл. 14.

#### Пояснения к решению задачи 4

Сначала необходимо вычертить механизм в масштабе в крайних положениях и по заданным направлениям угловой скорости входного звена  $\omega_1$  и постоянной силы  $F_c$  (или момента  $T_c$ ) полезного сопротивления установить рабочие и холостые ходы. По чертежу при графическом определении линейных и угловых перемещений звеньев следует измерить:

1) для входного звена его углы поворота на рабочем  $\varphi_{рх}$  и холостом ходу  $\varphi_{хх}$ ;

2) для выходного звена при его возвратно-поступательном движении линейное перемещение, т. е. ход  $S$ , или при его возвратно-вращательном движении угол размаха  $\psi$  (значения всех углов определяются в радианах).

Работа сил полезного сопротивления

$$A_{\text{пс}} = F_c \cdot S, \text{ или } A_{\text{пс}} = T_c \cdot \psi.$$

Для схемы 5:

$$\psi = \frac{2S}{d},$$

где  $S$  — ход зубчатой рейки, м;  $d = m \cdot z$  — диаметр ведомого звена, м.  
Работа движущих сил

$$A_{\text{дс}} = \frac{A_{\text{пс}}}{\eta}$$

Движущий момент

$$T_{\text{д}} = \frac{A_{\text{дс}}}{2\pi}$$

Работа сил трения на рабочем и холостом ходах (вредное сопротивление)

$$A_{\text{тр}} = A_{\text{дс}} - A_{\text{пс}}$$

Работа сил трения на холостом ходу

$$A_{\text{тр}}^{\text{хх}} = \frac{A_{\text{тр}}}{4},$$

т. к. по условию задачи вредное сопротивление на рабочем ходу в три раза больше, чем на холостом.

Работа сил трения на рабочем ходу

$$A_{\text{тр}}^{\text{рх}} = 3A_{\text{тр}}^{\text{хх}}$$

Изменение кинетической энергии за время рабочего хода

$$\Delta E_{\text{рх}} = A_{\text{дс}}^{\text{рх}} - A_{\text{тр}}^{\text{рх}} - A_{\text{пс}}$$

где  $A_{\text{дс}}^{\text{рх}}$  — работа движущих сил за время рабочего хода.

$$A_{\text{дс}}^{\text{рх}} = T_{\text{д}} \cdot \varphi_{\text{рх}}$$

Полученный в результате вычислений  $\Delta E_{\text{рх}}$  знак (-) указывает на то, что на рабочем ходу энергия уменьшается.

Изменение кинетической энергии за время холостого хода

$$\Delta E_{\text{хх}} = A_{\text{пс}}^{\text{хх}} - A_{\text{тр}}^{\text{хх}}$$

где  $A_{\text{пс}}^{\text{хх}}$  — работа движущих сил за время холостого хода.

$$A_{\text{пс}}^{\text{хх}} = T_{\text{д}} \cdot \varphi_{\text{хх}}$$

По закону сохранения энергии

$$|\Delta E_{\text{рх}}| = |\Delta E_{\text{хх}}|$$

Мощность, требуемая от привода

$$P_{\text{дв}} = T_{\text{д}} \cdot \omega_1$$

Средняя мощность полезного сопротивления

$$P_{\text{пс}} = P_{\text{дв}} \cdot \eta$$

Средняя мощность сил трения

$$P_{\text{тр}} = P_{\text{дв}} (1 - \eta)$$

Проверка:  $P_{\text{пс}} + P_{\text{тр}} = P_{\text{дв}}$

### ЗАДАЧА 5

Тело 1 (клеть, груз, вагонетка) весом  $Q$  перемещается по направляющим со скоростью  $v$  и ускорением  $a$  (поднимается или опускается, или же движется по горизонтали). Канат переброшен через неподвижный блок 2 и наматывается на барабан лебедки 3. Найти усилие натяжения каната и определить мощность на приводном валу лебедки 3. При этом трением в блоках пренебречь, коэффициент трения скольжения принять  $f = 0,2$ ; удельное сопротивление движению вагонетки  $\omega_0 = 0,01$ , а угол наклона  $\alpha = \frac{\pi}{4}$ .

Схемы приведены на рис. 5, данные в табл. 15.

Пояснения к решению задачи 5

Используя принцип Даламбера, дополнив действующие на тело силы силой инерции (см. рис. б), составляем уравнение равновесия  $\sum F_x = 0$  (сила инерции  $F_H = m \cdot a$  направлена противоположно ускорению),

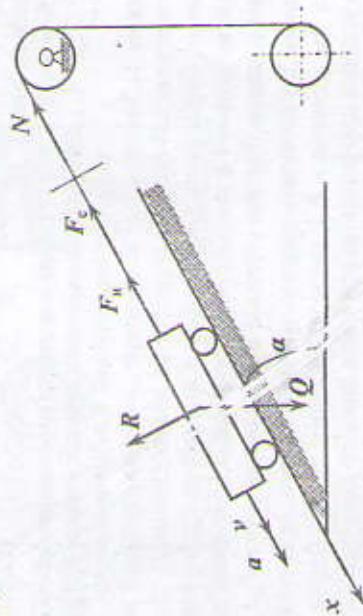


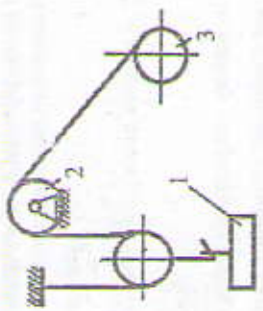
Рис. 5

$Q$  – сила тяжести тела;  $F_c$  – сила сопротивления движению  $F_c = R \cdot \omega_0$ ;  $R$  – нормальная реакция опорной поверхности;  $a$  – ускорение (направлено по ходу движения);  $v$  – скорость движения  
Примечание. В схемах 1–4 сопротивление движению отсутствует.

