

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Методические указания
по выполнению лабораторных работ
по дисциплине «Механика»
для специальности 21.05.03 Технология геологической разведки

Ставрополь
2026

СОДЕРЖАНИЕ

Введение	4
Указания по технике безопасности	5
Лабораторная работа 1. Строение механизмов	6
Лабораторная работа 2. Структурный анализ и синтез механизмов	14
Лабораторная работа 3. Равновесие системы сходящихся сил	21
Лабораторная работа 4. Определение реакций опор твёрдого тела	31
Лабораторная работа 5. Изучение результатов испытания на растяжение малоуглеродистой стали	47
Лабораторная работа 6. Изучение результатов испытания на сжатие различных материалов	56
Лабораторная работа 7. Построение эпюр внутренних усилий при растяжении и сжатии	63
Лабораторная работа 8. Построение эпюры крутящих моментов	75
Лабораторная работа 9. Построение эпюр внутренних усилий при изгибе консольных балок	83
Лабораторная работа 10. Изучение конструкции, определение основных параметров зубчатых редукторов	90
Лабораторная работа 11. Изучение сварных соединений	98
Лабораторная работа 12. Изучение резьбовых соединений	106
Рекомендуемая литература	111

Лабораторные работы по «Механике» проводят в процессе изучения данной дисциплины студентами специальности 21.05.03 «Технология геологической разведки». Количество лабораторных работ и время, отведенное на их выполнение, предусмотрено соответствующей рабочей программой.

Лабораторные работы проводят в специально оборудованных аудиториях. К выполнению работ студенты допускаются при наличии конспекта лекций, чертежных принадлежностей и инженерного калькулятора. По окончании экспериментов студенты выполняют все необходимые расчеты и оформляют отчет к лабораторной работе в соответствии с требованиями, изложенными в данных методических указаниях.

Защита лабораторных работ проводится при наличии правильно оформленного отчета в устной форме или в форме тестирования.

1. Цель и задачи освоения дисциплины

Целью освоения дисциплины является формирование компетенций будущего горного инженера-геолога по специальности 21.05.02 Прикладная геология.

Задачами освоения дисциплины являются: овладение основами теоретической механики, механики упругой среды, структуры механизмов и машин, определения их характеристик.

2. Связь с предшествующими дисциплинами Инженерная геологическая графика

3. Связь с последующими дисциплинами Электроника и электротехника

УКАЗАНИЯ ПО ТЕХНИКЕ БЕЗОПАСНОСТИ

Студенты допускаются к выполнению работ только после прохождения инструктажа по технике безопасности, запись о котором производят в журнале по ТБ. Экспериментальная часть лабораторных работ проводится под руководством преподавателя и сотрудника кафедры, ответственного за технику безопасности.

При выполнении лабораторной работы студенты должны соблюдать правила техники безопасности в соответствии с инструктажем на рабочем месте, проводимым ответственным сотрудником кафедры.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 1

СТРОЕНИЕ МЕХАНИЗМОВ

Цель и содержание работы: Изучение структуры рычажных механизмов.

Теоретическое обоснование

Твердые тела, из которых образуется механизм, называют **звеньями**. Звено – либо одна деталь, либо совокупность нескольких деталей, жёстко соединённых между собой. Неподвижное звено механизма для краткости называют **стойкой**; понятие неподвижности стойки для механизмов транспортных машин, в частности летательных аппаратов, – условное, поскольку в этом случае сама стойка движется. Звеньям дают названия по характеру движения, которое они совершают.

Кривошип – звено, вращающееся на полный оборот вокруг оси, жёстко связанной со стойкой.

Коромысло – звено, делающее неполный оборот вокруг оси, жёстко связанной со стойкой.

Ползун – звено, совершающее поступательное прямолинейное движение.

Шатун – звено, соединённое вращательными парами с подвижными звеньями.

Кулиса – поворачивающееся вокруг неподвижной оси звено, которое образует с другим подвижным звеном поступательную пару (является направляющей).

Кулисный камень – ползун, скользящий по пазу кулисы.

По названию звеньев обычно называется и механизм, например: кривошипно-ползунный, кулисно-коромысловый.

Свободное тело имеет число степеней свободы $H=6$, т.е. шесть возможных независимых движений. Их можно представить, как изменения трёх независимых координат точки тела, выбранной в качестве полюса, и трёх углов независимых поворотов тела вокруг полюса (рис. 1.1).

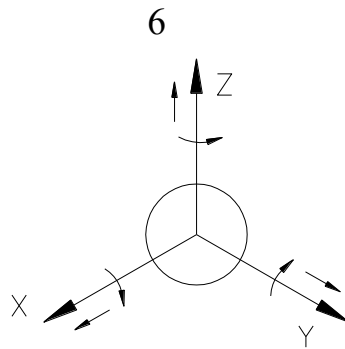


Рисунок 1.1 – Возможные независимые движения твёрдого тела

Кинематической парой (сокращенно – *парой*) называют подвижное соединение двух соприкасающихся звеньев (рисунок 1.2).

Всякое ограничение движений называется условием связи. Совокупность поверхностей, линий и точек звена, входящих в соприкосновение (контакт) с другим звеном пары, называют **элементом** пары.

Классификация кинематических пар

Пару называют **низшей**, если элементы звеньев соприкасаются только по поверхности, и **высшей**, если только по линиям или в точках. При этом линейный или точечный контакт понимается как первоначальный — при соприкосновении звеньев без усилия, — а под нагрузкой звенья, образующие высшую пару, будут соприкасаться по некоторой фактической поверхности, называемой пятном контакта.

Кинематические пары классифицируют по числу **H степеней свободы** в относительном движении звеньев (подвижность пары) и по числу **S условий связи** (ограничений), накладываемых парой на движение одного звена относительно другого. При этом предполагается, что все связи — геометрические, налагающие ограничения только на координаты точек звена, входящего в кинематическую пару, в его относительном движении.

Так как для свободного тела в пространстве число степеней свободы равно шести, то величины H и S связаны соотношением: **$H=6-S$** , где $S=1,2,3,4$ или 5 . При $S=0$ пары не существует, а имеются два тела, движущихся независимо друг от друга; при $S=6$ кинематическая пара становится жестким соединением деталей, т. е. одним звеном. По величине **S** определяют **класс**

кинематической пары: различают одноподвижные пары (V класса, $H=1$, $S=5$), двухподвижные (IV класса, $H=2$, $S=4$), трехподвижные (III класса, $H=3$, $S=3$), четырехподвижные (II класса, $H=4$, $S=2$) и пятиподвижные (I класса, $H=5$, $S=1$).

Систему звеньев, образующих между собой кинематические пары, называют **кинематической цепью**. Различают замкнутые и незамкнутые кинематические цепи. В **замкнутой** цепи каждое звено входит не менее чем в две кинематические пары, в **незамкнутой** цепи есть звенья, входящие только в одну кинематическую пару.

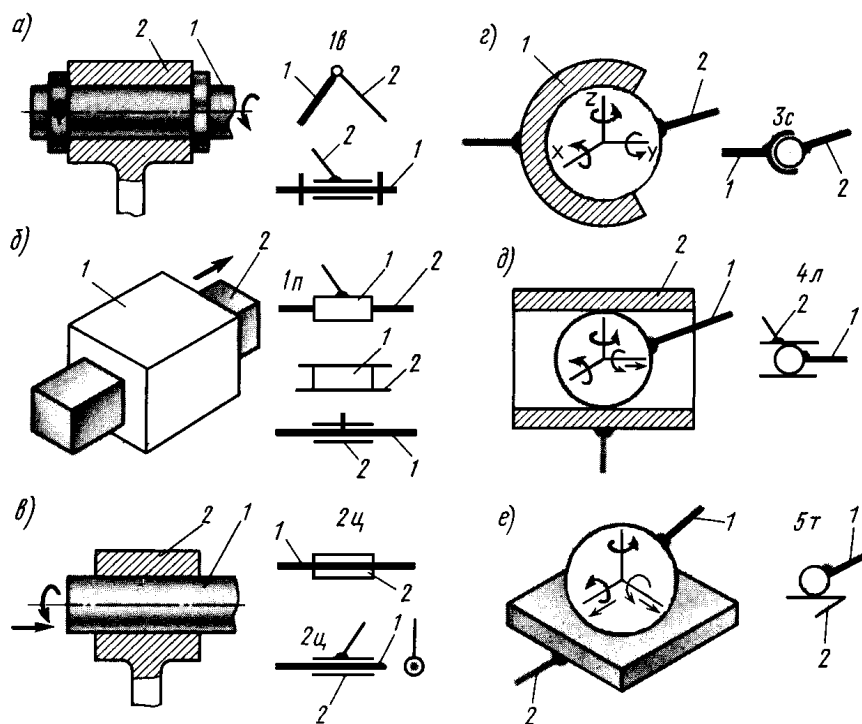


Рисунок 1.2 – Схемы кинематических пар: а) – вращательная, одноподвижная, низшая, замкнутая геометрически; б) – поступательная, одноподвижная, низшая, замкнутая геометрически; в) – цилиндрическая, двухподвижная, низшая, замкнутая геометрически, допускает независимые вращательное и поступательное движения; г) – сферическая, трёхподвижная, допускает три независимых относительных вращения звеньев вокруг осей x , y , z , низшая, с геометрическим замыканием; д) – четырёхподвижная, высшая, замкнутая геометрически; е) – пятиподвижная, высшая пара с силовым замыканием.

Простой кинематической цепью называется такая кинематическая цепь, у которой каждое звено входит не более чем в две кинематических пары. **Сложной** – более чем в две.

Все подвижные звенья **плоской** кинематической цепи совершают движения, параллельные одной и той же неподвижной плоскости.

Применяя термин «кинематическая цепь», можно дать следующее определение механизма: **механизм** — кинематическая цепь, в которой при одном неподвижном звене (стойке) и заданном движении одного или нескольких звеньев (ведущих) все остальные звенья (ведомые) совершают однозначно определённые движения. *Выходным* (исполнительным) называют звено, совершающее движение, для которого предназначен механизм.

Рычажными называют механизмы, в которые входят жёсткие звенья, соединённые между собой при помощи шарниров и ползунов с направляющими. **Плоские рычажные механизмы** образованы при помощи только вращательных и поступательных пар.

Пусть в механизме имеется k звеньев (включая стойку). Число подвижных звеньев обозначим $n=k-1$. Если бы все подвижные звенья были свободными телами (относительно стойки), общее число степеней свободы их относительно стойки было бы равно $6n$. Однако каждая пара V класса накладывает на относительное движение звеньев, образующих пару, 5 связей, каждая пара IV класса – 4 связи, III – 3, II – 2, I – 1.

Поэтому число степеней свободы пространственного механизма, равное числу степеней свободы его подвижной кинематической цепи относительно стойки, определяется по следующей формуле Малышева:

$$W=6n-5p_5-4p_4-3p_3-2p_2-p_1, \quad (1.1)$$

где p_5 – число пар V класса в кинематической цепи, p_4 – число пар IV класса, p_3 – число пар III класса, p_2 – число пар II класса, p_1 – число пар I класса.

В общее число наложенных связей может войти некоторое число q избыточных (повторных) связей, которые дублируют другие связи, не уменьшая подвижности механизма, а только обращая его в статически неопределимую систему. С учётом избыточных связей формула (1.1) принимает вид

$$W=6n-5p_5-4p_4-3p_3-2p_2-p_1+q. \quad (1.2)$$

Если избыточных связей нет ($q=0$), механизм – статически определимая система. Сборка механизма происходит без деформирования звеньев, последние как бы самоустанавливаются; поэтому такие механизмы называют самоустанавливающимися. Если избыточные связи есть ($q>0$) то механизм — статически неопределимая система. Сборка механизма и движение его звеньев становятся возможными только при деформировании последних (или при наличии зазоров в кинематических парах). Формула (1.2) впервые, в несколько ином виде, была дана П.И. Сомовым в 1887 г. и развита А.П. Малышевым в 1923 г. и носит название формулы Сомова–Малышева.

На относительное движение всех звеньев плоского механизма наложено 3 условия связи. Число степеней свободы плоского механизма, т. е. число степеней свободы его подвижной кинематической цепи относительно стойки, определяется по следующей формуле Чебышева (1869 г.):

$$W_{\Pi}=3n-2p_5-p_4. \quad (1.3)$$

Т.к. $p_5=p_n$ – число низших пар, $p_4=p_v$ – число высших пар, и учитывая избыточные связи получаем

$$W_{\Pi}=3n-(2p_n+p_v-q_n). \quad (1.4)$$

Проанализируем влияние подвижности на характер движения звеньев в механизме.

Если $W=0$, то звенья механизма, не имеют возможности двигаться, (имеем неподвижную ферму).

Если $W=1$, то необходимо одно ведущее звено, закон движения которого задан. Это позволит рассчитать движение остальных звеньев.

Если $W=2$, то при одном ведущем звене 1, движение других звеньев непредсказуемо. Они могут двигаться в произвольном направлении. Необходимо два ведущих звена, чтобы однозначно определить движение всех остальных звеньев, иначе механизм является кинематически неопределимым.

Пример выполнения работы.

Дано: модель рычажного механизма.

Требуется: изобразить структурную схему механизма, обозначить на ней все звенья и кинематические пары, классифицировать звенья и кинематические пары, определить число степеней свободы механизма как плоского и как пространственного.

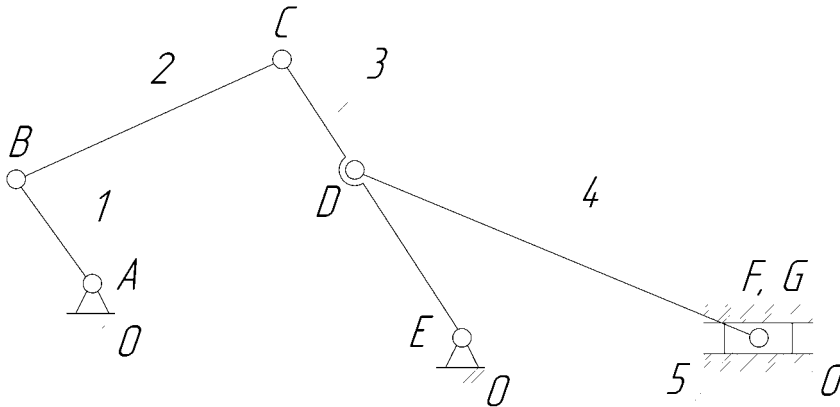
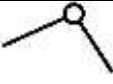
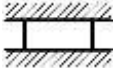


Рисунок 1.3 – Структурная схема кривошипно-коромыслового механизма.

1. Обозначаем все звенья цифрами. Стойку обозначаем нулём, ведущее звено – кривошип обозначаем единицей. (Рисунок 1.3).
2. Называем звенья механизма по характеру их движения: 0 – стойка; 1 – кривошип; 2 – шатун; 3 – коромысло; 4 – шатун; 5 – ползун.
3. Обозначаем кинематические пары буквами алфавита. (Рисунок 1.3).
4. Классифицируем кинематические пары. Результаты сводим в таблицу. (Таблица 1.1). Вид движения в парах рычажных механизмов может быть вращательным или поступательным.

Таблица 1.1 – Классификация кинематических пар механизма.

№ п/п	Обозначение	Звенья	Изображение к.п.	Класс	Вид движения
1	A	0; 1		5	вр.
2	B	1; 2		5	вр.

3	C	2; 3		5	вр.
4	D	3; 4		5	вр.
5	E	0; 3		5	вр.
6	F	4; 5		5	вр.
7	G	5; 0		5	пост.

5. Число степеней свободы данного плоского механизма без избыточных связей определяем по формуле (1.4):

$$W_{\pi}=3n-2p_5-p_4.=3\cdot5-2\cdot7=1$$

6. С учётом неточности изготовления этот механизм рассмотрим как пространственный. Определим число избыточных связей по формуле (1.2), при условии, что механизм имеет одну степень свободы.

$$W=6n-5p_5-4p_4-3p_3-2p_2-p_1+q$$

$$q=W-6n+5p_5+4p_4+3p_3+2p_2+p_1=1-6\cdot5+5\cdot7=6.$$

Механизм 6 раз статически неопределимый. Избыточные связи требуют повышенной точности изготовления механизма.

Задание

1. Изобразить структурную схему заданного механизма.
2. Пронумеровать звенья, обозначив стойку нулевым звеном, входное звено - первым.
3. Назвать звенья механизма по характеру их движения.
4. Обозначить кинематические пары заглавными буквами, учитывая, что кинематическая пара – это подвижное соединение только двух звеньев.
5. Заполнить таблицу классификации кинематических пар механизма, где указать соединяемые звенья, условное изображение кинематической пары, её класс и вид движения.

6. Определить число степеней свободы механизма по формуле Чебышева.

7. Определить число избыточных связей по формуле Сомова-Малышева, при условии, что механизм имеет одну степень свободы.

Вопросы для защиты работы

1. Что называется кинематической парой?
2. Что называется классом кинематической пары?
3. Что называется кинематической цепью?
4. Сколько степеней свободы может иметь кинематическая пара?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 2

СТРУКТУРНЫЙ АНАЛИЗ И СИНТЕЗ МЕХАНИЗМОВ

Цель и содержание работы: Изучение структуры рычажных механизмов.

Теоретическое обоснование

Структурная группа – кинематическая цепь, присоединение которой к механизму не изменяет числа его степеней свободы и которая не распадается на более простые кинематические цепи с нулевой степенью свободы. Таким образом, структурная группа (группа Ассура) обладает нулевой подвижностью относительно тех звеньев, к которым группа присоединяется.

Определим количественное соотношение звеньев и кинематических пар в структурной группе для плоских механизмов.

$$W_{\text{III}} = 3n - 2p_5 - p_4 = 0. \quad (2.1)$$

В случае плоских рычажных механизмов без кинематических пар 4-го класса, (которые заменяются парами пятого класса), имеем:

$$W_{\text{III}} = 3n - 2p_5 = 0; \quad (2.2)$$

$$3n - 2p_5 = 0;$$

$$p_5 = \frac{3n}{2} \quad \text{или} \quad \frac{p_5}{3} = \frac{n}{2}.$$

Т.е. в структурной группе количество кинематических пар в 1,5 раза больше количества звеньев. Учитывая, что p_5 и n могут быть только целыми числами, данное соотношение представлено ниже в виде таблицы.

Таблица 2.1 – Условия образования структурных групп.

n	2	4	6	8	
p_5	3	6	9	12	

Примеры структурных групп приведены на рисунке 2.1. Для схем а) и б), по формуле (1) получаем:

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 = 3 \cdot 4 - 2 \cdot 6 = 0, \quad \text{где } n = 4, p_5 = 6$$

Для схем в), г) и д):

$$W = 3 \cdot n - 2 \cdot p_5 = 3 \cdot 2 - 2 \cdot 3 = 0, \quad \text{где } n = 2, p_5 = 3$$

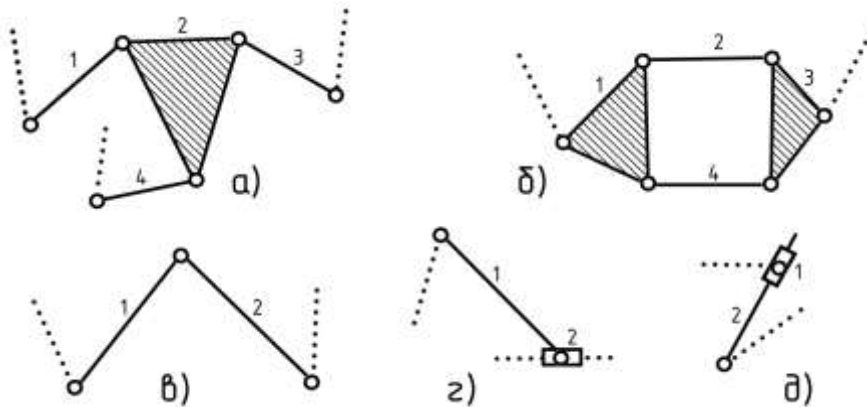


Рисунок 2.1 – Примеры структурных групп (свернутые схемы) : а) 3 класс, 3 порядок; б) 4 класс, 2 порядок; в)-д) 2 класс, 2 порядок

Класс структурной группы (по И. И. Артоблевскому) определяется числом кинематических пар, образующих наиболее сложный замкнутый контур группы. По этой аналогии, несмотря на то, что нет такого понятия «двуугольник», структурные группы, приведенные на рисунке 2.1в–д (а также любые другие, состоящие из двух звеньев), относят ко 2 классу.