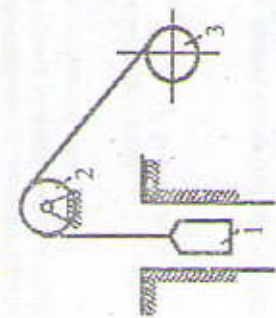
Из полученного уравнения вычисляют силу натяжения каната  $N$ .  
Мгновенную мощность на приводном валу барабана  $P$  определяют по формуле

$$P = N \cdot v.$$

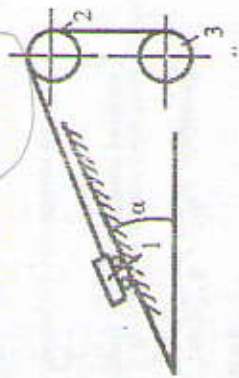
3) подъем 4) спуск



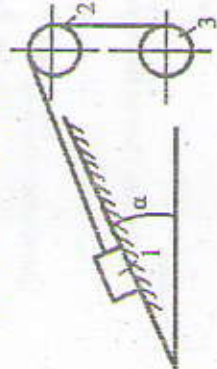
1) подъем 2) спуск



7) подъем 8) спуск



5) подъем 6) спуск



10)



Рис. 5

Таблица 15

Величина	Предпоследняя цифра шифра									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	0
$Q$ , кН	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
$v$ , м/с	4,0	3,8	3,6	3,4	3,2	3,0	2,8	2,6	2,4	2,2
$a$ , м/с <sup>2</sup>	3,0	2,8	2,6	2,4	2,2	2,0	1,8	1,6	1,4	1,2



### 3.3. Контрольная работа № 3

#### ЗАДАЧА 6

Требуется произвести прочностной расчет комбинированного соединения нескольких деталей. Схемы соединений приведены на рис. 7, данные в табл. 16.

Примечания: 1. Все соединяемые детали изготовлены из стали Ст3.  
2. Размеры поперечного сечения шпонок принять из табл. 17 в соответствии с диаметром вала.

Схема 1. Заклепочное соединение диска со ступицей посредством призматической шпонки передает на вал мощность  $P$  при частоте вращения  $\omega$ . Определить диаметр вала  $d$  из условия прочности на кручение, длину шпонки и количество заклепок для крепления диска, если заданы толщина буртика ступицы  $\delta_1$  и толщина диска  $\delta_2$ .

Схема 2. Рассчитать сварное зубчатое колесо, если задана передаваемая им мощность  $P$  и частота вращения  $\omega$ . Требуется определить из условия прочности на кручение диаметр сопрягаемого вала  $d$ , катеты сварных швов  $K$  и длину ступицы  $l$  исходя из минимальной длины сопряженной с ней шпонки

Схема 3. Фланцевая муфта передает мощность  $P$  при частоте вращения  $\omega$ . Полушмуфты соединены шестью болтами, вставленными с зазором. Коэффициент трения между поверхностями полушмуфт  $f = 0,2$ . Определить диаметр вала  $d$ , диаметр болтов  $d_b$  и длину шпонки  $l$ .

Схема 4. Рассчитать соединение двух одинаковых полых валов, передающих мощность  $P$  при частоте вращения  $\omega$ . Соединение выполнено с помощью переходной бобышки. Один из валов соединен с бобышкой шпонкой, другой — сварным швом. Рассчитать внутренний диаметр  $d$  и внешний диаметр валов, если  $d/D = 0,6$ , длину шпонки  $l$  и катет  $K$  сварного шва. Проверить прочность бобышки на кручение.

Схема 5. Проверить прочность заклепочного соединения, нагруженного силой  $F$ , если заданы: толщина  $\delta_2$  и ширина  $b$  скрепленных полос, толщина накладок  $\delta_1$ , диаметр заклепок  $d_1$  и нагрузка  $F$ .

Схема 6. Две полосы толщиной  $\delta_2$  и шириной  $b$  соединены накладкой с толщиной  $\delta_1$  и нагружены силой  $F$ . Определить величину катета сварного шва  $K$  и диаметр двух заклепок  $d_1$ . Проверить прочность соединяемых полос.

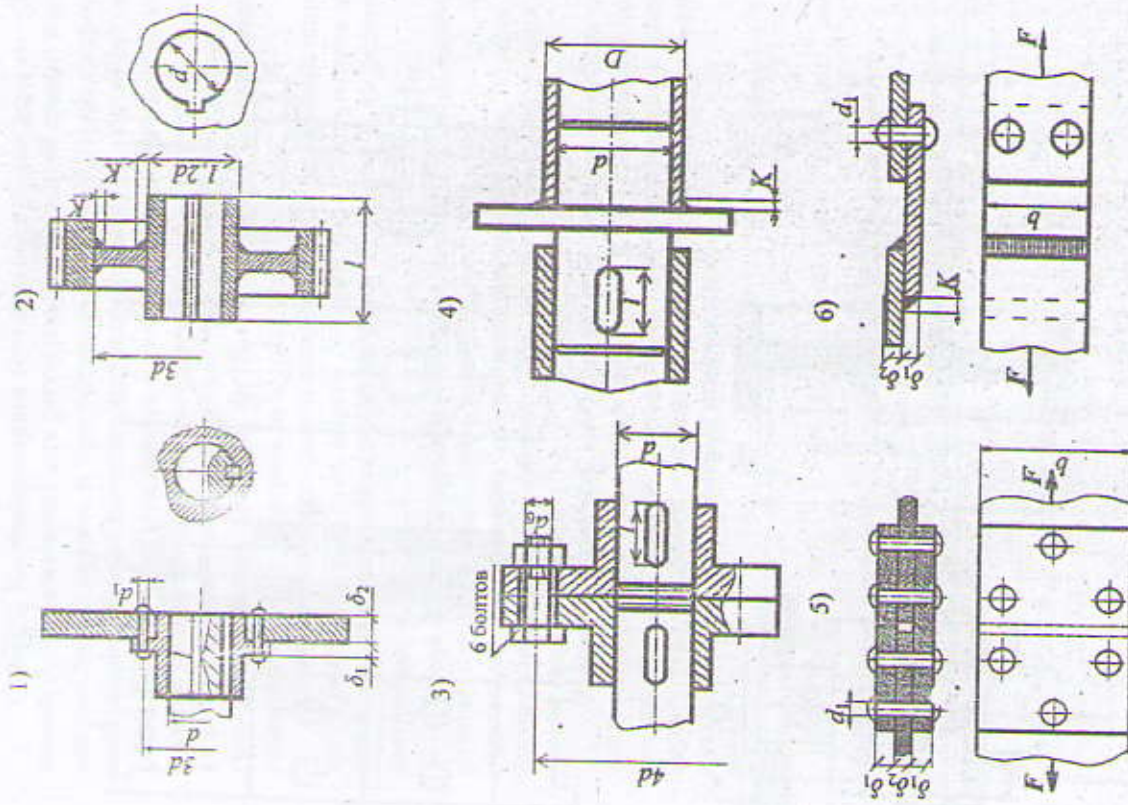


Рис. 7

Схема 7. Комбинированное болтовое соединение двух тяг толщиной  $\delta_2$  предназначено для регулировки их общей длины. Верхняя тяга имеет прорезь и при регулировании длины может перемещаться относительно накладок, имеющих толщину  $\delta_1$ . После регулировки верхний болт затягивается и тяга удерживается в наладках за счет сил трения. Нижний болт вставлен без затора, и силой его затяжки можно пренебречь. Коэффициент трения между накладками и тягами  $f=0,2$ . Заданы размеры  $\delta_1, \delta_2, b$  и нагрузка  $F$ . Определить диаметры болтов и проверить прочность тяг и накладок.

Схема 8. Рассчитать заклепочное соединение двух полос шириной  $b$  (имеющих фигурные вырезы шириной  $0,6b$ ), нагруженное силой  $F$ . Определить максимальную нагрузку  $F_{\max}$ , если даны размеры соединения:  $d_1, \delta_1, \delta_2, b$ .

Схема 9. Сварной шкив закреплен на валу при помощи цилиндрического штифта. Определить максимальный крутящий момент, передаваемый соединением, из условия прочности вала, штифта и сварного шва, если даны размеры: диаметр вала  $d$ , диаметр штифта  $d_1$  и катет сварных швов  $K$ .

Схема 10. Рассчитать комбинированное соединение из двух цилиндрических шарниров с осями диаметром  $0,5d$  (обеспечивает подвижность в вертикальной плоскости) и  $1,2d$  (обеспечивает подвижность в горизонтальной плоскости). Требуется определить допустимую нагрузку  $F_{\text{доп}}$ , если заданы размеры  $d$  и  $\delta_1$ .