Порядок структурной группы определяется числом элементов звеньев, которыми она присоединяется к имеющемуся механизму (т. е. числом её внешних (незавершённых) кинематических пар). На рисунке 2.1 звенья, не принадлежащие данной структурной группе, показаны пунктиром. Структурная группа на рисунке 1а имеет 3 порядок, а структурные группы на рисунке 1б–д имеют 2 порядок. Вообще все структурные группы 2 класса имеют 2 порядок, поэтому такие структурные группы классифицируются по видам.

Вид структурной группы 2 класса определяется расположением вращательных (В) и поступательных (П) кинематических пар 5 класса (рисунок 2.2).

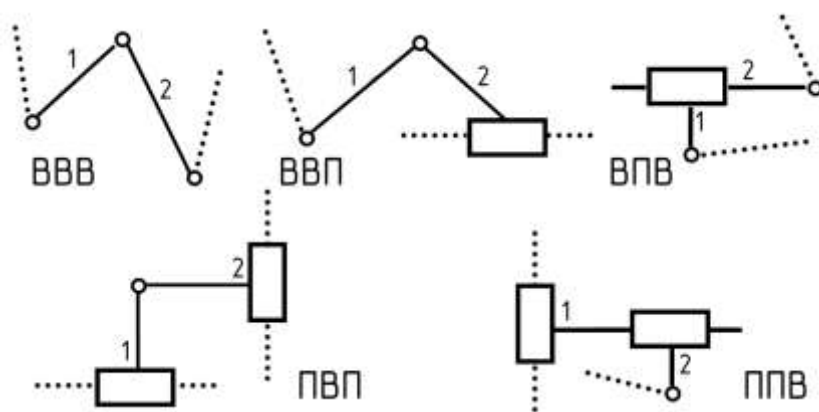


Рисунок 2.2 – Виды структурных групп второго класса и второго порядка (развернутые схемы): ВВВ-1, ВВП-2, ВПВ-3, ПВП-4, ППВ-5

Первичный механизм (по И. И. Артоблевскому – механизм I класса, начальный механизм), представляет собой простейший двухзвенный механизм, состоящий из подвижного звена и стойки. Эти звенья образуют либо вращательную кинематическую пару «кривошип – стойка» (рисунок 2.3, а), либо поступательную пару «ползун – направляющие» (рисунок 2.3, б). Начальный механизм имеет одну степень подвижности. Число первичных механизмов равно числу степеней свободы механизма.

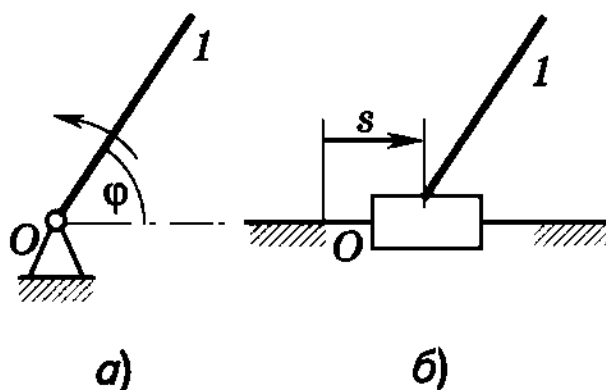


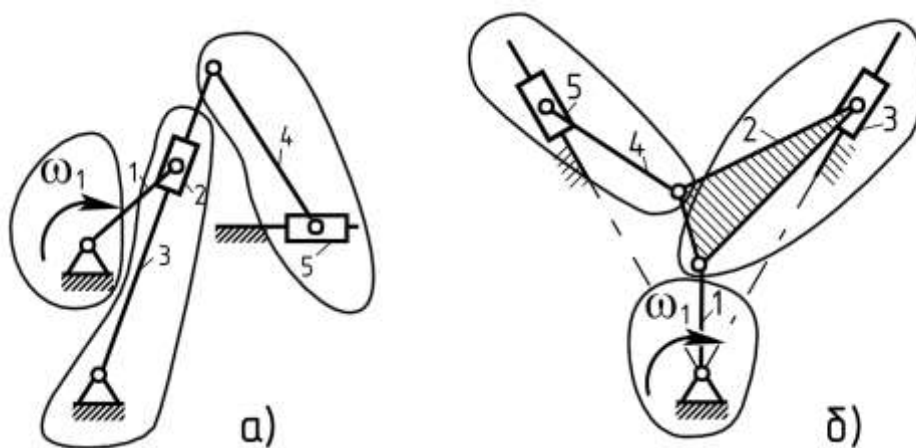
Рисунок 2.3 – Первичные механизмы:

а) обобщённая координата – угловая координата φ ;

б) обобщённая координата – прямолинейная координата s .

Анализ механизмов заключается в разделении (расчленении) механизма на структурные группы (рисунок 2.4). Рекомендуется отделение групп начинать со звеньев, наиболее удалённых от ведущего звена. В первую очередь отделяются группы Ассура наиболее низкого класса. Каждое звено и каждая кинематическая пара могут входить только в одну структурную группу. Разделение кинематической цепи механизма на группы Ассура ведётся до тех пор, пока не останутся только начальные механизмы.

Класс механизма определяется наивысшим классом входящей в него структурной группы; при структурном анализе заданного механизма класс его зависит и от выбора первичных механизмов.



Р

ису-

нок

2.4 –

При-

меры

рас-

членения: а) кулисного механизма строгального станка, б) V-образного двигателя внутреннего сгорания

Правило образования механизмов (принцип Ассура). Любой механизм образуется последовательным присоединением к ведущему звену и стойке любого количества структурных групп. Процесс образования называется **синтезом механизма** (рисунок 2.5). Первая группа присоединяется к первичному механизму, каждая последующая – к полученному механизму, при этом нельзя присоединять группу к одному звену.

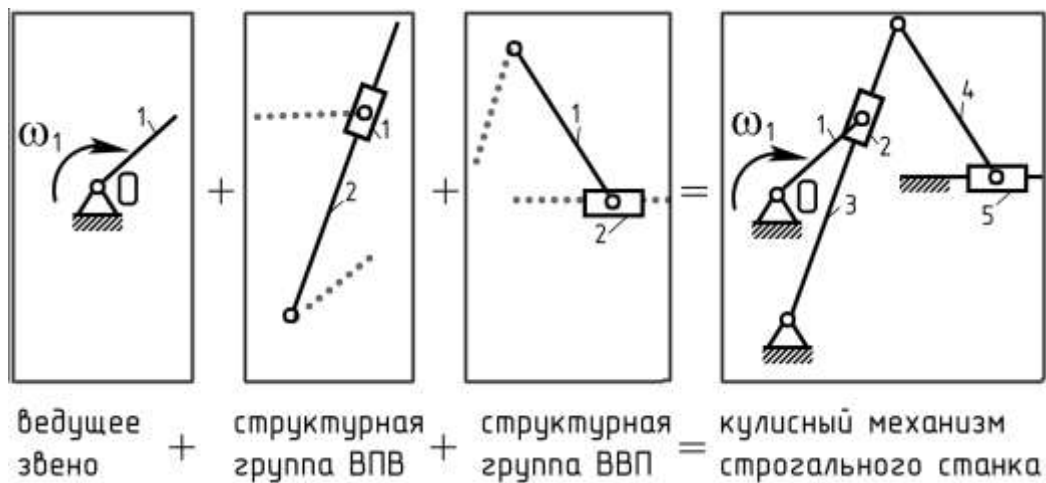


Рисунок 2.5 – Пример синтеза механизма

Структурный синтез плоских механизмов следует проводить, применяя метод Ассура, который обеспечивает статически-определимую плоскую схему механизма ($q_n=0$), и формулу Малышева, поскольку вследствие неточностей изготовления плоский механизм в какой-то мере получается пространственным.

Пример выполнения задания

Дано: Структурная схема механизма (продолжаем изучать механизм, приведённый в примере предыдущего занятия). Требуется разделить механизм на структурные группы, определить их класс, порядок и вид. С учётом возможной неточности изготовления рассмотреть этот механизм как пространственный. Предложить структурную схему этого пространственного механизма, лишённую избыточных связей. Записать формулу для числа степеней свободы пространственного механизма.

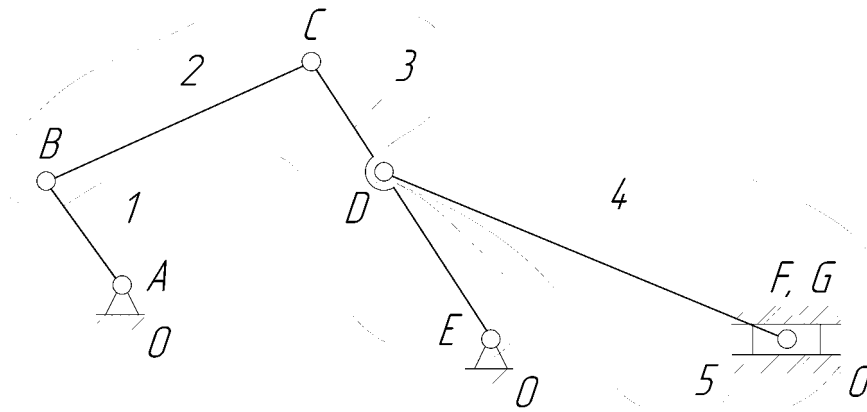


Рисунок 2.6 – Ведомая цепь разделена на две группы Асура 2-го класса.

1. Выделяем на структурной схеме структурные группы (рисунок 2.6) и проводим их классификацию. Результаты сводим в таблицу.

Таблица 2.1 – Классификация структурных групп механизма.

№ п/п	Звенья	Кинемат. пары	Изображение с.г.	Класс	Вид
1	0, 1	A		Условный механизм 1-го класса.	
2	2, 3	B, C, E		2	1 BBV
3	4, 5	D, F, G		2	2 BBP

2. Предлагаем структурную схему этого механизма, лишённую избыточных связей (рисунок 2.7). Вращательные пары пятого класса C и D заменяем ци-

линдрическими парами четвёртого класса. Вращательные пары пятого класса В и F заменяем сферическими парами третьего класса.

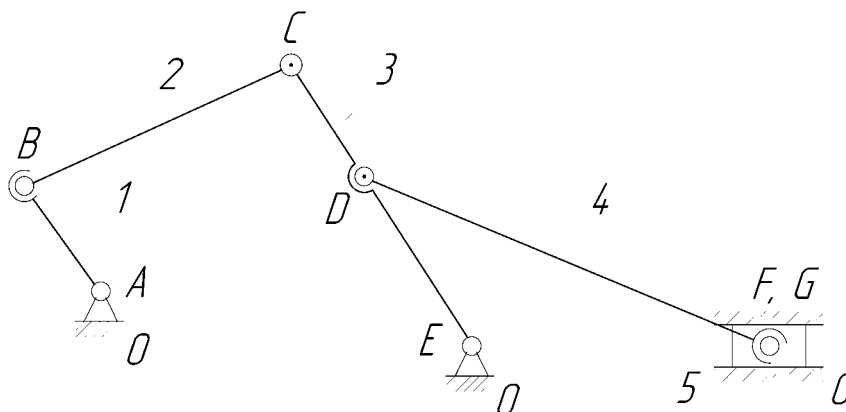


Рисунок 2.7 – Структурная схема пространственного механизма без избыточных связей

3. Записываем формулу для числа степеней свободы пространственного механизма

$$W=6n-5p_5-4p_4-3p_3-2p_2-p_1=6\cdot5-5\cdot3-4\cdot2-3\cdot2=1$$

Сборка такого механизма происходит без деформации звеньев.

КОНТРОЛЬНЫЕ ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

1. Что называется структурной группой.
2. Что называется классом (порядком, видом) структурной группы.

ЗАДАНИЕ

Для механизма, заданного преподавателем, определить структурные группы, их класс, порядок и вид. С учётом возможной неточности изготовления рассмотреть этот механизм как пространственный. Предложить структурную схему этого пространственного механизма, лишённую избыточных связей. Записать формулу для числа степеней свободы пространственного механизма.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 3

РАВНОВЕСИЕ СИСТЕМЫ СХОДЯЩИХСЯ СИЛ

Цель и содержание работы: Изучение условий равновесия системы сходящихся сил. Определение сил графическим, графоаналитическим, аналитическим методом.

Теоретическое обоснование

Систему сил, приложенных к одному твёрдому телу, называют *сходящейся*, если линии действия всех сил пересекаются в одной точке. Перенеся все силы к точке пересечения их линий действия, можно рассматривать такую систему как силы, приложенные к одной точке, или как *пучок сил*. Система сходящихся сил $\vec{F}_1, \vec{F}_2, \dots, \vec{F}_n$ эквивалентна одной равнодействующей силе $\vec{R}$, которую можно определить построением силового многоугольника

$$\vec{R} = \sum_{k=1}^{k=n} \vec{F}_k = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n, \quad \text{или в упрощённой записи} \quad \vec{R} = \sum \vec{F}_k. \quad (1)$$

Слагаемые являются векторами, и сложение производится геометрически в любой последовательности. Сила $\vec{R}$ приложена в точке пересечения линий действия всех слагаемых сил. Но она может быть перенесена вдоль своей линии действия.

Для равновесия системы сходящихся сил, приложенных к твёрдому телу, необходимо и достаточно, чтобы равнодействующая была равна нулю.

$$\vec{R} = \sum_{k=1}^{k=n} \vec{F}_k = \vec{F}_1 + \vec{F}_2 + \dots + \vec{F}_n = 0. \quad (2)$$

В *геометрической форме* необходимое и достаточное условие равновесия системы сходящихся сил выражается в том, чтобы силовой многоугольник, построенный из этих сил, был замкнутым.

Проекция вектора суммы на какую-нибудь ось равна алгебраической сумме проекций слагаемых векторов на ту же ось.

$$R_x = \sum F_{kx}; \quad R_y = \sum F_{ky}; \quad R_z = \sum F_{kz}. \quad (3)$$

Вектор равен нулю, когда его модуль равен нулю

$$R = \sqrt{R_x^2 + R_y^2 + R_z^2} = 0. \quad (4)$$

Для этого одновременно должны выполняться 3 условия

$$R_x = \sum F_{kx} = 0; \quad R_y = \sum F_{ky} = 0; \quad R_z = \sum F_{kz} = 0, \quad (5)$$

которые выражают необходимое и достаточное условие равновесия системы сходящихся сил в *аналитической форме*: для равновесия пространственной системы сходящихся сил необходимо и достаточно, чтобы суммы проекций этих сил на каждую из трёх координатных осей были равны нулю.

Если все действующие на тело сходящиеся силы лежат в одной плоскости, то они образуют плоскую систему сходящихся сил, и остаются два условия равновесия

$$R_x = \sum F_{kx} = 0; \quad R_y = \sum F_{ky} = 0. \quad (6)$$

Из условий равновесия системы сходящихся сил в пространственной задаче можно определить три неизвестных, а в плоской задаче – две неизвестных. В качестве неизвестных в плоской системе сходящихся сил могут выступать:

- а) модуль одной силы и её направление;
- б) направления двух сил данной системы;
- в) модуль одной из сил и направление второй;
- г) модули двух сил.

Можно выделить три метода нахождения неизвестных составляющих векторных величин (три метода решения задач):

1) Графический метод предполагает изображение многоугольника сил в выбранном масштабе. Неизвестные величины модулей и направлений получают измерением на чертеже. Метод непригоден для пространственной системы сил и имеет невысокую точность, определяемую точностью построений и измерений. Самый наглядный метод.

2) Графоаналитический метод использует изображения как иллюстрации. Модули и направления находят, последовательно решая треугольники, которые получаются при сложении и вычитании двух векторов. Если $\vec{R} = \vec{F}_1 + \vec{F}_2$, то по теореме косинусов модуль суммы равен

$$R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2F_1F_2 \cos \alpha},$$

а углы треугольника и модули сил связаны теоремой синусов

$$\frac{R}{\sin(180 - \alpha)} = \frac{F_1}{\sin \beta} = \frac{F_2}{\sin \gamma},$$

где α – угол между направлениями сил $\vec{F}_1$ и $\vec{F}_2$, β – угол между направлениями $\vec{F}_2$ и $\vec{R}$, γ – угол между направлениями $\vec{F}_1$ и $\vec{R}$. Этот метод удобен для задач о равновесии трёх сил.

3) Аналитический метод (метод проекций) заключается в проецировании векторов на оси координат и решении системы уравнений (5) или (6). Знак минус у найденной проекции свидетельствует о её направлении в сторону, противоположную первоначально выбранной. Это универсальный метод.

Задача и её решение

Фонарь весом 90 Н подвешен на кронштейне BAC (рисунок 1). Определить реакции горизонтального стержня AB и наклонной тяги AC , если угол BAC равен $\alpha=30^\circ$, крепления в точках A , B и C шарнирные.

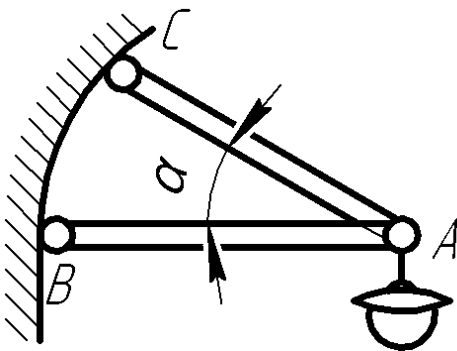


Рисунок 1.

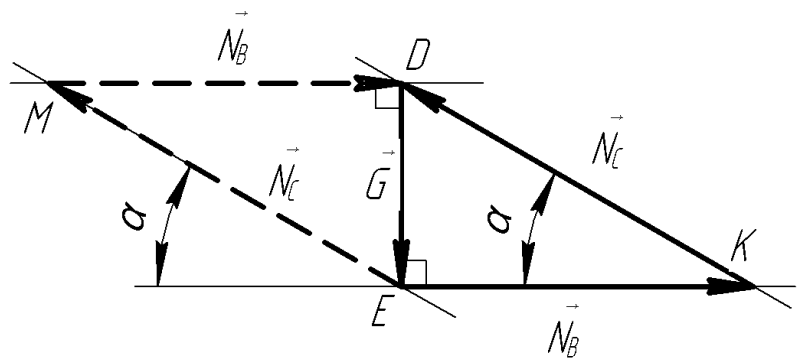


Рисунок 2.

Решение.

Линия действия силы $\vec{G}$ – веса фонаря проходит через точку A , в которой фонарь подвешен. Но точка A неподвижна благодаря действию приложенных к ней сил реакции со стороны стержней $\vec{N}_B$ и $\vec{N}_C$. От шарнира к шарниру через стержень любой формы передаётся только сила, линия действия которой проходит через центры шарниров. Следовательно, линия действия $\vec{N}_B$ – это прямая AB , линия действия $\vec{N}_C$ – это прямая AC . Точка A находится в равновесии под действием трёх сходящихся сил,

расположенных в одной плоскости. Одна сила $\vec{G}$ известна полностью, у двух других сил неизвестны модули. Две неизвестных величины можно определить из одного векторного уравнения равновесия плоской системы сходящихся сил.

Решение 1 – графическим методом.