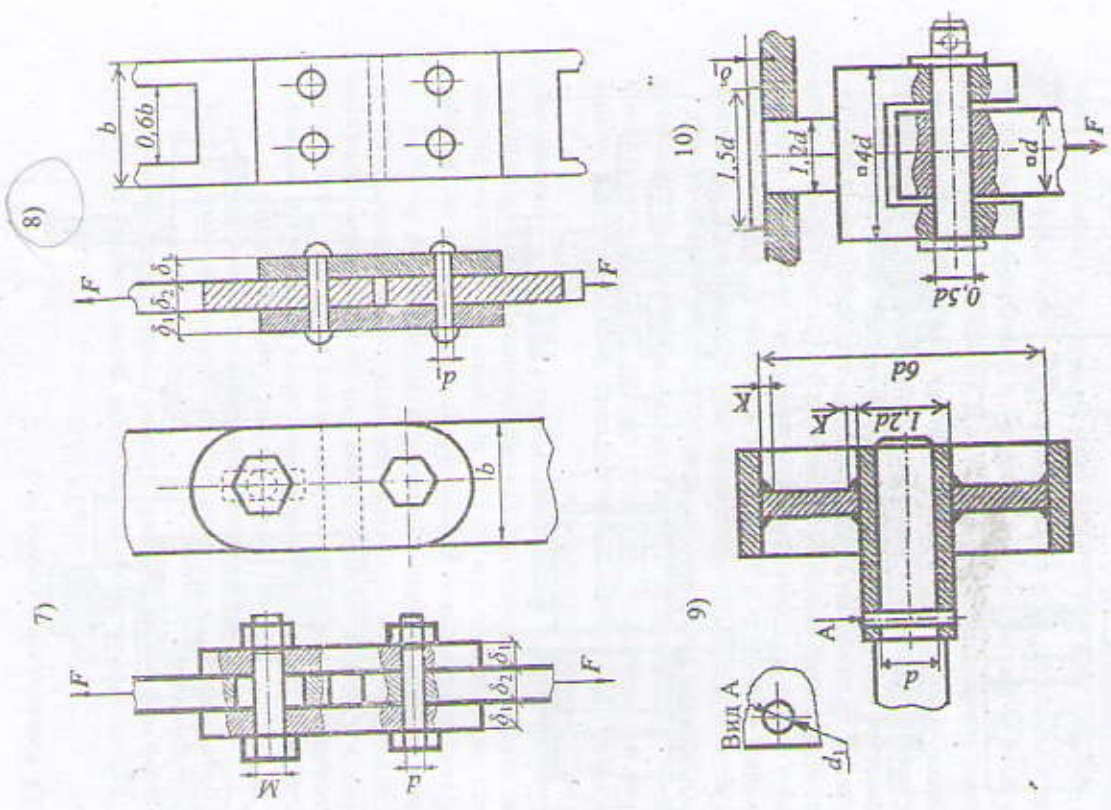


Рис. 7 (окончание)

Таблица 16

Предпоследняя цифра шифра	$P$ , кВт	$\omega$ , с <sup>-1</sup>	$\delta_1$ , мм	$\delta_2$ , мм	$F$ , кН	$b$ , мм	$d$ , мм	$d_1$ , мм	$K$ , мм
1	11	10	2	3	10	70	28	3	3
2	12	22	4	3	20	80	22	4	2
3	13	100	3	4	30	90	30	2	4
4	14	20	6	8	40	100	35	3	5
5	15	100	4	3	50	110	40	5	3
6	16	180	3	6	60	180	45	4	4
7	17	150	4	3	70	150	50	5	5
8	18	120	5	6	80	140	55	6	5
9	19	60	6	5	90	130	60	4	3
0	10	50	8	7	100	125	70	5	3

### Пояснения к решению задачи 6

#### 1. Расчет сварных швов

Нахлесточные сварные соединения имеют угловые швы (см. схему 6, рис. 7). При упрощенном расчете таких швов от посто- янной нагрузки учитывают лишь касательные напряжения

$$\tau = F / A,$$

где  $A$  — площадь расчетного сечения шва (зависит от общей длины (периметра) сварного шва и расчетного катета).

$$A = L \cdot K \cdot \cos 45^\circ = 0,7L \cdot K.$$

Разрушение таких швов происходит от сдвига по кратчайшему пути роста трещины, т. е. под углом  $45^\circ$ .

Условие прочности углового шва

$$\tau_{\max} = F_{\max} / (0,7L \cdot K) \leq [\tau'],$$

где  $[\tau']$  — допускаемое напряжение в сварном шве при срезе, Па;  $L$  — общая длина шва, м;  $K$  — расчетный катет, м.

При расчете машиностроительных конструкций из малоуглеродистых, среднеуглеродистых и низколегированных сталей допускае- мое напряжение на срез в сварном шве при статических нагрузках принимают в зависимости от допускаемого напряжения на растяже- ние основного металла соединяемых элементов  $[\sigma_p]$  и метода сварки.

При ручной сварке электродами Э 42 и Э 50  $[\tau'] = 0,6[\sigma_p]$ , где  $[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение на растяжение для основного металла соединяемых элементов.

#### 2. Расчет заклепочных соединений

Основными критериями работоспособности заклепочных со- единений являются прочность заклепок, работающих на срез и сжа- тие, и прочность соединяемых деталей (ослабленных отверстиями под заклепки), работающих на растяжение.

Условие прочности заклепочного соединения на срез:

$$\tau_{\text{ср}}^{\max} = 4F_{\max} / (\pi \cdot d^2 \cdot n \cdot i) \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где  $F_{\max}$  — максимальная сила, Н;  $d$  — диаметр заклепки, м;  $n$  — число заклепок;  $[\tau_{\text{ср}}]$  — допускаемое напряжение на срез для материала за- клепки, Па;  $i$  — число плоскостей среза заклепки.

Следует отметить, что в начальной упругой стадии деформиро- вания заклепки в соединении работают неравномерно: на концах со- единения они нагружены больше, а в середине — меньше. Но в да- лейшем при пластической стадии усилия в заклепках выравниваются вследствие текучести материала заклепки, что позволяет сделать до- пушение для расчета о равномерности загрузки всех заклепок соеди- нения.

Материал соединяемых деталей — сталь Ст3, материал закле- пок — сталь Ст3.

Условие прочности заклепочного соединения на смятие:

$$\sigma_{\text{см}}^{\max} = F_{\max} / (\delta \cdot d \cdot n) \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где  $\delta$  — наименьшая суммарная длина участков заклепки, сминаемых в одном направлении, м;  $d$  — диаметр заклепки, м;  $n$  — число заклепок;  $[\sigma_{\text{см}}]$  — допускаемое напряжение на смятие для материала заклепки, Па.

Для заклепок из стали Ст3 принимают  $[\tau_{\text{ср}}] = 100\text{--}140$  МПа,  $[\sigma_{\text{см}}] = 240\text{--}320$  МПа.

Соединяемые детали ослаблены отверстиями под заклепки. Ус- ловие прочности такой детали на растяжение

$$\sigma_{\max} = \frac{F_{\max}}{A} = \frac{F_{\max}}{(b - n \cdot d) \delta} \leq [\sigma_p],$$

где  $F_{\max}$  — максимальная сила, Н;  $\delta$  — толщина детали (листа), м;  $b$  — ширина детали (листа), м;  $n$  — число отверстий под заклепки в опас- ном сечении детали;  $d$  — диаметр отверстия, м;  $[\sigma_p]$  — допускаемое на- пряжение на растяжение для материала детали, Па.