Так как шарнир A под действием трёх сил находится в равновесии, силовой треугольник, составленный из них, должен быть замкнутым. Выбираем произвольную точку D (рисунок 2) и откладываем от неё отрезок DE , изображающий силу $\vec{G}$. Если выбрать длину отрезка DE , например, 22,5 мм, то масштаб изображения сил

$$\mu_{\text{сил}} = \frac{G}{DE} = \frac{90}{22,5} \frac{\text{Н}}{\text{мм}} = 4 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}.$$

Поскольку сила реакции стержня AB перпендикулярна к $\vec{G}$, то через точку E (или D) проводим вспомогательную прямую, перпендикулярную к DE . Поскольку сила реакции стержня AC проходит под углом $\alpha=30^\circ$ к AB , отложенным по часовой стрелке, то через точку D (или E) проводим вспомогательную прямую под углом $\alpha=30^\circ$ к проведённой ранее вспомогательной прямой. Находим точку пересечения вспомогательных прямых K (или M). Полученный треугольник DEK (или DEM) изображает замкнутый многоугольник сил, действующих на точку A . Направления сил на полученных отрезках обозначаем стрелками так, чтобы начало следующего вектора совпало с концом предыдущего. Треугольник DEK соответствует порядку слагаемых $\vec{G} + \vec{N}_B + \vec{N}_C = 0$ (а треугольник DEM соответствует порядку слагаемых $\vec{G} + \vec{N}_C + \vec{N}_B = 0$). Измеряем на плане сил отрезки $EK=MD=39$ мм, $KD=EM=45$ мм. Следовательно,

$$N_B = \mu_{\text{сил}} \cdot |EK| = 4 \frac{\text{Н}}{\text{мм}} \cdot 39 \text{ мм} = 156 \text{ Н},$$

$$N_C = \mu_{\text{сил}} \cdot |KD| = 4 \frac{\text{Н}}{\text{мм}} \cdot 45 \text{ мм} = 180 \text{ Н}.$$

Решение 2 – графоаналитическим методом.

Изображаем силовой треугольник как в графическом методе, но только для наглядности, без определения масштаба. Т.к. стержень AB расположен горизонтально, то он и сила $\vec{N}_B$ перпендикулярны направлению силы тяжести фонаря $\vec{G}$. Силовой треугольник является прямоугольным. Тогда

$$N_B = \frac{G}{\operatorname{tg} \alpha} = \frac{90}{\operatorname{tg} 30^\circ} = 155,9 \text{ Н},$$

$$N_C = \frac{G}{\sin \alpha} = \frac{90}{\sin 30^\circ} = 180 \text{ Н}.$$

Решение 3 – аналитическим методом.

Выбираем направление осей координат: ось Ox – по горизонтали, ось Oy – по вертикали (рисунок 3). Составляем уравнения проекций сил на оси координат (6).

$$\sum F_{kx} = 0; \quad N_B - N_C \cos \alpha = 0.$$

$$\sum F_{ky} = 0; \quad N_C \sin \alpha - G = 0.$$

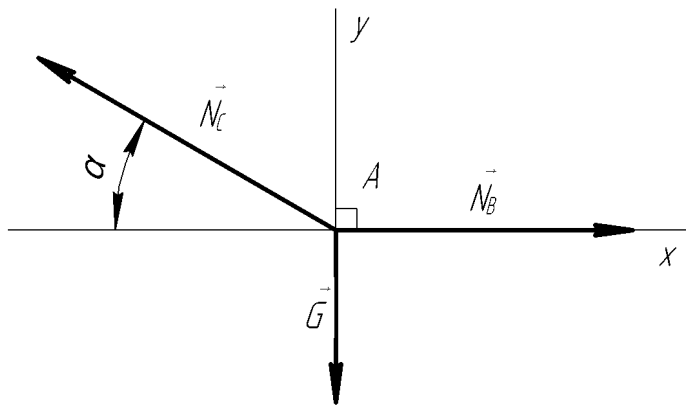


Рисунок 3.

Из второго уравнения $N_C = \frac{G}{\sin \alpha} = \frac{90}{\sin 30^\circ} = 180 \text{ Н}.$

Из первого уравнения $N_B = N_C \cos \alpha = 180 \cos 30^\circ = 155,9 \text{ Н}.$

Получение положительного значения силы подтверждает правильность выбора направления вектора силы на её линии действия. (Получение отрицательного значения свидетельствует о противоположном направлении вектора.).

В рассмотренной задаче была задана одна сила – вес фонаря $\vec{G}$. Если будут заданы несколько сил, можно их сложить как векторы и получить равнодействующую заданных сил для решения графоаналитическим методом. При решении остальными методами изменится только число слагаемых.

ЗАДАЧА 1.1

К шарниру B шарнирно-стержневой конструкции ABC (рисунок 4-6) прикреплены два каната, натянутые силами F_1 и F_2 . Определить продольные силы

N_A и N_C в стержнях BA и BC при заданных углах наклона этих стержней и канатов. Исходные данные – в таблице 1.

ЗАДАЧА 1.2

К шарниру B шарнирно-стержневой конструкции ABC (рисунок 4-6) прикреплены два каната, натянутые силами F_1 и F_2 . Определить продольную силу и угол, помеченные в таблице 2 знаком «?».

Таблица 1 – Числовые данные к задаче 1.1

Номер варианта	Модуль силы натяжения каната, кН		Угол наклона, град		Модуль продольной силы в стержне	
	F_1	F_2	α	β	N_A	N_C
1	100	90	50	40	?	?
2	140	100	40	30	?	?
3	120	100	50	20	?	?
4	100	90	60	10	?	?
5	80	120	80	20	?	?

Таблица 2 – Числовые данные к задаче 1.2

Номер варианта	Модуль силы натяжения каната, кН		Угол наклона, град		Модуль продольной силы в стержне	
	F_1	F_2	α	β	N_A	N_C
1	100	90	50	40	?	?
2	140	100	40	30	?	?
3	120	100	50	20	?	?
4	100	90	60	10	?	?
5	80	120	80	20	?	?

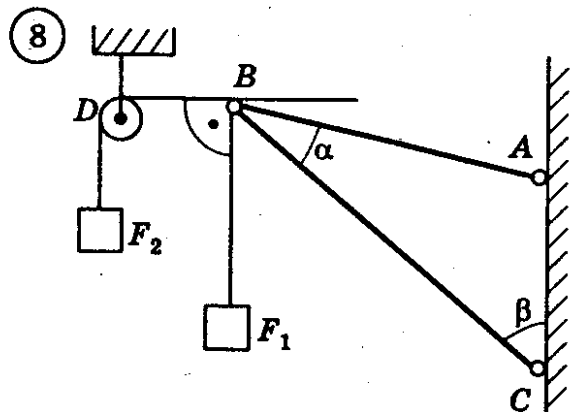
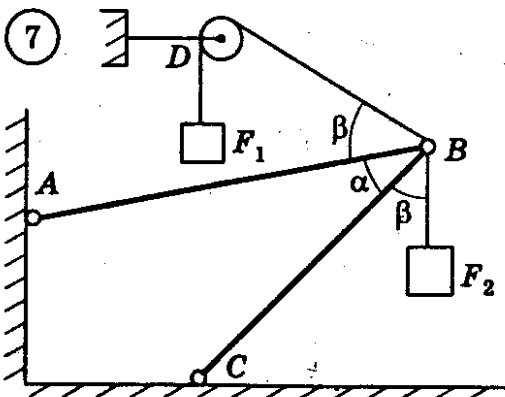
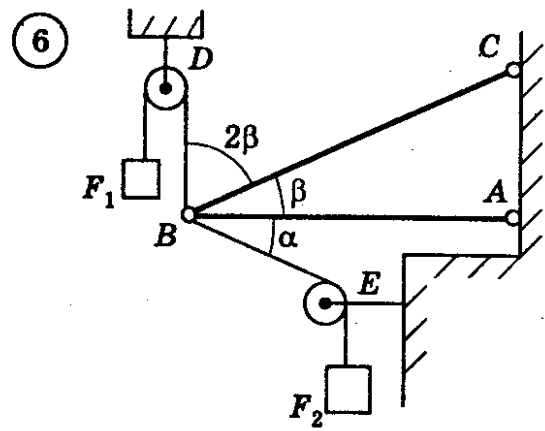
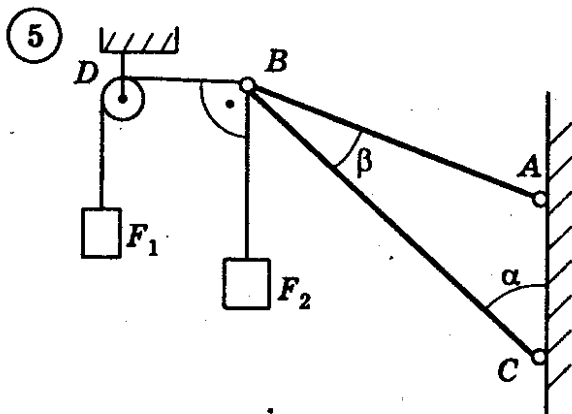
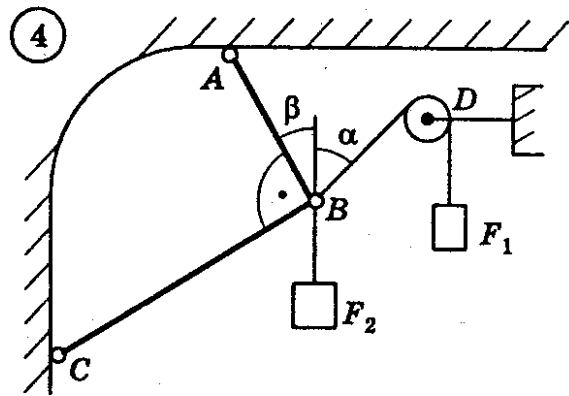
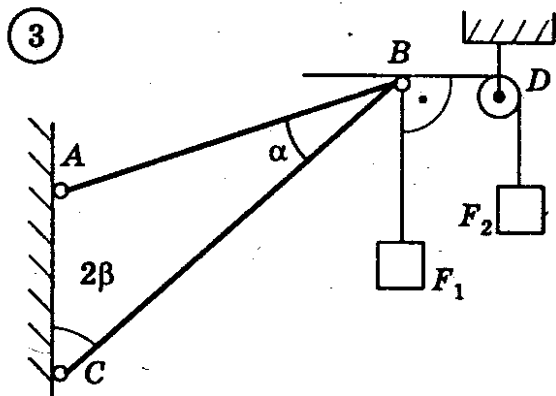
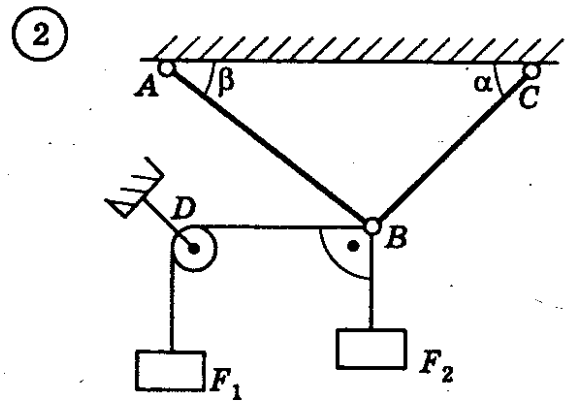
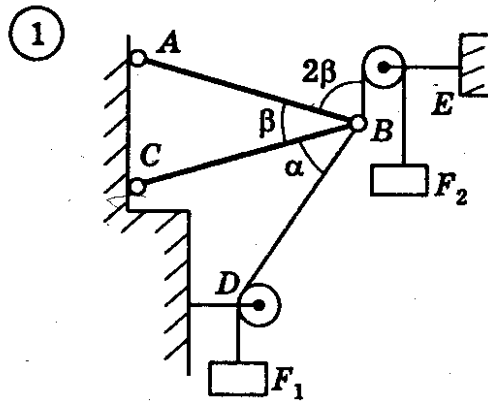


Рисунок 4

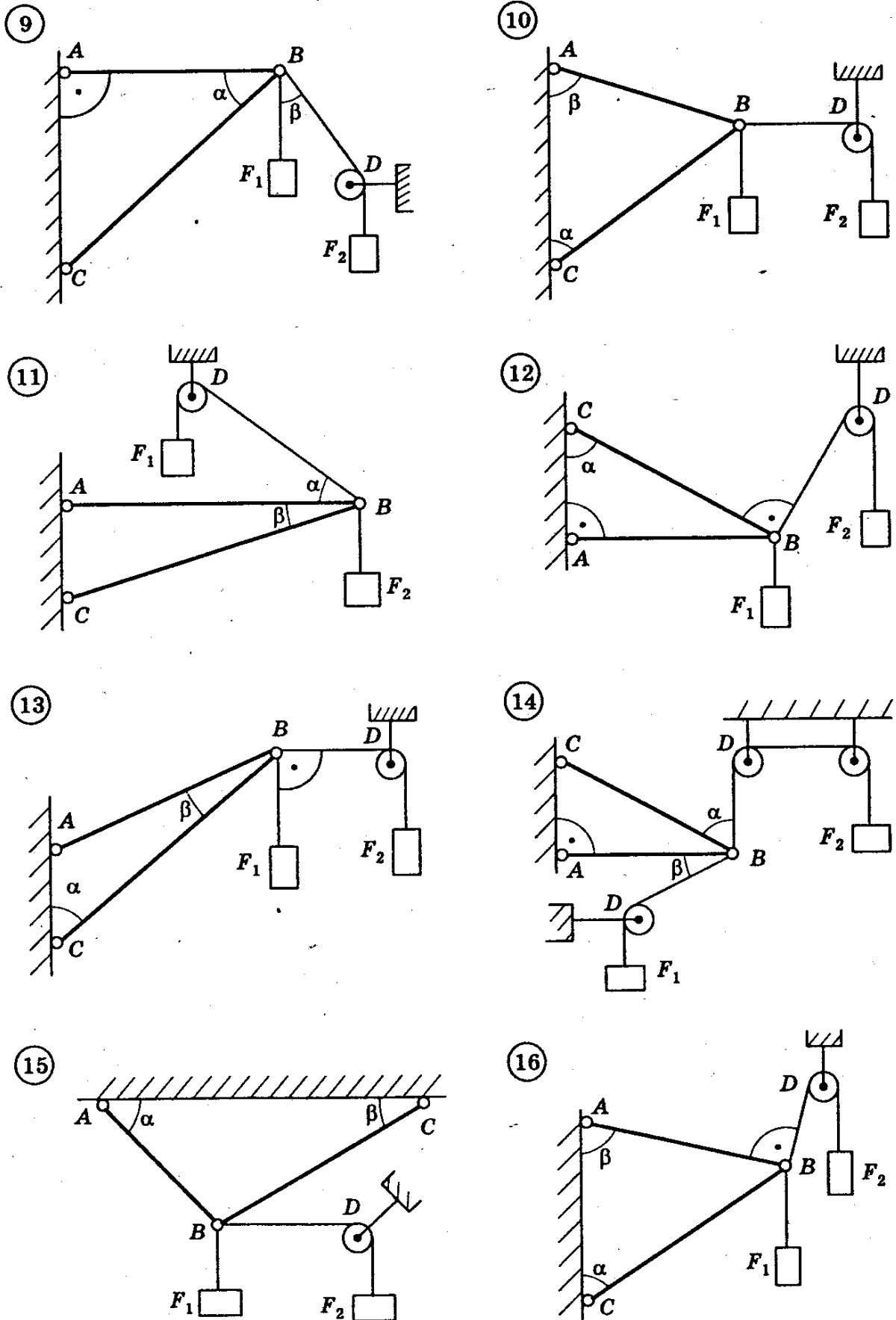


Рисунок 5

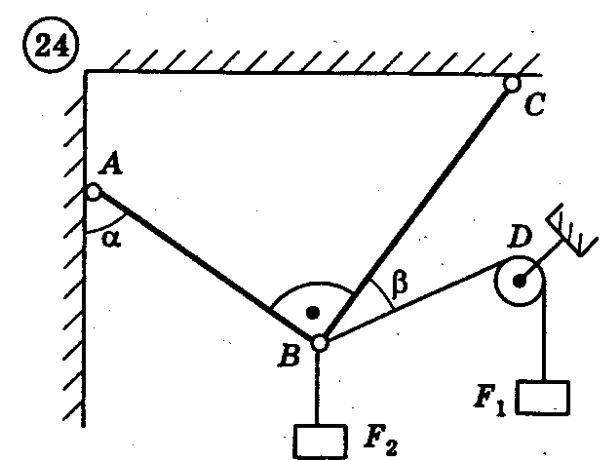
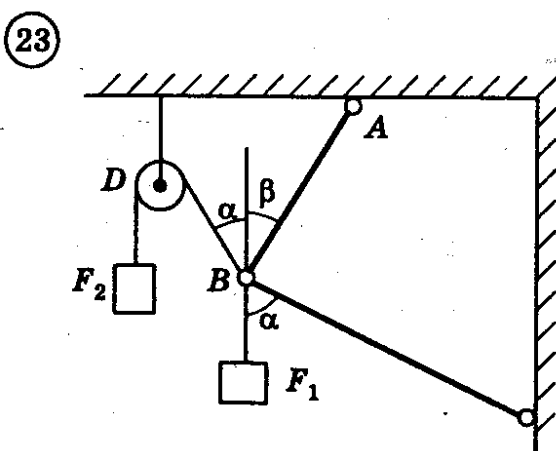
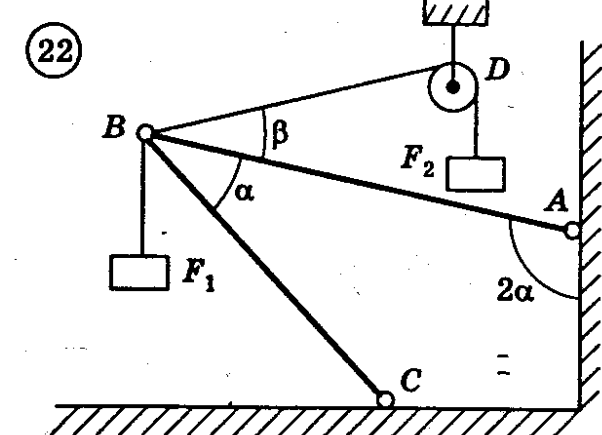
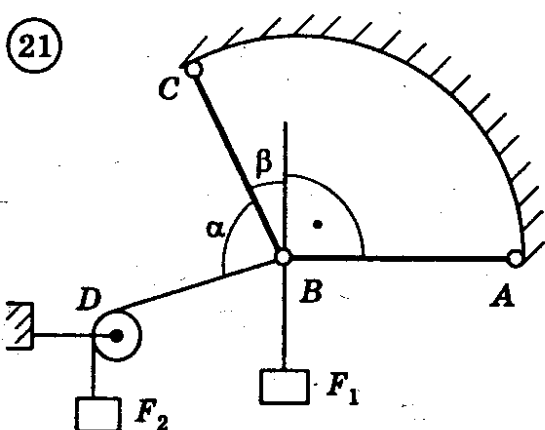
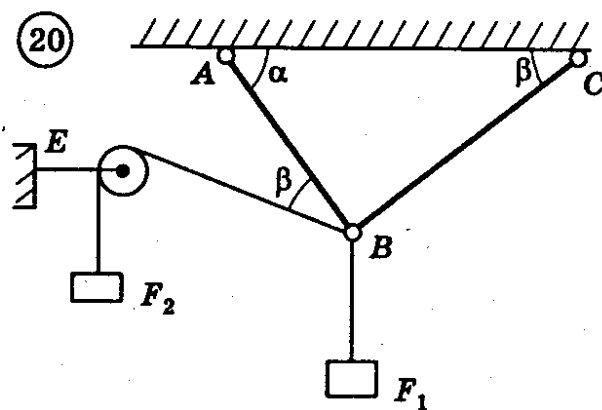
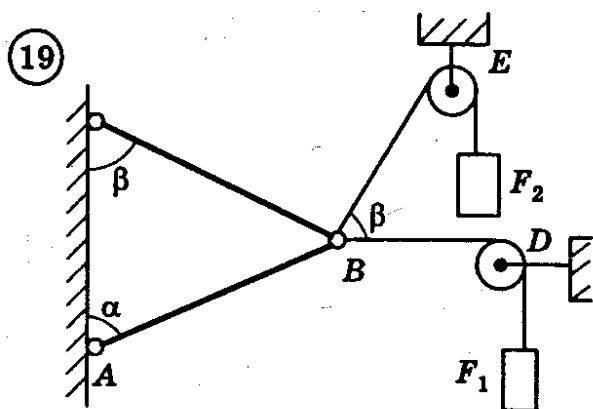
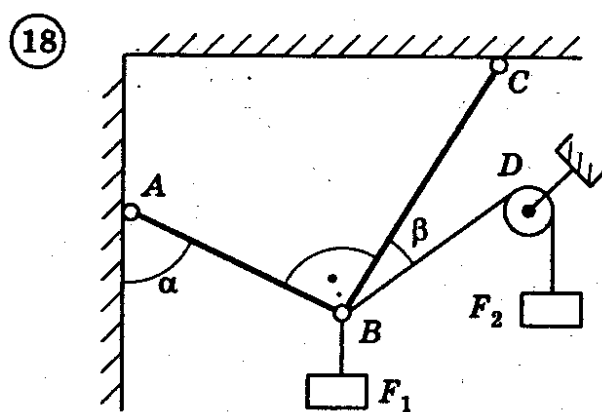
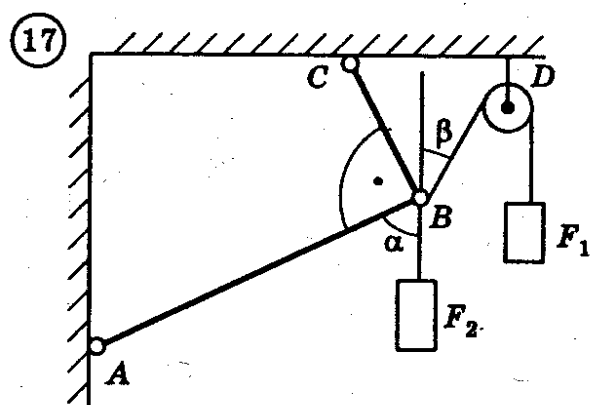


Рисунок 6

Аппаратура и материалы

Транспортир, треугольники, карандаш, ручка, тетрадь, калькулятор для выполнения инженерных расчетов.