#### 3. Расчет резьбовых соединений

Резьба характеризуется рядом геометрических параметров. Для метрической резьбы ГОСТ 8724-81 среди прочих регламентирует сле- дующие параметры:  $d$ ,  $d_1$ ,  $d_2$  — соответственно наружный, внутренний и средний (по которому толщина витка равна ширине впадины) диа- метры.

3.1. Расчет на прочность стержня болта, воспринимающего внешнюю нагрузку (без предварительной затяжки)

Болт работает на простое растяжение. Опасным является сече- ние болта с наименьшим диаметром.

Условие прочности болта в этом случае имеет вид

$$\sigma_{\max} = \frac{4F_{\max}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

где  $F_{\max}$  — максимальная растягивающая сила, Н;  $[\sigma_p] = 0,6\sigma_T$  — допускаемое напряжение на растяжение для материала болта, Па;  $\sigma_T$  — предел текучести материала болта, Па.

3.2. Расчет болта от силы затяжки при отсутствии внешней нагрузки

Стержень болта растягивается осевой силой затяжки  $F_0$  и закручивается моментом сил трения в резьбе. При этом в нем возникают нормальные напряжения от растяжения и касательные от кручения. Расчет на прочность в этом случае производят с использованием третьей теории прочности по эквивалентному напряжению:

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + 4\tau^2} \leq [\sigma_p].$$

Для метрических резьб приближенно принимают  $\sigma_{\text{экв}} = 1,3\sigma$ .

При этом условие прочности будет иметь вид

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{4 \cdot 1,3F_0}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p].$$

Откуда

$$d_1 = \sqrt{\frac{5,2F_0}{\pi \cdot [\sigma_p]}}.$$

где 1,3 — коэффициент, учитывающий напряжения от скручивании стержня болта при затяжке;  $[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{n}$  — допускаемое напряжение при растяжении для материала болта;  $n$  — коэффициент запаса прочности.

3.3. Расчет болта при действии поперечной (сдвигающей) силы

Рассмотрим два варианта: 1) болты поставлены в отверстие с зазором; 2) болты поставлены в отверстие без зазора.

В обоих вариантах должен быть исключен относительный сдвиг собранных деталей. Для первого варианта условие взаимной неподвижности деталей соединения  $F \leq F_f$ , где  $F_f$  — сила трения,

$F_f \leq f \cdot F_0$ ;  $F_0$  — сила затяжки болтового соединения (см. п. 3.2);  $f$  — коэффициент трения на стыке соединяемых деталей;  $f = 0,1 - 0,2$  для необработанных стыков;  $F$  — внешняя сила, приложенная к соединяемым деталям.

Условие прочности болта по первому варианту

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1,3k \cdot 4 \cdot F}{\pi \cdot d_1^2} \cdot f \leq [\sigma_p].$$

Откуда внутренний диаметр резьбы

$$d_1 = \sqrt{\frac{5,2Fk}{\pi \cdot f \cdot [\sigma_p]}}.$$

где  $k$  — коэффициент запаса от сдвига деталей (при статической нагрузке  $k = 1,3 - 1,5$ ).

При расчете болта по второму варианту, т. е. когда он установлен в отверстие соединяемых деталей без зазора, следует учесть, что болт работает на срез и смятие. Поэтому диаметр стержня болта рассчитывается по тем же формулам, которые используются для определения диаметра заклепок.

Следует обратить внимание, что диаметр стержня болта может быть равен наружному диаметру резьбы или быть больше его. Допускаемое напряжение на срез  $[\tau_{ср}]$  при действии статических нагрузок определяют из соотношения  $[\tau_{ср}] = 0,4\sigma_T$ .

4. Расчет штифтовых соединений

Штифты изготавливают из сталей Ст4, Ст5, сталь 35, 40 и 45. Диаметр штифта определяют из расчета на срез. При действии на штифт силы  $F$ , перпендикулярной его продольной оси, условие прочности на срез при  $i$  плоскостях среза имеет вид

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A_{ср}} = \frac{4F}{\pi \cdot d^2 \cdot i} \leq [\tau_{ср}],$$

где  $d$  — диаметр штифта, м.

Допускаемое напряжение на срез для штифта, изготовленного из сталей указанных марок  $[\tau_{ср}] = 35 - 75$  МПа. Меньшие значения принимают при нагрузке с толчками и ударами.

### 5. Расчет шпоночных соединений

Материалом для шпонок служат углеродистые стали с пределом прочности не ниже  $\sigma_{\text{н}} = 600$  МПа. Призматические и сегментные шпонки рассчитывают на срез и смятие.

При проектировании шпоночного соединения ширину  $b$  и высоту  $h$  призматической шпонки принимают по СТ СЭВ 189-75 (см. табл. 17) в зависимости от диаметра вала. Затем определяют необходимую длину шпонки из условия прочности на срез и на смятие. За расчетную длину принимают большее из двух значений, которое необходимо согласовать со стандартной длиной.