Содержание отчета и его форма

Отчет по лабораторной работе выполняется в тетради для лабораторных работ и должен содержать следующие разделы:

- 1) название и цель работы;
- 2) краткий конспект основных теоретических положений;
- 3) решение графическим методом;
- 4) решение аналитическим методом.

Вопросы для защиты работы

1. Определение системы сходящихся сил.
2. Аналитические условия равновесия (уравнения) равновесия плоской системы сходящихся сил.
3. Геометрическое условие равновесия плоской системы сходящихся сил.
4. Проекция вектора силы на ось, плоскость, модуль проекции.
5. Правило параллелограмма сил (аксиома 2 статики).

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 4

ОПРЕДЕЛЕНИЕ РЕАКЦИЙ ОПОР ТВЁРДОГО ТЕЛА

Цель и содержание работы: изучение условий равновесия твёрдого тела и определение реакций опор.

Теоретическое обоснование

Для количественного измерения вращательного эффекта силы $\vec{F}$ используется понятие о моменте этой силы относительно некоторой точки O на плоскости: *моментом силы относительно некоторой точки O на плоскости называется скалярная величина, равная взятому с соответствующим знаком произведению модуля силы на ее плечо относительно этой точки.* При этом будем считать, что момент силы $\vec{F}$ относительно точки O имеет знак «плюс», если эта сила стремится повернуть тело вокруг точки O против хода часовой стрелки, и знак «минус», — если по ходу часовой стрелки.

Момент силы $\vec{F}$ относительно точки O будем обозначать символом $M_O(\vec{F})$.

Следовательно, $M_O(\vec{F}) = \pm F \cdot h$.

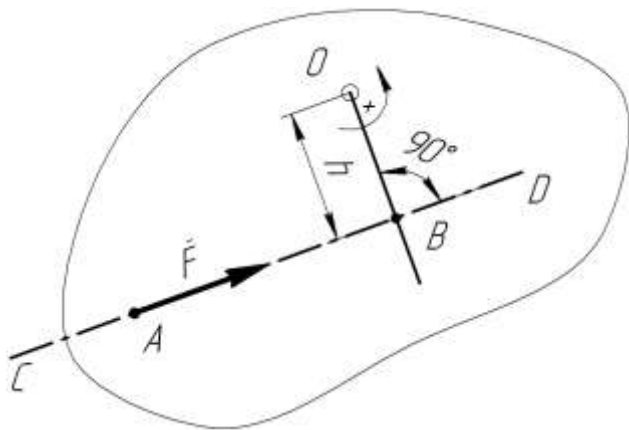


Рис. 1.1 – Определение момента силы $\vec{F}$ относительно точки O

Единица измерения момента силы – Ньютон умноженный на метр (Н·м).

Система двух равных по модулю параллельных друг другу и направленных в разные стороны сил $\vec{F}_1$ и $\vec{F}_2$, линии действия которых не совпадают (рисунок 1.10), образует так называемую **пару сил**.

Алгебраическим моментом пары называется скалярная величина, равная взятому с соответствующим знаком произведению модуля одной из сил

пары на ее плечо. Будем обозначать момент пары символом m или $m(\bar{F}_1, \bar{F}_2)$. Тогда

$$m = \pm F_1 d = \pm F_2 d = \pm \left(F_1 \frac{d}{2} + F_2 \frac{d}{2} \right) = \pm (F_1 a + F_2 (d - a)). \quad (1.1)$$

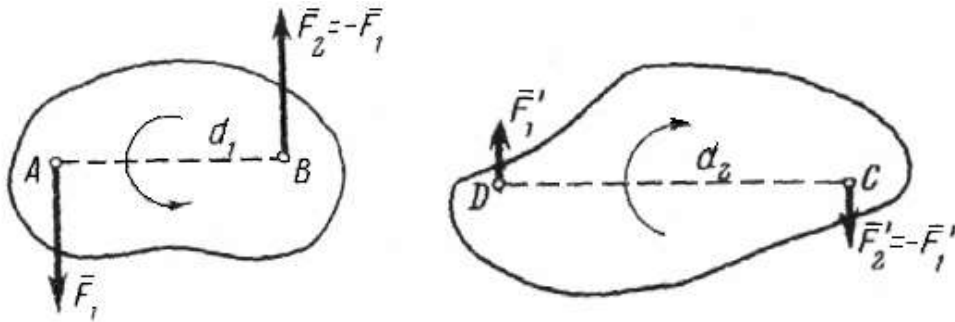


Рисунок 1.2 – Пары сил

Понятие момента пары не следует смешивать с моментом силы. Понятие момента силы связано с точкой, относительно которой берется этот момент. Момент пары ни с какой точкой плоскости не связан.

Теорема: Действие пары на тело не изменится, если эту пару заменить любой другой парой, лежащей в той же плоскости и имеющей тот же момент.

Аналитические условия равновесия плоской системы сил.

1. Основная форма условий равновесия. Из $\bar{R} = 0$ следует $\bar{R}_x = 0$ и $\bar{R}_y = 0$. Тогда

$$\sum F_{kx} = 0, \quad \sum F_{ky} = 0, \quad \sum M_O(\bar{F}_k) = 0, \quad (1.2)$$

Для равновесия произвольной плоской системы сил необходимо и достаточно, чтобы суммы проекций всех сил на каждую из двух координатных осей и сумма их моментов относительно любого центра, лежащего в плоскости действия сил, были равны нулю.

2. Вторая форма условий равновесия: Для равновесия произвольной плоской системы сил необходимо и достаточно, чтобы суммы моментов всех этих сил относительно каких-нибудь двух центров А и В и сумма их проекций на ось Ох, не перпендикулярную прямой АВ, были равны нулю:

$$\sum M_A(\bar{F}_k) = 0, \quad \sum M_B(\bar{F}_k) = 0, \quad \sum F_{kx} = 0 \quad (1.3)$$

3. Третья форма условий равновесия: Для равновесия произвольной плоской системы сил необходимо и достаточно, чтобы суммы моментов всех этих сил относительно любых трёх центров А, В и С, не лежащих на одной прямой, были равны нулю:

$$\sum M_A(\bar{F}_k) = 0, \quad \sum M_B(\bar{F}_k) = 0, \quad \sum M_C(\bar{F}_k) = 0 \quad (1.4)$$

Направления реакций некоторых видов связей

1. Цилиндрический шарнир (подшипник). Одно тело может вращаться относительно другого вокруг общей оси, называемой *осью шарнира* (например, как две половины ножниц). Если тело АВ прикреплено с помощью такого шарнира к неподвижной опоре D (рис. 1.3, а), то точка А тела не может при этом переместиться ни по какому направлению, перпендикулярному оси шарнира. Следовательно, реакция $\bar{R}$ цилиндрического шарнира может иметь любое направление в плоскости, перпендикулярной оси шарнира, т.е. в плоскости Аху. Для силы $\bar{R}$ в этом случае наперёд неизвестны ни её модуль R , ни направление (угол α). Часто реакцию $\bar{R}$ заменяют её составляющими по осям х и у, как на рис. 3.1, б, где шарнир А неподвижно закреплён при помощи двух стержней на шарнирах.

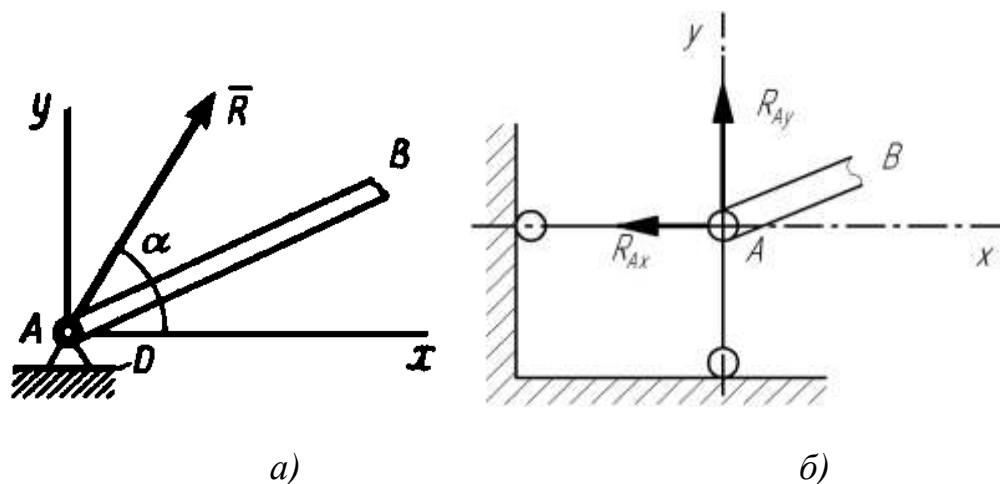


Рисунок 1.3 – Реакция шарнира

2. Подвижный шарнир. Стержень, закреплённый на шарнире, может поворачиваться вокруг шарнира, а точка крепления может перемещаться вдоль направляющей. Реакция подвижного шарнира направлена перпендикулярно опорной поверхности, т.к. не допускается только перемещение поперёк опорной поверхности.

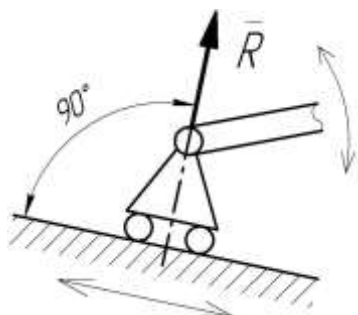


Рис. 1.4 – Реакция подвижного шарнира

3. Невесомый стержень. Невесомым называют такой стержень, весом которого по сравнению с воспринимаемой им нагрузкой, можно пренебречь. Пусть для находящегося в равновесии тела такой стержень, прикрепленный в точках A и B шарнирами, является связью (примеры на рис. 1.5 a и b). Тогда на стержень будут действовать только две силы, приложенные в точках A и B . При равновесии эти силы должны быть направлены вдоль одной прямой, т.е. вдоль AB . Но тогда согласно закону о действии и противодействии стержень будет действовать на тело с силой, тоже направленной вдоль AB . Следовательно, *реакция $\bar{N}$ невесомого шарнирно прикрепленного стержня направлена вдоль прямой, соединяющей шарниры*. При этом стержень может быть прямым или кривым, сжатым или растянутым.

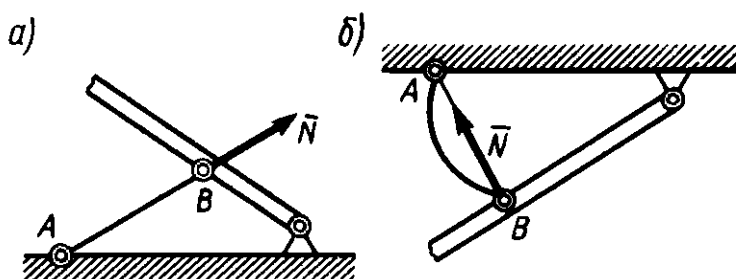


Рисунок 1.5 – Связи в виде невесомых стержней: прямого растянутого (a) и криволинейного сжатого (b)

4. Направляющая позволяет только прямолинейное движение вдоль своей оси. Создаёт силу реакции в направлении, перпендикулярном оси, и момент реакции (в плоской системе сил). (Рис. 1.6, *а*.) Если одна направляющая установлена на другой направляющей, то тело может перемещаться в плоскости как угодно, но не может поворачиваться. (Рис. 1.6, *б*.) В такой опоре имеется реакция в виде момента.

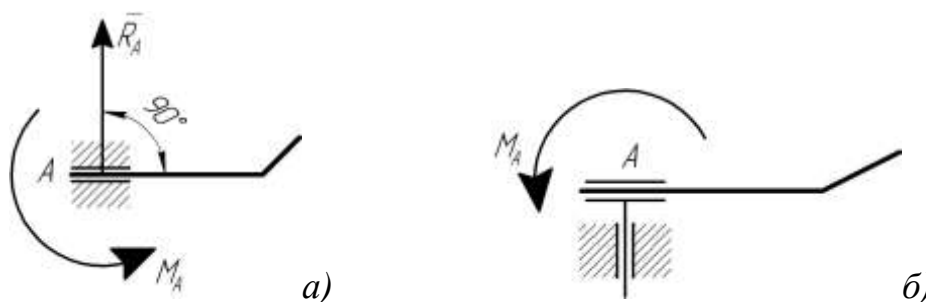


Рисунок 1.6 – Реакции направляющих: *а*) – одиночной и *б*) – сдвоенной

5. Жёсткая заделка (рисунок 1.7, *а,б*). Даже одна жёсткая заделка обеспечивает равновесие тела при любых видах нагрузок. Сила реакции заделки $\vec{R}$ может иметь любое направление, поэтому обычно определяют составляющие R_x, R_y, R_z . (на рисунке 1.7, *а* они обозначены $\vec{X}_3, \vec{Y}_3$ и $\vec{Z}_3$) Кроме того, жёсткая заделка препятствует повороту тела, поэтому на тело действует момент заделки $\vec{M}_3$. Его, как мы увидим далее, тоже можно представить как сумму моментов M_x, M_y, M_z . В случае действия плоской системы сил возникают две составляющие реакции (на рисунке 1.7, *б* они обозначены $\vec{X}_3$ и $\vec{Y}_3$) и момент заделки в плоскости действия сил (на рисунке 1.7, *б* он обозначен M_3).

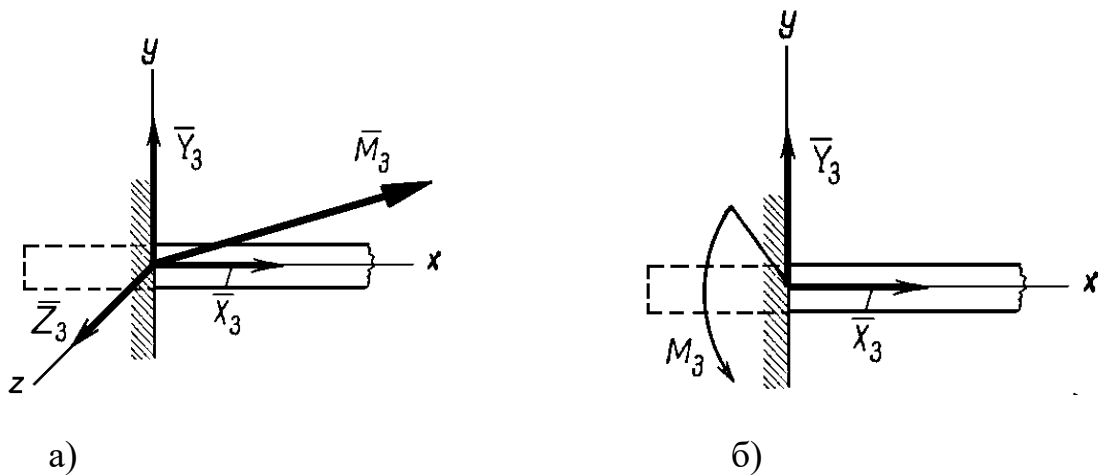


Рисунок 1.7 – Реакции заделки в пространственной (а) и плоской (б) системе сил

ЗАДАЧА И ЕЁ РЕШЕНИЕ

Дано: схема закрепления бруса (рис. 1 а, б, в); $P = 2 \text{ кН}$;

$M = 8 \text{ кН} \cdot \text{м}$; $q = 2 \text{ кН} / \text{м}$.

Определить реакции опор для того способа закрепления, при котором реакция $\bar{Y}_B$ опоры B имеет наименьшее числовое значение.

Решение:

Рассмотрим равновесие бруса. На него действуют: *активные силы*, заданные по условию задачи - сосредоточенная сила $\bar{P}$ под углом 30° к горизонтальной оси системы отчёта XU ; пара сил с моментом M ; равномерно-распределённая нагрузка интенсивностью q и *реактивные силы* - реакции опор. На рис. 1 а: реакцию неподвижной шарнирной опоры A (см. п. 1, рис. 1.3) изображаем двумя её составляющими $\bar{X}_A$ и $\bar{Y}_A$; реакцию подвижной шарнирной опоры B (см. п.2, рис.1.4) изображаем $\bar{Y}_B$ (линия действия шарнирной опоры на катках направлена перпендикулярно опорной плоскости). На рис. 1 б реакцию $\bar{X}_A$ опоры A (невесомого стержня на двух шарнирах) (стержень прикреплен к брусу и к неподвижной опоре шарнирами) изображаем вдоль прямой, соединяющей шарниры; реакцию неподвижной шарнирной опоры B изображаем двумя её составляющими $\bar{X}_B$ и $\bar{Y}_B$. На рис. 1 в реакцию $\bar{Y}_A$ опоры A (невесомого стержня на двух шарнирах) изображаем вдоль прямой, соединяющей шарниры;

реакцию неподвижной шарнирной опоры B изображаем двумя составляющими $\bar{X}_B$ и $\bar{Y}_B$.

Сосредоточенную силу $\bar{P}$ по правилу параллелограмма сил разлагаем на две составляющие по осям X и Y – $\bar{P}_x$ и $\bar{P}_y$. При графическом построении $\bar{P}_x$ и $\bar{P}_y$ на рис.1 (а, б, в) точка приложения силы должна остаться на конструкции.

Численно $\bar{P}_x$ и $\bar{P}_y$ будут равны (используем соотношения прямоугольного треугольника).

$$P_x = P \cdot \cos 30 = 2 \cdot (\sqrt{3} / 2) = \sqrt{3} \text{ кН};$$

$$P_y = P \cdot \sin 30 = 2 \cdot (1 / 2) = 1 \text{ кН}.$$

Равномерно-распределённую нагрузку интенсивностью q заменяем равнодействующей $\bar{Q}$, численно равной ql и приложенной посередине нагруженного участка.

$$|\bar{Q}| = 6 \cdot q = 6 \cdot 2 = 12 \text{ кН}.$$

Рассмотрим вариант крепления а).

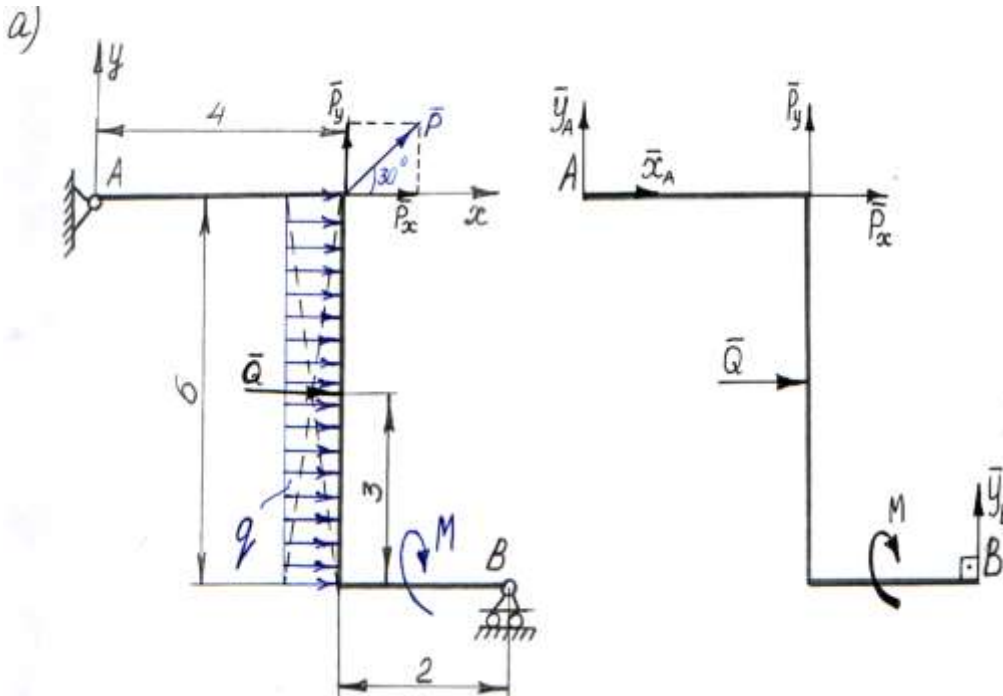


Рисунок 1 а

Предпочтительно составлять уравнения с одной неизвестной (в данном случае $\bar{Y}_B$). Две лишних неизвестных $\bar{X}_A$ и $\bar{Y}_A$ направлены не параллельно друг другу, поэтому нет такой оси, на которую они обе спроецировались бы в точку (в ноль). Для определения реакции $\bar{Y}_B$ составим уравнение моментов относительно точки A – точки пересечения линий действия двух реакций опор $\bar{X}_A$ и $\bar{Y}_A$, тогда их моменты будут равны нулю, независимо от величин этих сил.

$$\Sigma M_A(\bar{F}_k) = 0; \quad 4P_y + 3Q - M + 6Y_B = 0 \Rightarrow$$

$$Y_B = (M - 3Q - 4P_y) / 6 = (8 - 3 \cdot 12 - 4 \cdot 1) / 6 = -5,33 \text{ кН.}$$

Рассмотрим вариант крепления б).

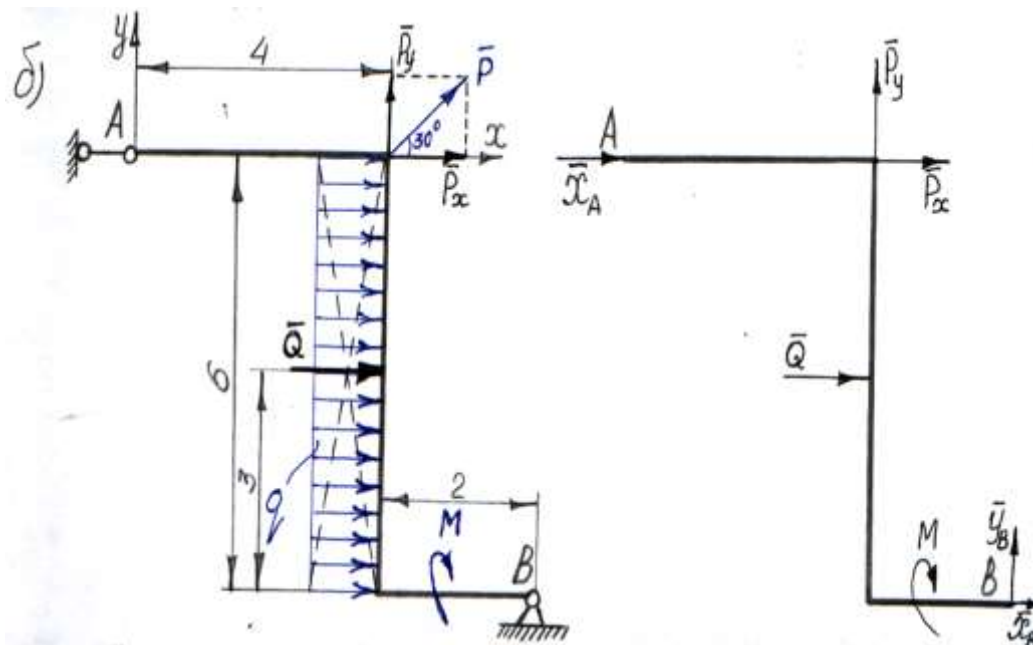


Рисунок 1 б

Обе лишние неизвестные $\bar{X}_A$ и $\bar{X}_B$ направлены горизонтально. Для определения исследуемой реакции $\bar{Y}_B$ составим сумму проекций сил на вертикальную ось.

$$\Sigma F_{ky} = 0; \quad P_y + Y_B = 0; \Rightarrow Y_B = -P_y = -1 \text{ кН.}$$

Рассмотрим вариант крепления в).

Для определения исследуемой реакции $\bar{Y}_B$ рациональным (в уравнении одна неизвестная) является уравнение алгебраической суммы моментов всех

сил относительно точки K – точки пересечения линий действия реакций $\bar{X}_B$ и $\bar{Y}_A$:

$$\Sigma M_K(\bar{F}_k) = 0; \quad 4P_y - 6P_x - 3Q - M + 6Y_B = 0; \Rightarrow$$

$$\Rightarrow Y_B = (6P_x + 3Q + M - 4P_y) / 6 = (6 \cdot (\sqrt{3}) + 3 \cdot 12 + 8 - 4 \cdot 1) / 6 = 8,397 \text{ кН.}$$

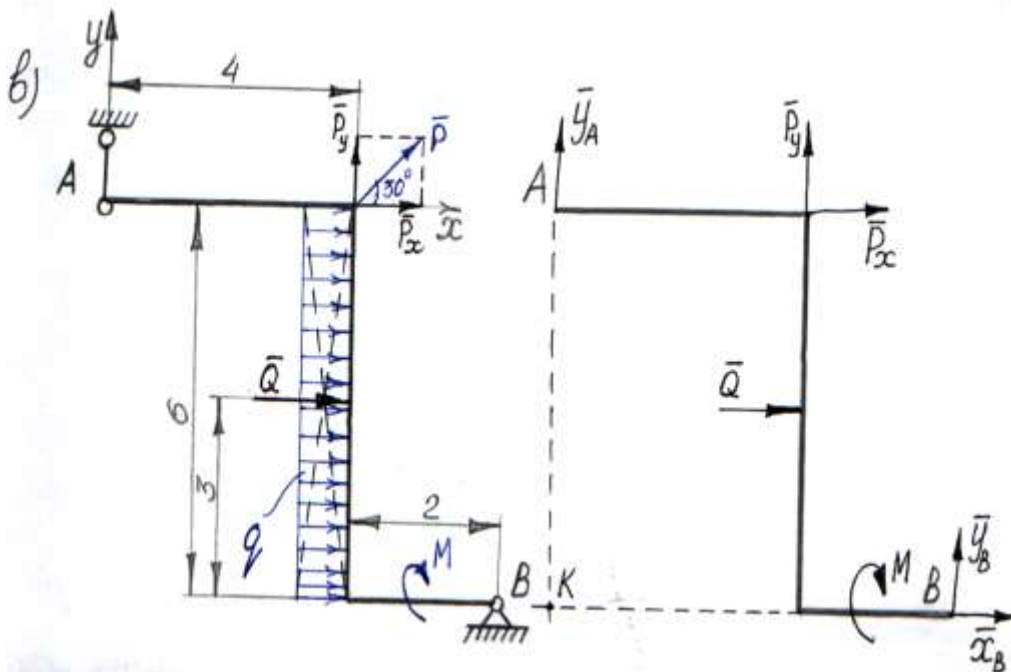


Рисунок 1 в

Знак «-» в значении реакции $\bar{Y}_B$ (рис. 1 а и рис. 1 б) указывает на то, что истинное направление $\bar{Y}_B$, обеспечивающее равновесие полученных систем сил, противоположно показанному на рис. 1 а, 1 б.

Так как $|\bar{Y}_B| = |-1|$ кН – минимум по рис. 1 б, следовательно, для этой схемы находим все остальные реакции опор – $\bar{X}_A$ и $\bar{X}_B$, и делаем проверку:

$$\Sigma M_B(\bar{F}_k) = 0; \quad -M - 3Q - 6P_x - 2P_y - 6X_A = 0; \Rightarrow$$

$$\Rightarrow X_A = (-M - 3Q - 6P_x - 2P_y) / 6 = (-8 - 3 \cdot 12 - 6 \cdot \sqrt{3} - 2 \cdot 1) / 6 = -9,397 \text{ кН.}$$

$$\Sigma F_{kx} = 0; \quad X_A + P_x + Q + X_B = 0 \Rightarrow$$

$$\Rightarrow X_B = -X_A - P_x - Q = -(-9,397) - \sqrt{3} - 12 = -4,33 \text{ кН.}$$

Знак «-» в значениях реакции $\bar{X}_A$ и $\bar{X}_B$ указывает на то, что истинное направление этих реактивных сил, обеспечивающее равновесие полученной системы сил, противоположно показанному на рис. 1 б.

Уравновешенность конструкции бруса (правильность вычисления реакций опор A и B) проверим, выполнив проверку:

$$\Sigma M_D (\overline{F_k}) = 0; -4,5X_A - 4,5P_x - 1,5Q - M + Y_B + 1,5X_B = 0;$$

$$-4,5 \cdot (-9,397) - 4,5 \cdot (\sqrt{3}) - 1,5 \cdot 12 - 8 + 2 \cdot (-1) + 1,5 \cdot (-4,33) = 0;$$

$$42,28 - 7,78 - 18 - 8 - 2 - 6,495 = 0;$$

$$42,28 - 42,28 = 0;$$

$$0 \equiv 0.$$

Для проверки было составлено уравнение суммы моментов относительно некоторой точки D . Определите самостоятельно, где находится эта точка.

Результаты расчётов сводим в таблицу 1.

Таблица 1

№ рисунка	Исследуемая реакция $\overline{Y_B}$ (кН)	Реакции опор	
		$\overline{X_A}$ (кН)	$\overline{X_B}$ (кН)
Рис. 15а	- 5,33	—	—
Рис. 15б	- 1	- 9,397	- 4,33
Рис. 15в	8,397	—	—

Задание С1. Определение реакций опор твердого тела

На рисунках 1 – 5 показаны три способа (а, б, в) закрепления бруса, ось которого – ломаная линия. Задаваемая нагрузка (табл. 1) и размеры (м) бруса (геометрическая конфигурация) во всех трёх случаях одинаковы.

Определить реакции опор для того способа закрепления бруса, при котором исследуемая реакция, указанная в табл. 1, имеет наименьший модуль.

Таблица 1

Номер варианта (рис. 1–12)	P , кН	M , кН · м	q , кН / м	Исследуемая реакция
1	12	8	1,5	M_A
2	4	6	2	Y_A
3	3	2	2,5	X_A
4	2	3	2	Y_B
5	10	2	2	X_B
6	4	6	1	M_A
7	2	2	18	X_A
8	3	4	2	R_B
9	4	8	2	M_A
10	2	4	0,5	X_A
11	4	8	2	Y_A
12	8	3	1	Y_B
13	6	5	2	X_A
14	4	3	1	Y_A
15	3	4	2	M_A
16	2	4	3	X_A
17	4	4	2	X_C
18	8	4	2	X_A
19	2	3	1	Y_C
20	3	8	2	Y_B
21	4	4	2	Y_A
22	6	4	2	Y_A
23	4	3	2	X_A
24	5	4	1	M_A
25	4	3	1,5	Y_A