Таблица 17

Диаметр вала $d$	Сечение шпонки		Глубина паза		Диаметр вала $d$	Сечение шпонки		Глубина паза	
	$b$	$h$	вала $t_1$	отв. $t_2$		$b$	$h$	вала $t_1$	отв. $t_2$
Св. 12 до 17	5	5	3	2,3	Св. 50 до 58	16	10	6	4,3
17 до 22	6	6	3,5	2,8	58 до 65	18	11	7	4,4
22 до 30	8	7	4	3,3	65 до 75	20	12	7,5	4,9
30 до 38	10	8	5	3,3	75 до 85	22	14	9	5,4
38 до 44	12	8	5	3,3	85 до 95	25	14	9	5,4
44 до 50	14	9	5,5	3,8	95 до 110	28	16	10	6,4
					110 до 130	32	18	11	7,4

Примечания: 1. Стандартный ряд длин, мм: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 160; 180 (до 500).

2. В СТ СЭВ 189-75 даны сечения шпонок для валов  $d = 2 - 500$  мм, длины — до 500 мм.

3. Пример условного обозначения шпонки при  $b = 16$  мм,  $h = 10$  мм,  $l = 80$  мм исполнения А (со скругленными торцами): шпонка 16x10x80 (СТ СЭВ 189-75), то же, исполнения В (с плоскими торцами): шпонка В 16x10x80 (СТ СЭВ 189-75).

Условие прочности шпонки на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{d \cdot l \cdot b} \leq [\tau_{\text{ср}}].$$

Условие прочности шпонки на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d \cdot l_p \cdot k} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

где  $T$  — крутящий момент, Нм;  $d$  — диаметр вала, мм;  $b$  — ширина шпонки, мм;  $l_p$  — рабочая длина шпонки;  $l_p = l - b$ , мм;  $l$  — общая длина шпонки;  $k$  — глубина врезания шпонки в ступицу;  $k = h - t_1$  ( $t_1$  — глубина паза вала), мм;  $[\tau_{\text{ср}}]$  — допускаемое напряжение на срез для шпонки, Па;  $[\sigma_{\text{см}}]$  — допускаемое напряжение на смятие для шпонки, Па.

Допускаемые напряжения в неподвижных шпоночных соединениях общего машиностроения при спокойной нагрузке рекомендуются принимать: на смятие при стальной ступице  $[\sigma_{\text{см}}] = 100 - 150$  МПа, при чугунной  $[\sigma_{\text{см}}] = 60 - 80$  МПа; на срез  $[\tau_{\text{ср}}] = 60 - 90$  МПа. Эти значения допускаемых напряжений снижают при работе со слабыми толчками на 1/3, а при ударной нагрузке — на 2/3.

### ЗАДАЧА 7

Зубчатый механизм, показанный на рис. 8, передает крутящий момент от ведущего вала 1, вращающегося с угловой скоростью  $\omega_1$ , через промежуточный вал 2 к выходному валу 3. Требуется:

- 1) определить коэффициент полезного действия  $\eta$  для зубчатого механизма;
  - 2) определить мощности  $P_2, P_3$  на валах 2, 3;
  - 3) определить угловые скорости валов 2, 3;
  - 4) определить крутящие моменты на валах 1, 2, 3;
  - 5) определить передаточное отношение зубчатого механизма;
  - 6) выбрать материал и определить диаметр промежуточного вала 2 из условия прочности на кручение при пониженном допускаемом напряжении на кручение;
  - 7) определить направления и величины сил, действующих в зубчатых зацеплениях;
  - 8) проверить прочность промежуточного вала 2 из условия совместного действия изгиба и кручения в опасном сечении.
- Данные для расчета взять из табл. 18 и 19.