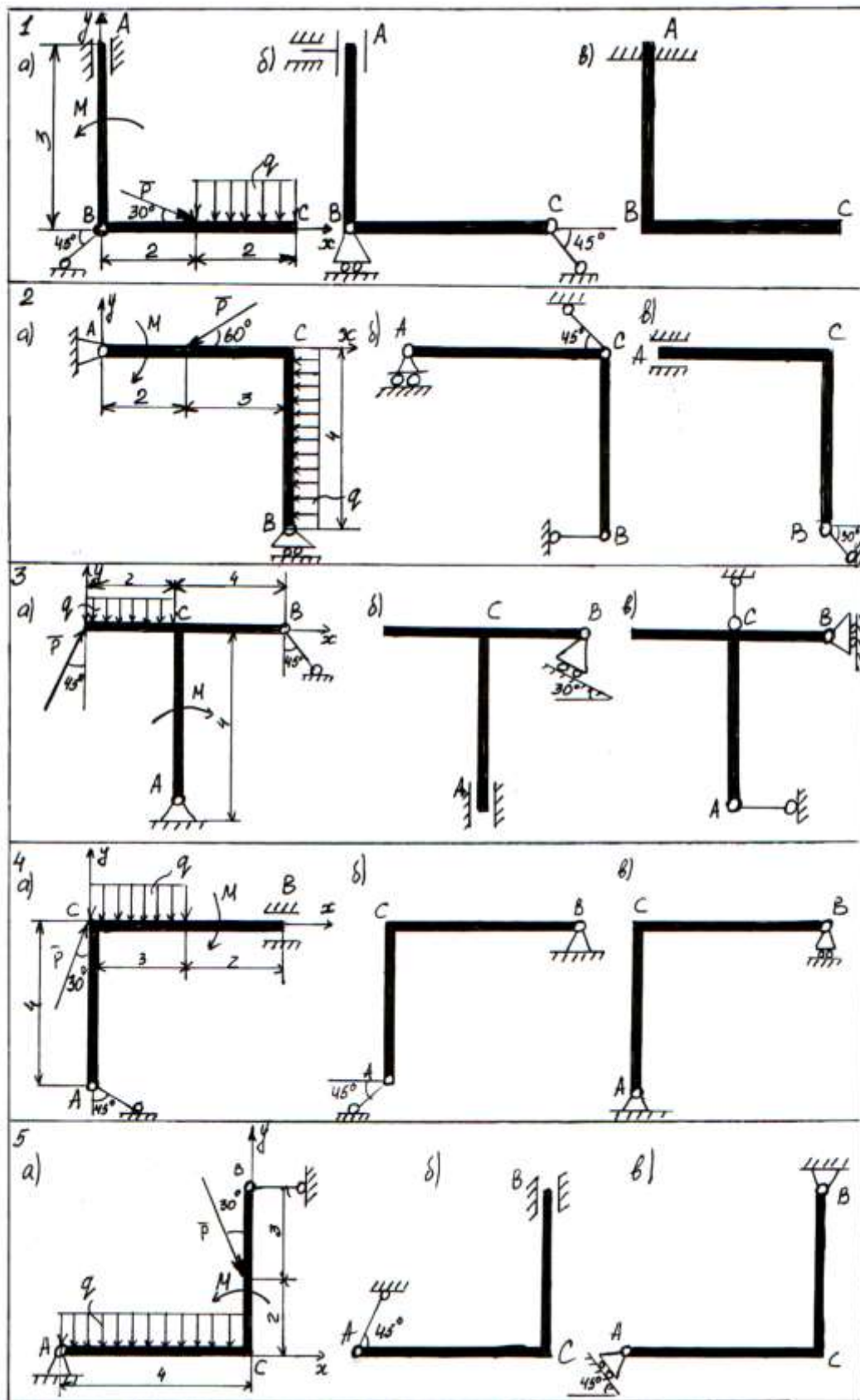


Рисунок 1

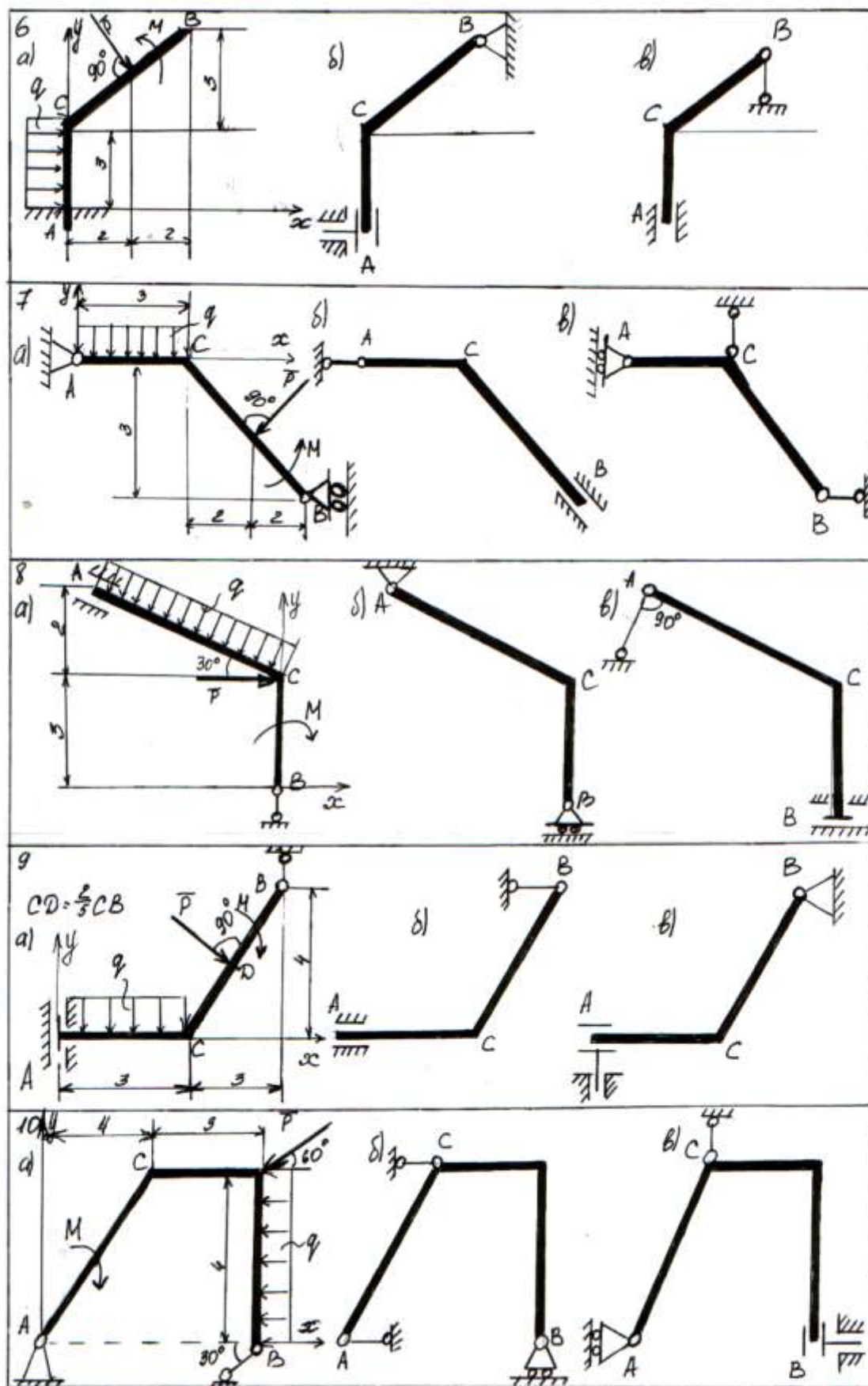


Рисунок 2

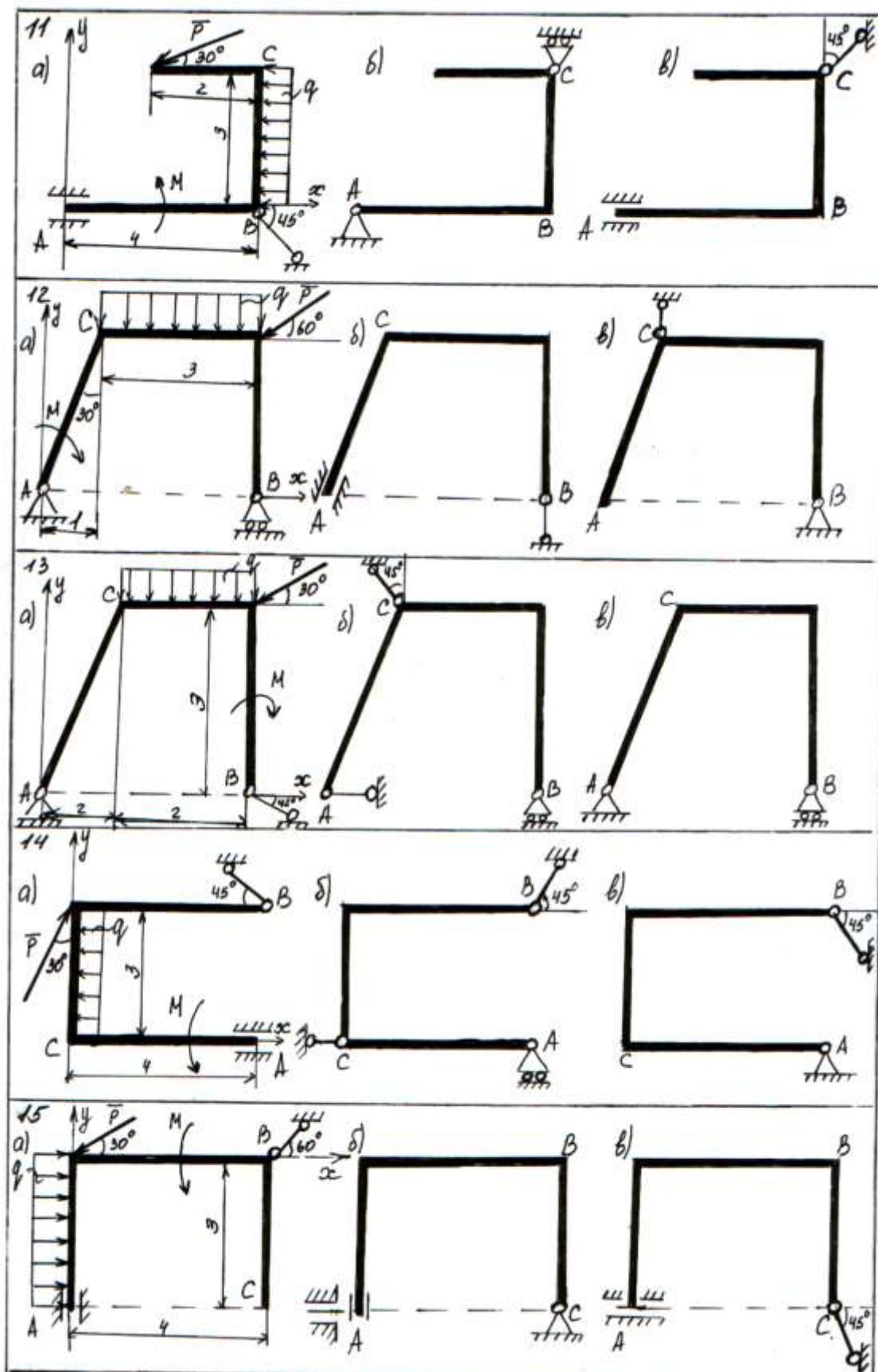


Рисунок 3

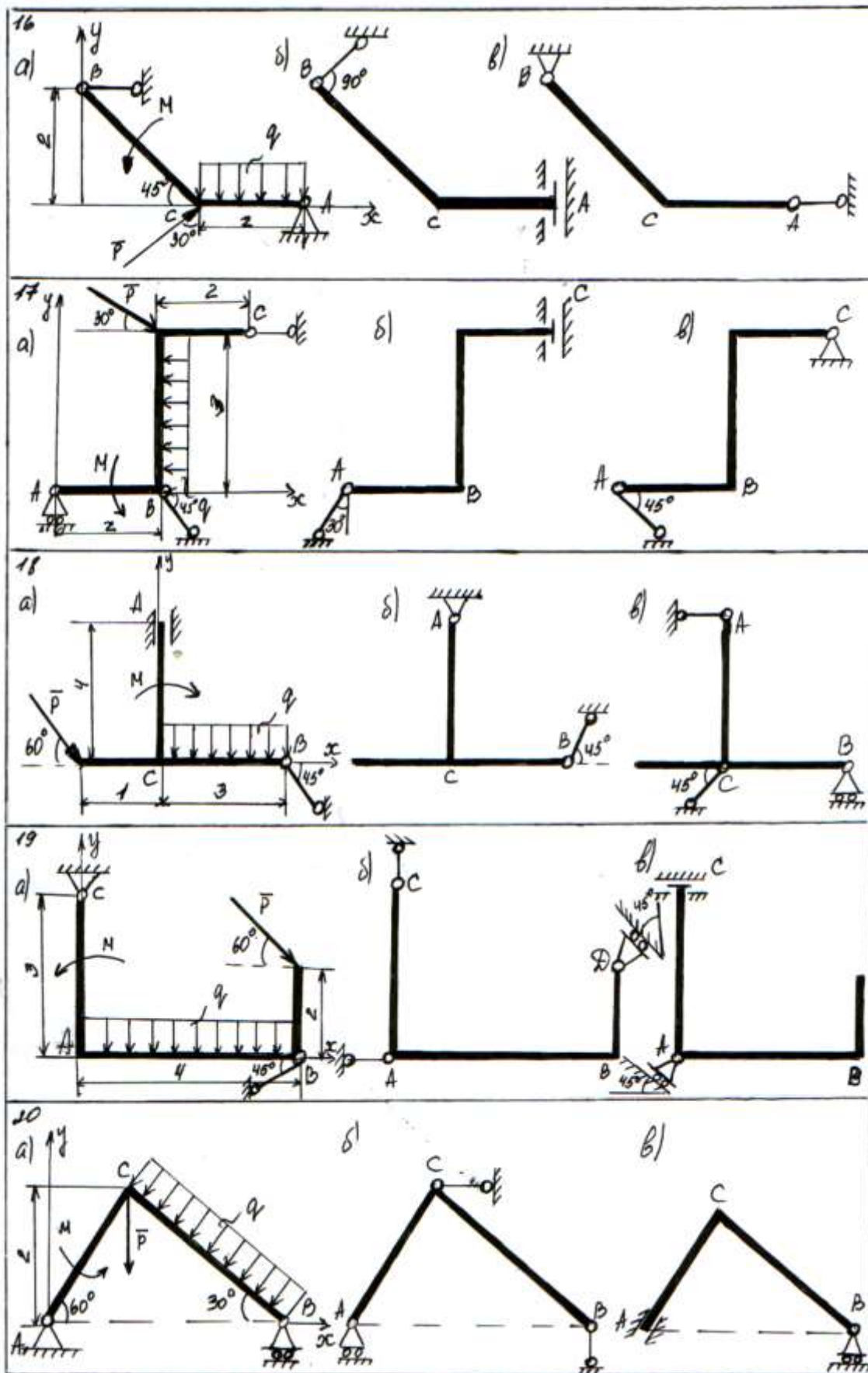


Рисунок 4

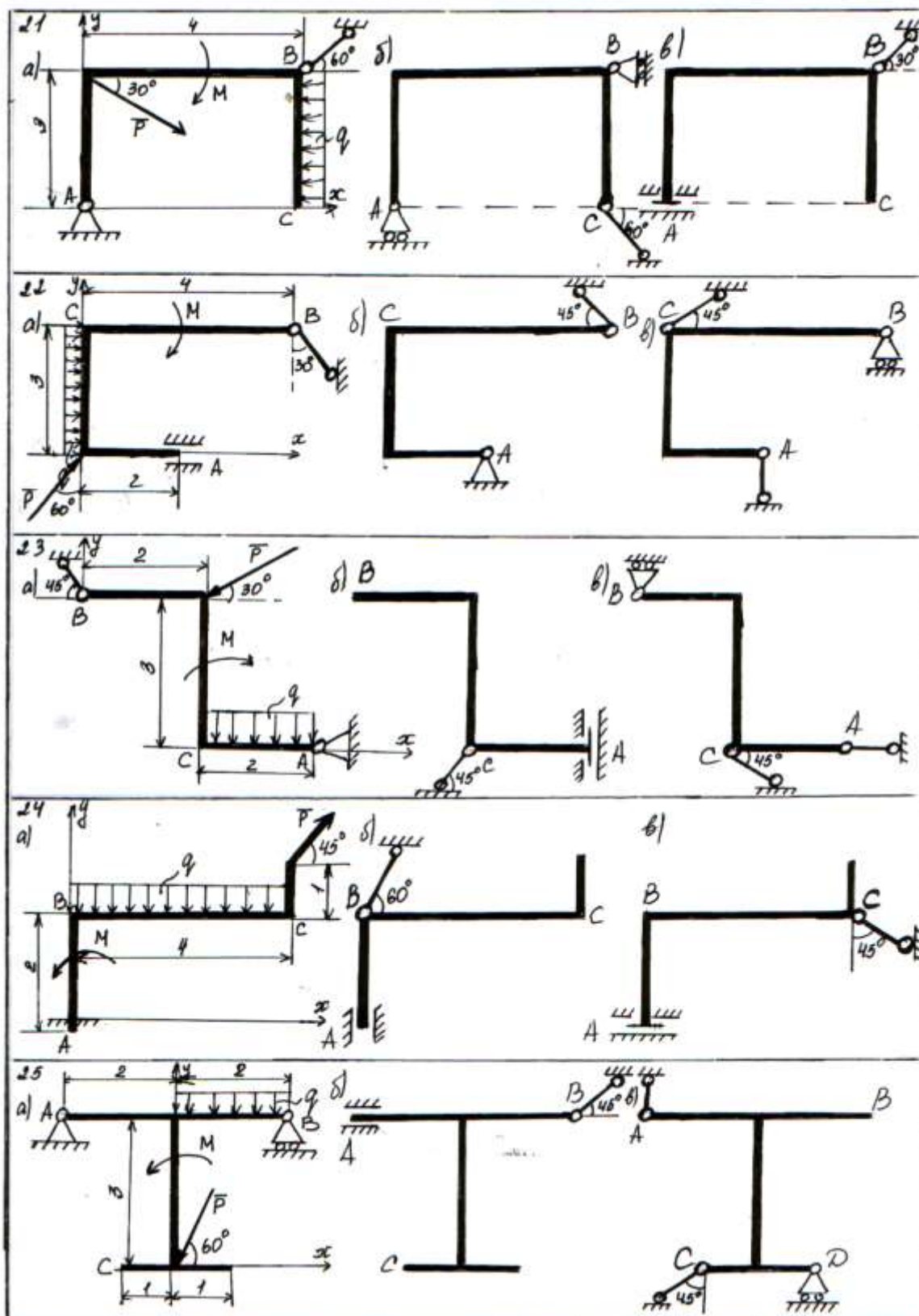


Рисунок 5

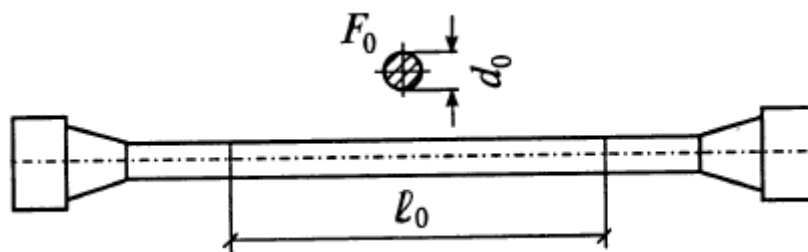
ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 5

ИЗУЧЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЯ НА РАСТЯЖЕНИЕ
МАЛОУГЛЕРОДИСТОЙ СТАЛИ

Цель и содержание работы: изучение поведения малоуглеродистой стали в процессе испытания на растяжение, получение диаграммы растяжения и определение механических характеристик материала образца.

Теоретическое обоснование

Для решения практических задач необходимо знать числовые характеристики пластических и прочностных свойств материалов, которые обычно называются механическими характеристиками. Существует много методов испытаний материалов, но основным является испытание на растяжение. Опыты проводятся на специальных машинах, рабочее усилие в которых создаётся либо при помощи рычажного устройства (рычажные машины), или с помощью гидравлического давления, передаваемого на поршень (гидравлические машины). При испытаниях на растяжение применяются так называемые нормальные образцы круглого или прямоугольного сечения. Это вызвано тем, что результаты испытаний образцов разной формы, хотя и изготовленных из одного и того же материала, несколько отличаются. Как доказал русский учёный В. В. Кирпичёв, только при употреблении геометрически подобных образцов становится возможным сравнение результатов испытаний.



Р и с у н о к 1.1 - Э с к и з о б р а з ц а д о
и с п ы т а н и й

Полное геометрическое подобие обеспечивается при испытании образцов круглого поперечного сечения с одинаковым отношением длины к диаметру $l_0/d_0=const$. Обычно принимается $l_0=10d_0$ (иногда используются укороченные образцы с $l_0=5d_0$), где l_0 – расчетная длина, т. е. длина участка образца, на которой измеряется его удлинение. Образец (рисунок 1.1), кроме цилиндрической рабочей части, имеет плавные переходы к цилиндрическим утолщенным головкам, предназначенным для закрепления образцов в машине.

При испытаниях металлов на растяжение необходимо руководствоваться требованиями ГОСТ 1497-61. Большинство современных испытательных машин снабжены диаграммным аппаратом, который автоматически в процессе испытания вычерчивает график изменения удлинения образца Δl в зависимости от статического увеличения растягивающей силы P – диаграмму растяжения $P=f(\Delta l)$.

На рисунке 1.2 изображена машинная диаграмма растяжения образца из малоуглеродистой стали (типа Ст.3). Приведенная диаграмма, хотя и характеризует поведение материала, но зависит от размеров образца, т. е. если взять образец с другим поперечным сечением, то получим иную диаграмму.

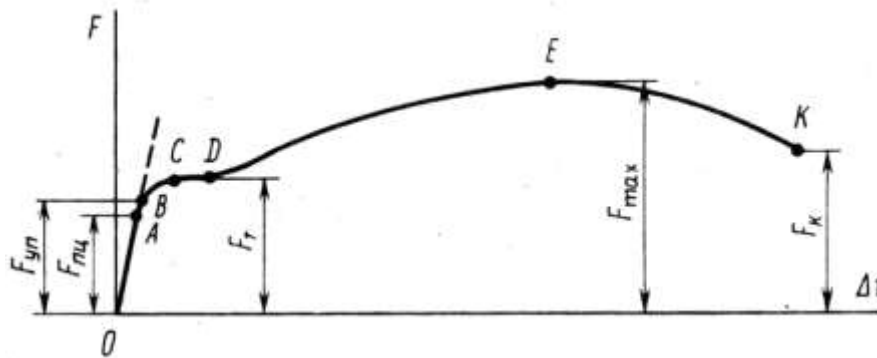


Рисунок 1.2 – Машинная диаграмма растяжения малоуглеродистой стали

Для исключения влияния поперечных размеров и длины рабочей части образца, удобно перестроить машинную диаграмму растяжения $P=f(\Delta l)$, разделив силы P на первоначальную площадь сечения образца F_0 , а абсолютное удлинение Δl на расчётную длину l_0 т. е.

$$\sigma = \frac{P}{F_0}; \quad \varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}. \quad (1.1)$$

В результате получим условную диаграмму растяжения $\sigma=f(\epsilon)$ (рисунк 1.3). В начале диаграмма имеет прямолинейный участок OA , на котором соблюдается прямая пропорциональная зависимость между напряжением и относительным удлинением, то есть закон Гука.

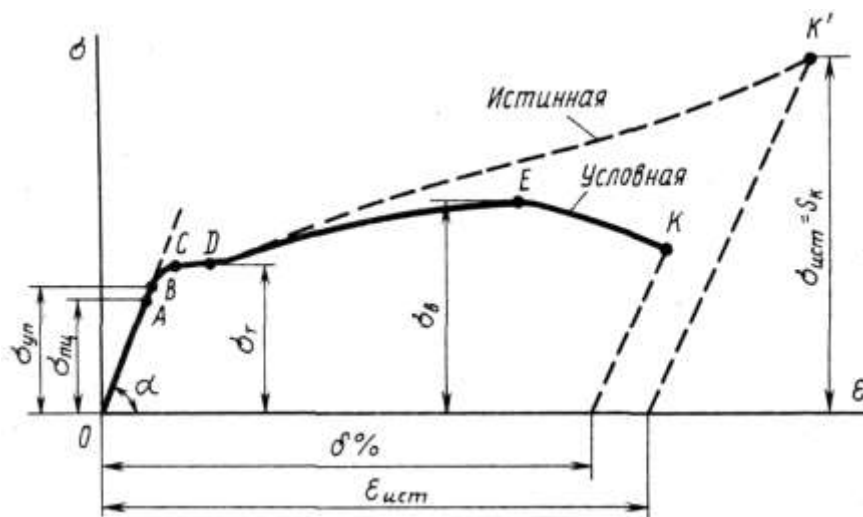


Рисунок 1.3 – Условная диаграмма растяжения малоуглеродистой стали

Наибольшее напряжение, до которого материал следует закону Гука, называется пределом пропорциональности и обозначается $\sigma_{\text{пц}}$ (на диаграмме – точка A):

$$\boldsymbol{\sigma}_{\text{III}} = \frac{\boldsymbol{P}_{\text{III}}}{\boldsymbol{F}_0}, \quad (1.2)$$

где $P_{\text{пц}}$ – нагрузка, соответствующая пределу пропорциональности. Для малоуглеродистой стали $\sigma_{\text{пц}}=2 \cdot 10^8 \text{ Па}=200 \text{ МПа}=2000 \text{ кг/см}^2$.

Тангенс угла α наклона участка OA к оси абсцисс пропорционален модулю упругости:

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{\sigma}{\varepsilon} \frac{\mu_{\varepsilon}}{\mu_{\sigma}} = E, \quad (1.3)$$

где μ_{ε} , μ_{σ} – масштабные коэффициенты относительного удлинения и напряжения на диаграмме.

Выше точки A диаграмма начинает несколько искривляться, и закон Гука нарушается. Можно отметить такое значение напряжения (точка B на рисунке 1.2), до которого в материале имеют место только упругие деформации, полностью исчезающие после снятия нагрузки. Это напряжение называется пределом упругости:

$$\sigma_y = \frac{P_y}{F_0}, \quad (1.4)$$

Чтобы найти предел упругости, необходимо после каждого малого приращения нагрузки за предел пропорциональности образец разгружать и следить, не образовалась ли пластическая деформация, не исчезающая при снятии нагрузки. Так как пластические деформации в отдельных кристаллах появляются уже в самой ранней стадии нагружения, то величина σ_y , как и $\sigma_{пл}$, будет зависеть от требований точности, которые накладываются на производимые замеры. Обычно остаточную деформацию, соответствующую пределу упругости, принимают в пределах 0,001 – 0,003 %. Соответственно этому допуску предел упругости обозначается через $\sigma_{0,001}$ или $\sigma_{0,003}$. Точки A и B на диаграмме (рисунок 1.3) настолько близки друг к другу, что часто предел упругости и предел пропорциональности считают совпавшими, хотя это не совсем верно.

За точкой B деформации растут быстрее нагрузки, искривление увеличивается, и в некоторой точке C поведение материала резко меняется: деформации возрастают без заметного увеличения нагрузки (или даже при постоянной нагрузке) до точки C' – материал, как говорят, «течёт» (явление текучести металлов). Горизонтальный (или почти горизонтальный) участок CC' на диаграмме растяжения называется площадкой текучести, а напряжение, при котором происходит течение материала (увеличение деформаций при

приблизительно постоянной нагрузке), называется пределом текучести и обозначается σ_T , причём

$$\sigma_T = \frac{P_T}{F_0}, \quad (1.5)$$

где P_T – нагрузка, соответствующая площадке текучести на рисунке 1.2 (для Ст.3 предел текучести примерно равен $\sigma_T = 2,4 \cdot 10^8 \text{ Па} = 240 \text{ МПа} = 2400 \text{ кг/см}^2$).

Многие пластичные металлы и сплавы (среднеуглеродистые стали, медь, алюминий, дюралюмин и др.) не имеют четко выраженной площадки текучести на диаграмме растяжения (рисунок 1.5). Для таких материалов определяется условный предел текучести: напряжение, при котором остаточное удлинение составляет 0,2% (иногда 0,5%). Условный предел текучести обозначается $\sigma_{0,2}$ и определяется по формуле:

$$\sigma_{0,2} = \frac{P_{0,2}}{F_0}, \quad (1.6)$$

где $P_{0,2}$ – нагрузка, соответствующая остаточному удлинению 0,2% от расчётной длины образца. Для ее определения на оси абсцисс диаграммы откладывают величину остаточного удлинения $OB = 0,0002 l_0$ (рисунок 1.5) в масштабе удлинений и из точки B проводят прямую, параллельную первоначальному прямолинейному участку диаграммы. Ордината точки A пересечения ее с диаграммой растяжения и определяет нагрузку $P_{0,2}$, соответствующую условному пределу текучести $\sigma_{0,2}$.

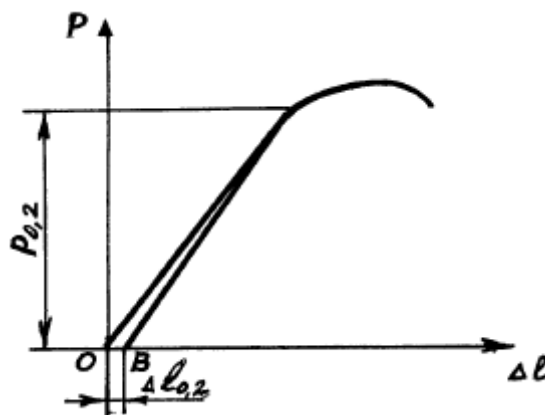


Рисунок 1.5 – Диаграмма растяжения образца без четко выраженной площадки текучести

При дальнейшем деформировании образца за точкой C' напряжения и растягивающее усилие вновь увеличиваются, то есть происходит упрочнение стали, причём этот процесс идёт до момента достижения силой P своего наибольшего значения.

На диаграмме этапу упрочнения отвечает наклоненная кривая $C'D$ (рисунок 1.2), называемая зоной упрочнения. Напряжения, соответствующие наибольшему значению P_{max} , называются временным сопротивлением или пределом прочности $\sigma_{вр}$:

$$\sigma_{вр} = \frac{P_{max}}{F_0}, \quad (1.7)$$

На диаграмме $\sigma_{вр}$ соответствует точке D (для Ст. 3 $\sigma_{вр} \approx 4000 \text{ кг/см}^2 = 400 \text{ МПа}$). Ввиду того, что временное сопротивление очень просто определяется из опыта (достаточно разорвать образец с известной площадью F_0 сечения на машине и отметить при этом P_{max}), эта характеристика является основной для суждения о прочности металла.

До достижения предела прочности продольные и поперечные деформации равномерно распределяются по расчетной длине образца. В момент достижения предела прочности поведение образца еще раз резко меняется: деформация образца локализуется в одном, наиболее слабом месте (или в месте наличия дефектов-надрезов, царапин и т. д.), вследствие чего наблюдается местное поперечное сужение образца, где и начинает образовываться так называемая шейка (рисунок 1.4), остальные же сечения остаются практически неизменными.

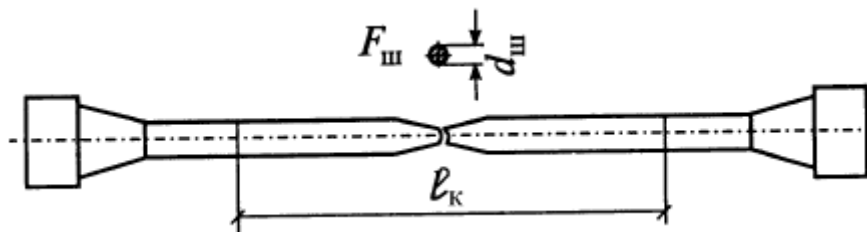


Рисунок 1.4 – Эскиз образца после испытаний

Вследствие резкого уменьшения поперечного сечения образца для дальнейшего его растяжения нужна все меньшая и меньшая сила и, наконец, в точке E (рисунок 1.3) происходит разрыв (разрушение) образца. Ниспадающая ветвь DE диаграммы растяжения называется зоной местной текучести.

Рассмотрев характерные ординаты диаграммы растяжения, устанавливают ряд механических характеристик материала: $\sigma_{\text{пл}}$, σ_y , σ_t , $\sigma_{\text{вр}}$, которые являются характеристиками прочности материала.

Рассмотрим теперь абсциссы диаграммы σ - ε (рисунок 1.3). Полную деформацию образца при разрыве $\varepsilon_{\text{разр}}$ (рисунок 1.3) можно разделить на упругую $\varepsilon_{\text{разр}}^y$, мгновенно исчезающую после разрыва, и пластическую, которая обычно обозначается через δ и называется относительным остаточным удлинением при разрыве:

$$\delta = \frac{l_k - l_0}{l_0} \cdot 100\%, \quad (1.8)$$

В формуле (1.8) l_k – длина расчётной части образца после разрыва, измеренная после соединения частей разорванного образца. Величина δ характеризует пластичность материала. Для Ст.3 $\delta = 21 \dots 23\%$, а для наиболее распространенных сортов стали $\delta = 8 \dots 28\%$.

Для оценки пластичности материала определяется и другая характеристика – относительное остаточное сужение поперечного сечения в шейке после разрыва:

$$\psi = \frac{F_0 - F_{\text{ш}}}{F_0} \cdot 100\%, \quad (1.9)$$

где F_0 – первоначальная площадь поперечного сечения образца;

$F_{\text{ш}}$ – площадь поперечного сечения шейки в месте разрыва (в наиболее тонком месте шейки); для Ст.3 $\psi = 55 \dots 70 \%$.

Величина ψ более точно характеризует пластические свойства, т. е. пластическая деформация по длине образца распределяется неравномерно, и величина δ является некоторым средним удлинением. Чем больше δ и ψ , тем пластичнее материал, поэтому δ и ψ называются механическими характеристиками пластичности материала.

Аппаратура и материалы

Разрывная машина Р-50, разрушаемый образец (рисунок 1.1), штангенциркуль, карандаш, ручка, тетрадь, калькулятор для выполнения инженерных расчетов.

Содержание отчета и его форма

Отчет по лабораторной работе выполняется в тетради для лабораторных работ и должен содержать следующие разделы:

- 1) название и цель работы;
- 2) краткий конспект основных теоретических положений;
- 3) результаты измерений и расчетов в форме таблицы 1.1;
- 4) копию машинной диаграммы растяжения;
- 5) условную диаграмму растяжения, построенную по результатам эксперимента.

Вопросы для защиты работы

1. Какова цель работы?
2. Какой образец применяется для испытаний?
3. На какой испытательной машине выполняется работа?
4. В каких координатах вычерчивается диаграмма растяжения диаграммным аппаратом испытательной машины?
5. Какой вид имеет машинная диаграмма растяжения малоуглеродистой стали?
6. Как строится условная диаграмма растяжения?
7. Какие изменения, происходящие с образцом в процессе растяжения, не учитываются условной диаграммой растяжения?
8. Что называется пределом пропорциональности, пределом упругости, пределом текучести, пределом прочности (или временным сопротивлением разрыву) и как они определяются?

9. Как определить предел пропорциональности по машинной диаграмме растяжения?
10. Как определить нагрузку, соответствующую пределу текучести, по силоизмерителю машины в процессе растяжения малоуглеродистой стали?
11. Какие зоны можно выделить на диаграмме растяжения?
12. Как определить, в какой точке заканчивается зона упругости при испытании на растяжение?
13. По каким участкам образца происходит его растяжение в зоне упрочнения и в зоне местной текучести?
14. Какие деформации называются упругими, а какие пластическими (остаточными)?
15. Образец нагрузили до точки K (рисунок 1.3), а затем решили его разгрузить. Покажите на диаграмме, как пойдет линия разгрузки и объясните, почему. Какую остаточную деформацию при этом получил образец?
16. Почему после нагружения образца выше предела прочности нормальное напряжение σ начинает падать?
17. Какие механические характеристики служат для оценки пластичности металлов и как эти характеристики определить?
18. Каков порядок проведения испытания и обработки его результатов?
19. Как определяется предел условной текучести по диаграмме растяжения, не имеющей четко выраженной площадки текучести?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 6

ИЗУЧЕНИЕ РЕЗУЛЬТАТОВ ИСПЫТАНИЯ НА СЖАТИЕ РАЗЛИЧНЫХ МАТЕРИАЛОВ

Цель и содержание работы: ознакомление с методикой испытаний и определения механических характеристик при сжатии; сравнительное изучение особенностей разрушения пластичных и хрупких, изотропных и анизотропных материалов при испытаниях на сжатие.

Теоретическое обоснование

Для изучения механических характеристик материалов существенное значение имеют испытания не только на растяжение, но и на сжатие, причём для хрупких материалов испытания на сжатие являются основными.

Многие пластичные материалы совсем не разрушаются при сжатии, или разрушаются только при значительной остаточной деформации.

При испытании пластичных материалов (например, стального образца) диаграмма сжатия вначале аналогична диаграмме растяжения: предел пропорциональности и предел текучести почти совпадают, но площадка текучести не получается столь же ярко выраженной, как при растяжении. Довести до разрушения образец из малоуглеродистой стали практически не удастся. Для таких материалов условно принимают предел прочности при сжатии равным пределу прочности при растяжении. Испытание обычно прекращается по достижении нагрузки, в 3 – 5 раз превышающей P_T .

Хрупкие материалы (чугун, камень, бетон и т.п.) разрушаются при сжатии, однако характерным является то, что разрушение происходит при напряжениях, значительно больших, чем при растяжении. При испытании чугунного образца диаграмма сжатия сохраняет качественные особенности диаграммы растяжения, однако сопротивление сжатию значительно выше (в 4 – 5 раз) сопротивления растяжению.

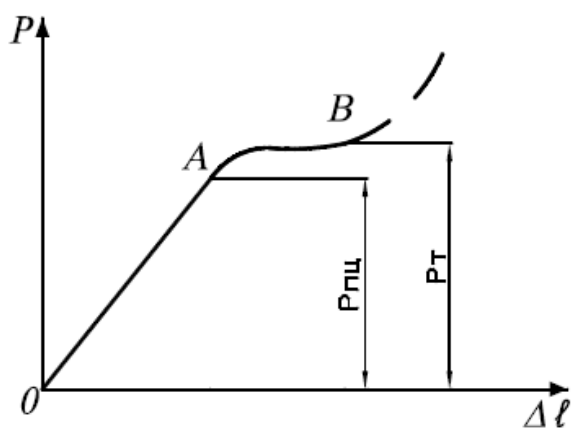


Рисунок 2.1

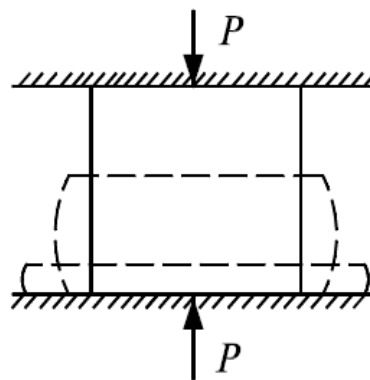


Рисунок 2.2

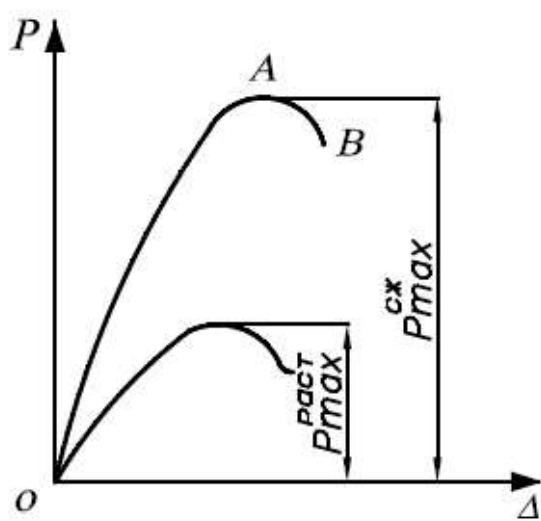


Рисунок 2.3

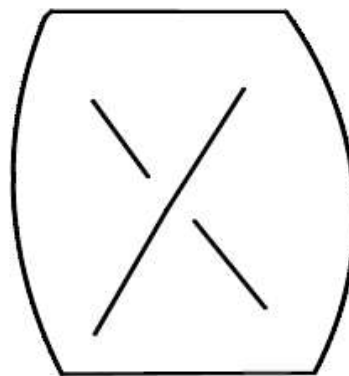
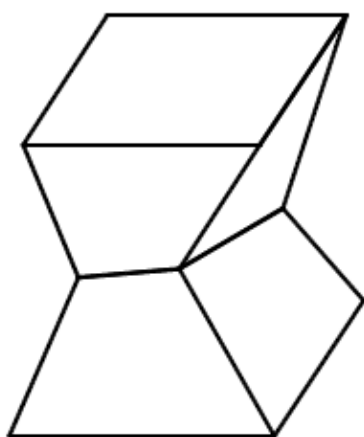
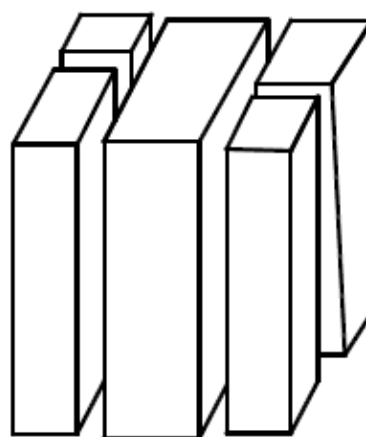


Рисунок 2.4



а



б

Рисунок 2.5

Все материалы можно условно разделить на два типа: изотропные (имеющие одинаковые механические свойства в разных направлениях) и анизотропные (имеющие различные свойства в разных направлениях).

Древесина является анизотропным материалом и поэтому результаты, полученные при сжатии вдоль и поперек волокон, резко отличны. Характерным для диаграммы сжатия древесины поперек волокон является значение нагрузки, после которой её рост существенно замедляется, а деформация продолжает возрастать. При дальнейшем нагружении древесина не разрушается, а лишь пресуется. За предел прочности в таком случае принимается ордината переломной точки.

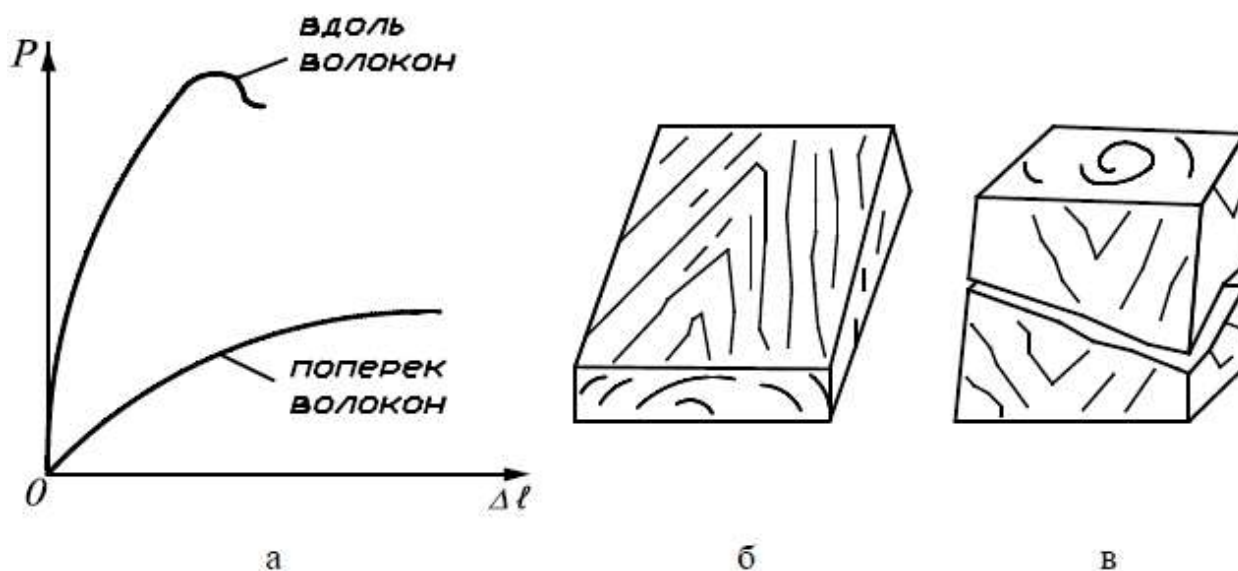


Рисунок 2.6

Для проведения испытаний на сжатие применяется гидравлический пресс П-125 или одна из разрывных машин Р-10, Р-20, Р-50. Разрывные машины снабжены диаграммным аппаратом, автоматически записывающим в процессе испытаний диаграмму сжатия. Для испытания металлов на сжатие используются образцы в виде коротких цилиндров-крешеров, у которых высота равна одному - двум диаметрам. Для других материалов применяются образцы в виде кубиков (стороны кубиков: для дерева 50 мм, для цемента и камня 70 мм, для бетона 200 – 300 мм).

Аппаратура и материалы

Гидравлический пресс П-125, стальной и чугунный цилиндры-крешеры, бетонный кубик, два деревянных кубика, штангенциркуль, тетрадь, ручка, линейка, карандаш, микрокалькулятор для выполнения инженерных расчетов.

Указания по технике безопасности

При работе на гидравлическом прессе П-125 следует соблюдать следующие правила техники безопасности

1. Общие требования по охране труда.

1.1. К работе на прессе П-125 допускаются лица, имеющие допуск только после ознакомления с настоящей инструкцией.

2. Требования безопасности перед началом работы.

2.1. Убедиться в надежности и исправности всех узлов, защитных кожухов, предусмотренных конструкцией.

2.2. Проверить наличие заземления.

2.3. Проверить исправность токоведущих частей пресса.

2.4. Перед пуском пресса убедиться, что его включение никому не угрожает.

3. Требования безопасности во время работы.

3.1. Включение пресса производить только в присутствии преподавателя или учебного мастера.

3.2. Не загружать рабочие поверхности пресса ненужными деталями.

3.3). Не оставлять без контроля пресс, находящийся под напряжением.

3.4. Работать на прессе в спецодежде, не допускающей провисания элементов и задевания рукавами движущейся части машины, под ногами должен быть диэлектрический коврик.

3.5. Запрещается во время работы производить техобслуживание, отвлекаться, убирать руку от штурвала нагружения во избежание перегрузок образца.