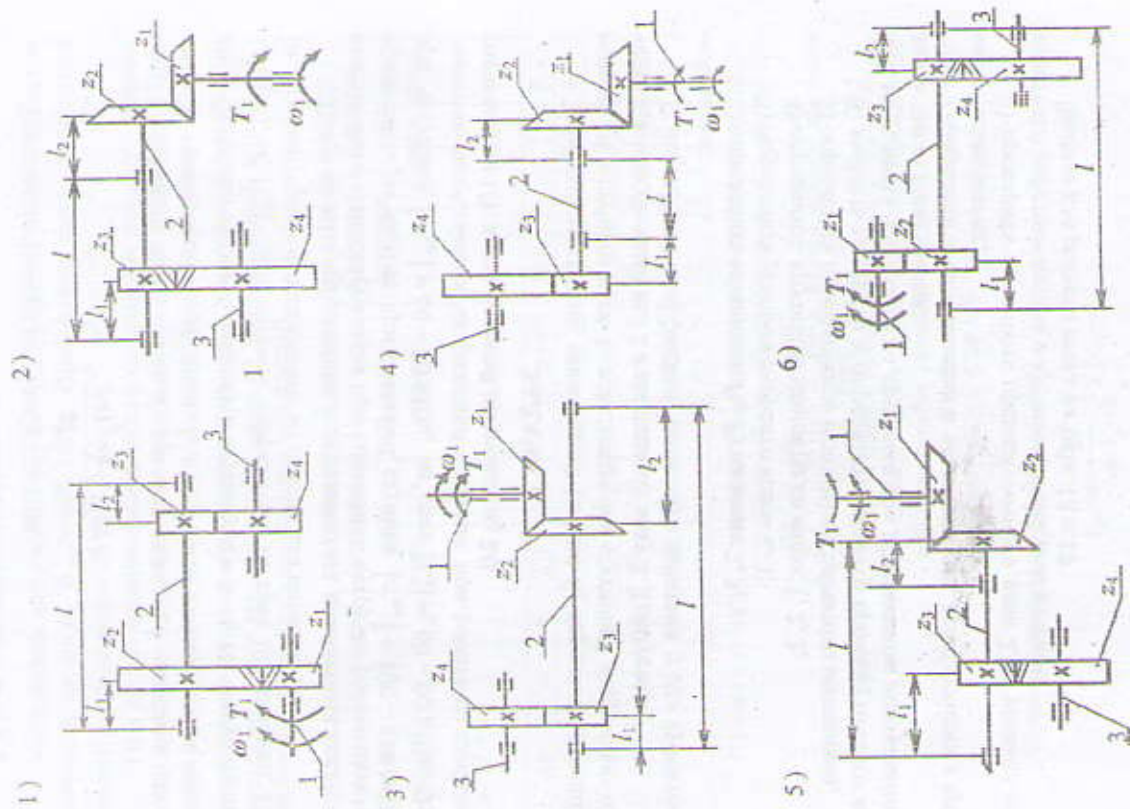


Рис. 8

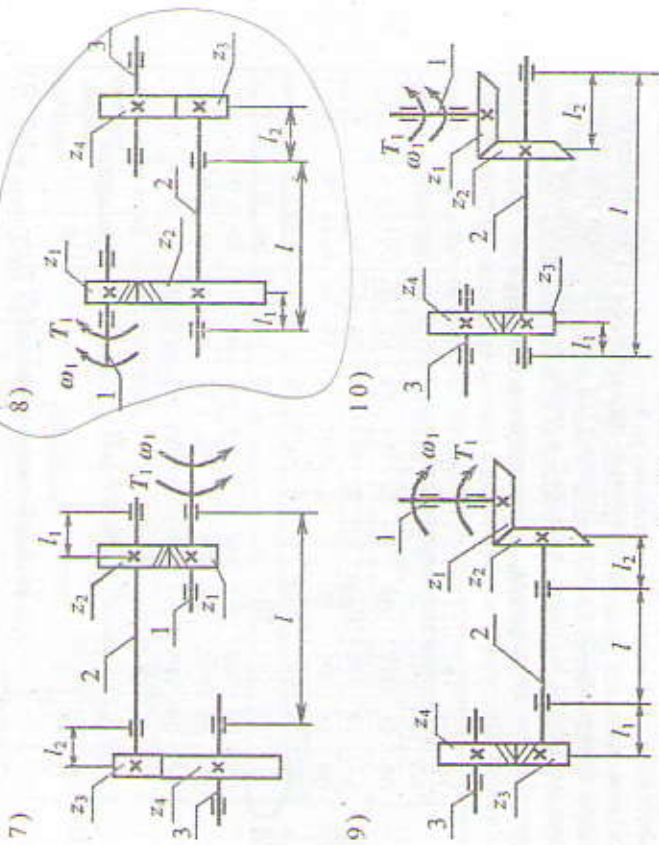


Рис. 8 (окончание)

Таблица 18

Предпоследняя цифра шифра	$P_1$ , кВт	$\omega_1$ , с <sup>-1</sup>	Коническая зубчатая передача		$m$ , мм	$l$ , мм	$l_1$ , мм	$l_2$ , мм	КПД
			$z_1$	$z_2$					
1	11,3	74	25	50	8	195	60	75	0,960 - 0,960
2	18,2	75	20	63	4	260	80	100	
3	19,3	98	22	70	4	200	60	80	
4	9,4	75	18	58	4,5	185	55	75	
5	6,1	103	24	75	4,5	155	50	55	
6	9,1	156	17	54	3	160	55	60	
7	5,6	77	20	56	5	145	45	55	
8	7,5	100	40	110	3,5	210	75	90	
9	12	52	25	79	6	305	115	95	
0	18	54	25	40	6	245	95	75	

Таблица 19

Предпо- следняя цифра шифра	$P_1, \omega_1,$ кВт е <sup>-1</sup>	Цилиндрическая зубчатая передача						$l,$ мм	$l_1, l_2,$ мм	КПД			
		$z_1$	$z_2$	$z_3$	$z_4$	$m_1$	$m_2$				$\beta$		
1	11,3	74	20	63	20	126	3	4	10°	195	60	75	
2	18,2	75	17	34	25	79	4	6	11°	260	80	100	
3	19,3	98	20	56	20	63	2,5	3	12°	200	60	80	
4	9,4	75	20	50	40	112	2	2,5	9°10'	185	55	75	0,99
5	6,1	103	25	100	44	140	3	4	8°20'	155	50	55	0,99
6	9,1	156	20	63	40	100	2	3	12°	160	55	60	
7	5,6	77	22	70	40	126	4	3	7°30'	145	45	55	
8	7,5	100	20	56	34	108	3	4	10°	210	75	90	
9	12	52	25	50	40	112	2	2,5	8°	305	115	95	
0	18	54	20	32	44	140	3	4	8°15'	245	95	75	

Пояснения к решению задачи 7

1. Коэффициент полезного действия (КПД) η зубчатого механизма равен произведению КПД механических передач между валами и подшипников, на которых они установлены:

$$\eta = \eta_1 \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \dots \cdot \eta_n$$

Значения КПД механических передач даны в табл. 18 и 19. КПД одной пары подшипников следует принять равным 0,99.

2. Мощность на ведущем валу  $P_1$  дана в условии задачи. Мощность на втором валу  $P_2$  будет равна

$$P_2 = P_1 \cdot \eta_3 \cdot \eta_n$$

где  $\eta_n$  – КПД одной пары подшипников;  $\eta_3$  – КПД зубчатой передачи.

Мощность на третьем валу  $P_3$  вычисляется аналогично.

3. Угловая скорость ведущего вала  $\omega_1$  дана по условию задачи. Угловая скорость промежуточного вала  $\omega_2$  определяется из выражения

$$\omega_2 = \frac{\omega_1 \cdot z_1}{i_{12} \cdot z_2}$$

где  $i_{12} = \frac{\omega_1 \cdot z_2}{\omega_2 \cdot z_1}$  – передаточное отношение между ведущим и промежуточным валами.

Аналогично вычисляется угловая скорость выходного вала  $\omega_3$ .

4. Крутящие моменты на валах определяются по рассчитанным мощностям и угловым скоростям каждого вала, т. е.

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}; T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}; T_3 = \frac{P_3}{\omega_3}$$

5. Общее передаточное отношение зубчатого механизма

$$i_{13} = \frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3} = i_{12} \cdot i_{23} = \frac{z_2 \cdot z_4}{z_1 \cdot z_3}$$

6. В зубчатом зацеплении величины сил и направление их действия определяются с учетом величины крутящего момента, направления его действия и направления угловой скорости. Окружная сила действует по касательной к делительной окружности. Направление действия окружной силы для ведущего колеса (шестерни) противоположно направлению ее вращения, а для ведомого колеса совпадает с направлением его вращения. Радиальная сила действует перпендикулярно окружной силе и направлена по радиусу к центру делительной окружности. Осевая сила направлена перпендикулярно окружной и радиальной силам, т. е. вдоль продольной оси вала.

Окружная сила на шестерне цилиндрического зацепления

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}$$

где  $d_1 = m \cdot z_1$  – средний делительный диаметр шестерни, м.

Радиальная сила на шестерне цилиндрического зацепления

$$F_r = \frac{F_t \cdot \operatorname{tg} \alpha}{\cos \beta}$$

где  $\alpha$  – угол зацепления, равный 20°;  $\beta$  – угол наклона линии зуба. Для прямозубого цилиндрического зацепления  $\beta = 0$ .

Осевая сила на шестерне цилиндрического зацепления

$$F_a = F_t \cdot \operatorname{tg} \beta$$

## ЛИТЕРАТУРА

1. Санкович А.И. Прикладная механика. Методические указания к решению задач по одноименному курсу для студентов-заочников, а спец. Т 15.02, Т 16.04. Мн.: БГТУ, 1996.
2. Иосилевич Г.В. и др. Прикладная механика. М.: Высшая школа, 1989.
3. Степин П.А. Сопроотивление материалов. М.: Высшая школа, 1988.
4. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высшая школа, 1986.
5. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин. М.: Машиностроение, 1985.
6. Винокуров А.И. Сборник задач по сопроотивлению материалов. М.: Высшая школа, 1990.
7. Башев С.М. и др. Детали машин в примерах и задачах. Мн.: Вышэйшая школа, 1970.
8. Ничипорчик С.Н. и др. Детали машин в примерах и задачах. Мн.: Вышэйшая школа, 1981.

Для конического зацепления:

$$- \text{окружная сила на шестерне } F_{\tau} = \frac{2T_1}{d_1};$$

$$- \text{радиальная сила на шестерне } F_{r_1} = F_{\tau_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \cos \delta_1;$$

$$- \text{осевая сила на шестерне } F_{a_1} = F_{r_1} \cdot \operatorname{tg} \alpha \cdot \sin \delta_1,$$

где  $d_1$  — средний делительный диаметр,  $d_1 = m \cdot z_1$ ,  $m$ ;  $\delta_1 = \operatorname{arctg}(i)$  — угол при вершине делительного конуса шестерни;  $i$  — передаточное отношение.

Следует учесть, что при  $\delta_1 + \delta_2 = 90^\circ$  осевая сила на конической шестерне  $F_{a_1}$  равна радиальной силе на коническом колесе  $F_{r_2}$ , а радиальная сила на конической шестерне  $F_{r_1}$  равна осевой силе  $F_{a_2}$  на коническом колесе, т. е.  $F_{a_1} = F_{r_2}$ ,  $F_{r_1} = F_{a_2}$ .

7. При работе зубчатого механизма вал испытывает одномерное действие крутящего и изгибающего моментов. Для проверки прочности вала необходимо составить две расчетные схемы.

Первая расчетная схема представляет собой собственно вал с приложенными к нему крутящими моментами в тех сечениях, где установлены зубчатые колеса. С помощью этой схемы строят эпюру крутящего момента  $M_x$  и определяют его максимальное значение.

Вторая схема — это балка на двух опорах. С ее помощью определяют максимальный момент, изгибающий балку. Усилия, действующие на зубчатые колеса, передаются на вал и изгибают его одновременно в вертикальной и горизонтальной плоскостях. Поэтому расчет на изгиб производят отдельно для вертикальной и горизонтальной плоскостей. Для этого составляют расчетные схемы вала как балки в горизонтальной и вертикальной плоскостях. Определяют усилия, действующие на балку, и строят эпюры изгибающих моментов в вертикальной  $M_x$  и горизонтальной  $M_y$  плоскостях. По эпюрам  $M_x$ ,  $M_y$  строят эпюру суммарного изгибающего момента  $M_c$ .

Используя 3-ю или 4-ю теории прочности, рассчитывают эквивалентный момент и по его максимальному значению определяют местоположение опасного сечения (сечений) вала. В соответствии с диаметром вала вычисляют наибольшее эквивалентное напряжение, которое не должно превышать допускаемого напряжения для материала вала.