4. Требования безопасности в аварийных ситуациях.

4.1. Прекратить работу на прессе и отключить его от сети при нарушении изоляции токоведущих частей и возникновении замыкания в электрической части установки.

4.2. Отключить пресс при перерыве в подаче электроэнергии.

4.3. При возникновении механического шума или вибрации отключить пресс от сети, принять меры к их устранению.

5. Требования безопасности по окончании работ.

5.1. Отключить пресс от сети; привести рабочее место в порядок.

Методика и порядок выполнения работы

1. Изучить теоретические положения к данной лабораторной работе, используя рекомендуемую литературу.

2. Перед началом испытания образцов необходимо измерить образцы, результаты измерений занести в журнал испытаний (таблица 2.1). Измерения стального, чугунного и цементного образцов производятся с точностью до 0,1 мм, а деревянных кубиков с точностью до 1,0 мм ввиду меньшей тщательности их изготовления.

3. Установить образец в машину. При установке следить за тем, чтобы образец был хорошо центрирован по отношению к оси приложения сжимающей силы. Желательно, чтобы одна из плит прессы имела шаровую опору для устранения возможных перекосов и связанного с ними изгиба. После установки образца подвижную плиту плавно подвести к его поверхности.

4. Произвести пуск машины и нагружение образца.

5. После окончания испытания образец разгружается и вынимается из машины. По шкале силоизмерительного устройства фиксируется максимальная нагрузка и записывается в журнал испытаний.

6. Эскиз образца до и после испытания и вид полученной диаграммы зарисовываются в журнал (таблица 2.1).

Содержание отчета и его форма

Отчет по лабораторной работе выполняется в тетради для лабораторных работ и должен содержать следующие разделы:

- название и цель работы;
- краткий конспект основных теоретических положений;
- эскизы всех образцов до и после испытаний;
- диаграммы сжатия (если таковые были вычерчены с помощью диаграммного аппарата испытательной машины);
- подсчёт механических характеристик испытанных материалов;
- результаты испытаний в форме таблицы 2.1.

Таблица 2.1 – Журнал испытаний на сжатие

	Материалы				
	Сталь	Чугун	Цемент	Дерево	
				вдоль волокон	поперек волокон
Эскиз образца до испытаний					
Размеры поперечного сечения					
Эскиз образца после испытаний					
Площадь поперечного сечения $F_0, \text{см}^2$					
$P_{\max}$, КГ					
$\sigma_{\text{вр}}$, КГ/см ²					

Вопросы для защиты работы

1. Какова цель работы?
2. Какие образцы используются при испытаниях на сжатие?

3. Чем обусловлено определенное соотношение высоты и поперечных размеров образцов при сжатии?
4. Какой вид имеет диаграмма сжатия малоуглеродистой стали?
5. Какие механические характеристики можно определить при испытании пластичной стали на сжатие?
6. Можно ли довести до разрушения образец из пластичной стали при сжатии?
7. Какой вид имеет диаграмма сжатия для чугунного образца? Её отличие от диаграммы растяжения.
8. Порядок определения механических характеристик при испытаниях чугунного образца на сжатие?
9. Каков характер разрушения чугунного образца при сжатии? Чем объясняется приобретение образцом бочкообразной формы?
10. Какие механические характеристики можно определить при испытании цементного кубика на сжатие?
11. Каков характер разрушения при сжатии цементного кубика при наличии и отсутствии сил трения?
12. Какой вид имеют диаграммы для деревянных образцов, испытанных на сжатие вдоль и поперек волокон? В чем различия этих диаграмм?
13. Можно ли довести до разрушения деревянный образец при сжатии поперек волокон?
14. Каков характер разрушения деревянного образца при испытании на сжатие вдоль волокон?
15. Каков порядок проведения испытаний на сжатие и обработки результатов испытаний?

ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР ВНУТРЕННИХ УСИЛИЙ ПРИ РАСТЯЖЕНИИ И СЖАТИИ

Цель и содержание работы: Изучение методики построения эпюр внутренних усилий при растяжении и сжатии.

Теоретическое обоснование

Растяжением или сжатием называется такой вид нагружения, при котором в поперечных сечениях нагруженного элемента возникают внутренние усилия, приводимые к равнодействующей, направленной вдоль продольной оси z . Эта равнодействующая называется продольной силой и обозначается N_z . Брус, работающий преимущественно на растяжение или сжатие, принято называть стержнем.¹

Из условия равновесия отсеченной части бруса следует, что продольная сила N_z в произвольном поперечном сечении численно равна алгебраической сумме проекций на ось бруса z внешних сил, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения.

Продольную силу, вызывающую растяжение, считают положительной (рисунок 2.1); продольную силу, вызывающую сжатие – отрицательной (рисунок 2.2).

Для определения значений внутренних усилий в поперечных сечениях бруса строят эпюры продольных сил. Эпюра продольных сил N_z представляет собой график, выражающий изменение величины продольной силы N_z по длине стержня.

¹ Во многих учебных и справочных пособиях термин «стержень» используют взамен термина «брус» при всех видах деформаций.

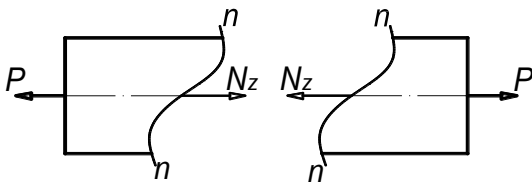


Рисунок 2.1

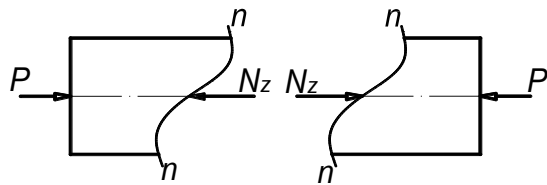


Рисунок 2.2

Для построения эпюр внутренних усилий при растяжении – сжатии используют метод сечений:

1) определяют опорные реакции (для консольной схемы нагружения опорные реакции можно не определять);

2) разбивают стержень на участки нагружения, в пределах которых закон распределения внутренних усилий в поперечном сечении стержня не меняется; границами участков нагружения являются начало и конец стержня, а также сечения, в которых:

- приложены сосредоточенные силы,
- начинается и заканчивается действие распределенной нагрузки,
- изменяется площадь поперечного сечения стержня;

3) рассекают стержень произвольным сечением в пределах первого участка нагружения;

4) отбрасывают часть стержня, содержащую большее количество внешних нагрузок (для консольной схемы нагружения следует отбросить часть стержня, содержащую жесткую заделку, если опорная реакция предварительно не определялась);

5) заменяют действие отброшенной части стержня внутренним усилием – продольной силой N_{zi} (в тех случаях, когда направление силы N_{zi} неизвестно, следует принимать ее положительной, то есть растягивающей, и направлять на схеме вектор N_{zi} от сечения);

6) составляют уравнение равновесия, из которого определяют величину и направление продольной силы N_{zi} (если после решения уравнения сила N_{zi} получилась со знаком плюс, то стержень в данном сечении растянут, со знаком минус – сжат);

7) выполняют пункты 3 – 6 для каждого участка нагружения;

8) по расчетным значениям строят эпюру продольных сил N_z ; для построения эпюры продольных сил проводят прямую, параллельную оси бруса (нулевую или базовую линию), перпендикулярно к которой откладываются ординаты, изображающие в некотором масштабе величины продольных сил в соответствующих сечениях стержня; положительные значения продольной силы откладывают выше, а отрицательные – ниже нулевой линии; заштриховывают эпюру тонкими вертикальными линиями, а внутри поля эпюры в кружке указывают знак (плюс или минус);

9) определяют значения нормальных напряжений для каждого участка нагружения стержня по формуле

$$\sigma_i = \frac{N_{zi}}{F_i}, \quad (2.1)$$

где σ_i – нормальное напряжение на i -м участке стержня;

N_{zi} – значение продольной силы на i -м участке; в формулу (2.1) значения продольной силы следует подставлять с учетом знака;

F_i – площадь поперечного сечения стержня на рассматриваемом участке стержня;

10) по данным расчетов пункта 9 строят эпюру нормальных напряжений;

11) построенные эпюры продольных сил и нормальных напряжений следует проверить на соответствие следующим правилам:

- в сечениях, где приложены сосредоточенные силы, на эпюре продольных сил возникают «скачки» (мгновенные изменения значения продольной силы), численно равные приложенной силе и направленные вверх, если сила вызывает растяжение и вниз, если приложенная сила вызывает сжатие;

- «скачки» на эпюрах нормальных напряжений возникают в тех же сечениях, что и на эпюрах продольных сил, а также дополнительно в сечениях, где изменяется площадь поперечного сечения стержня;

- если на участке нагружения отсутствует распределенная нагрузка, эпюры продольных сил и нормальных напряжений для данного участка ограничены прямыми, параллельными оси стержня;

- знак нормальных напряжений на каждом участке нагружения соответствует знаку продольной силы для этого участка;

12) из анализа эпюры нормальных напряжений определяют опасное сечение; при растяжении (сжатии) опасным считается сечение или участок стержня, в котором нормальные напряжения максимальны по абсолютной величине (по модулю).

Пример 2.1

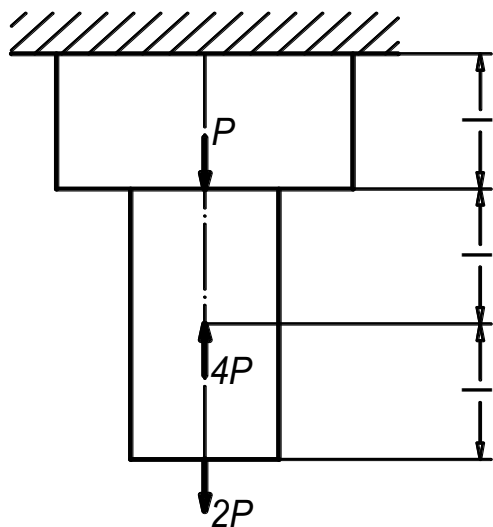


Рисунок 2.3

Для ступенчатого стержня, неподвижно заделанного в одном сечении и нагруженного сосредоточенными силами, как показано на расчетной схеме (рисунок 2.3), требуется построить эпюры продольных сил N_z и нормальных напряжений σ ; определить опасное сечение.

Решение

Величину продольной силы N_z определим методом сечений. Для этого разобьем стержень на участки нагружения, начиная от сечения, максимально удаленного от закрепления. Границами участков нагружения будем считать сечения, в которых приложены внешние силы, а также сечения, в которых изменяются размеры поперечного сечения стержня (на рисунке 2.4 а эти участки отмечены римскими цифрами). Проведем произвольное сечение $I-I$ на участке I и, отбросив верхнюю часть стержня, рассмотрим условие равновесия оставшейся (нижней) части, изображенной отдельно на рисунке 2.4 б). На оставшуюся часть действует сила P_I и искомое усилие N_{zI} . Направление вектора N_{zI} на схеме выбрано произвольно. Для оставшейся части стержня сумма проекций всех сил на ось z запишется в виде

$$N_{z1} = 2P.$$

Продольная сила N_{zI} получилась со знаком «плюс», значит она действительно направлена от сечения, как и было предварительно принято (рисунок 2.4 б); таким образом, первый участок стержня испытывает растяжение.

Проведем произвольное сечение $II-II$ на участке II , отбросим верхнюю часть стержня и рассмотрим равновесие оставшейся нижней части, изображенной отдельно на рисунке 2.4 в. На оставшуюся часть действуют силы $2P$ и $4P$ и искомое усилие N_{z2} . Проецируя эти силы на ось z , получаем

$$N_{z_2} = 2P - 4P = -2P.$$

Знак «минус» указывает, что в действительности сила N_{z2} направлена к сечению, а не от сечения, как было предположено ранее (рисунок 2.4 в). Следовательно, участок II испытывает сжатие.

Проведем произвольное сечение $III-III$ на участке III , отбросим верхнюю часть стержня и рассмотрим равновесие оставшейся нижней его части, изображенной отдельно на рисунке 2.4 д. На оставшуюся часть действуют силы $2P$, $4P$ и P и искомое усилие N_{z3} . Проецируя эти силы на ось z , получаем

$$N_{z_3} = -4P + 2P + P = -P.$$

Знак «минус» указывает, что первоначальное предположение о том, что сила N_{z3} направлена от сечения, неверно.

Построим график (эпюру), показывающий, как меняется продольная сила по длине стержня. Проведя ось абсцисс графика параллельно оси стержня, откладываем в произвольно выбранном масштабе найденные значения продольных сил по оси ординат. Положительные значения продольных сил откладываем вправо от оси эпюры, а отрицательные – влево (рисунок 2.4 д).

Эпюру нормальных напряжений получим, разделив значения N_z для каждого участка на величины соответствующих площадей поперечных сечений стержня (рисунок 2.4 е).

$$\text{Для первого участка } \sigma_1 = \frac{N_{z_1}}{F_1} = \frac{2P}{F}.$$

$$\text{Для второго участка } \sigma_{II} = \frac{N_{z_2}}{F_{II}} = -\frac{2P}{F}.$$

$$\text{Для третьего участка } \sigma_{III} = \frac{N_{z_3}}{F_{III}} = -\frac{P}{2F} = -\frac{0,5P}{F}.$$

Построим график (эпюру), показывающий, как меняется нормальное напряжение по длине стержня. Проведя ось абсцисс графика параллельно оси стержня, откладываем в произвольно выбранном масштабе найденные значения нормальных напряжений по оси ординат. Положительные значения нормальных напряжений откладывают вправо от оси эпюры, а отрицательные – влево (рисунок 2.4 е). Построенные таким образом эпюры заштриховываются тонкими линиями, перпендикулярными оси стержня.

В сечениях, где приложены внешние силы, значения продольной силы на эпюре (рисунок 2.4 д) меняются скачкообразно. На эпюре нормальных напряжений скачкообразное изменение значений наблюдается еще и в сечениях, где изменяется площадь поперечного сечения стержня (рисунок 2.4 е).

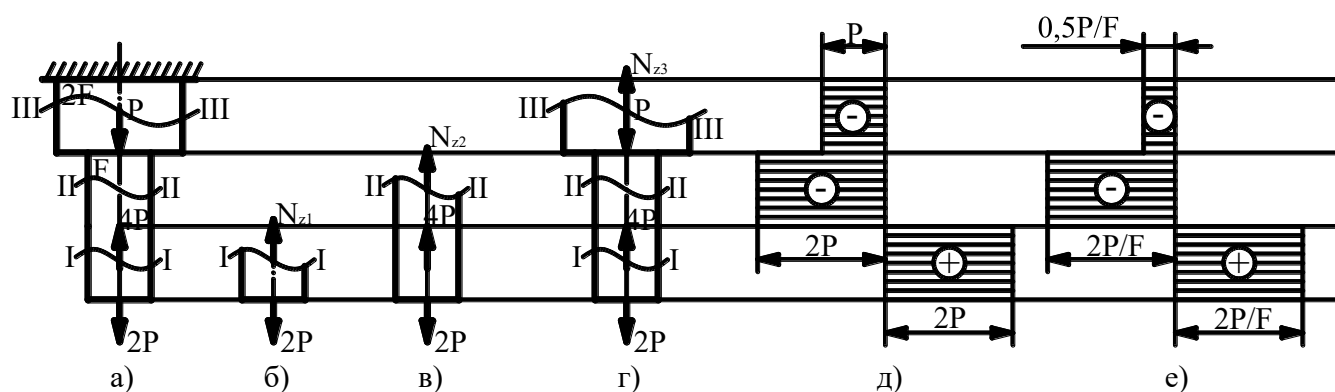


Рисунок 2.4

Оборудование и материалы: линейка, карандаш, ручка, калькулятор для выполнения инженерных расчетов, тетрадь.

Указания по технике безопасности

В помещении проведения лабораторных работ должно быть смешанное (естественное и искусственное) освещение, что обеспечивает освещенность в соответствии с требованиями к освещению учебных аудиторий.

В аудитории во время проведения занятий должна поддерживаться температура воздуха 20 ± 5 °С, обеспечиваться работа вентиляции.

Задания

Задание 2.1

Для ступенчатого стержня, изображенного на схеме 1 (таблица 2.1), построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений, определить опасное сечение. Каждый студент выбирает задание для самостоятельного выполнения по цифрам индивидуального шифра, выданного преподавателем в начале семестра. Как правило, шифром является номер зачетной книжки. Индивидуальный шифр действует при выборе заданий на всех практических занятиях по сопротивлению материалов.

Задание 2.2

Для ступенчатого стержня, изображенного на расчетной схеме 2 (таблица 2.1), построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений, определить опасное сечение.

Задание 2.3

Для ступенчатого стержня, изображенного на расчетной схеме 3 (таблица 2.1), построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений, определить опасное сечение. Проверить прочность стержня в опасном сечении, если площадь поперечного сечения $F = 20 \text{ см}^2$, усилие $P = 50 \text{ кН}$, допускаемые напряжения для материала стержня $[\sigma] = 100 \text{ МПа}$.

Задание 2.4*

Для ступенчатого стержня, изображенного на расчетной схеме 1 (таблица 2.1), построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений для случая, когда жесткая заделка располагается в верхнем и в нижнем сечениях стержня, определить опасное сечение. Сделать вывод о влиянии условий опирания на распределение усилий в стержне и на положение опасного сечения.

Содержание отчета

Отчет о выполнении лабораторной работы должен содержать следующие разделы:

- название работы;
- цель и содержание работы;
- краткий конспект основных теоретических положений;

- расчетные схемы с эпюрами, выполненные на отдельной странице, для каждого задания 4.2 – 4.5;
- подробные расчеты внутренних усилий для каждого участка нагружения;
- выводы с указанием опасного сечения.

Таблица 2.1

Номер схемы	Схема к заданию 2.1	Схема к заданию 2.2	Схема к заданию 2.3
0			
1			
2			
3			

Продолжение таблицы 2.1

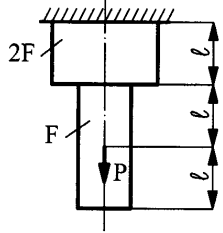
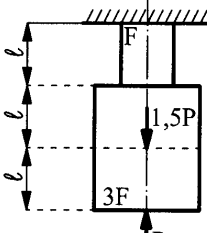
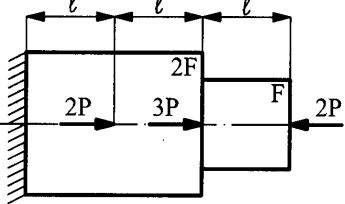
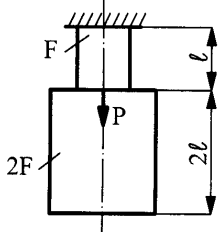
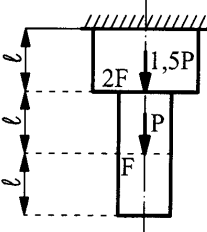
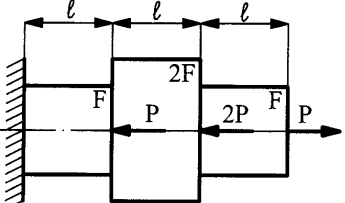
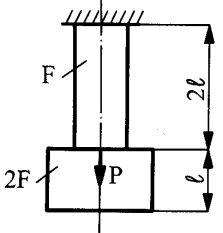
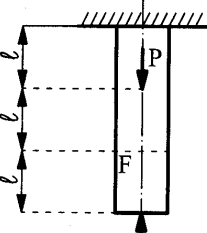
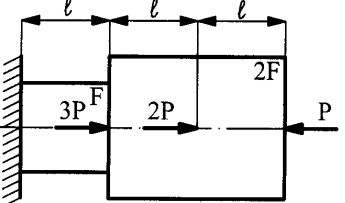
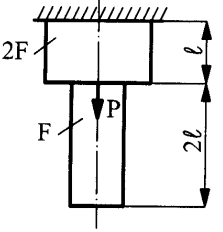
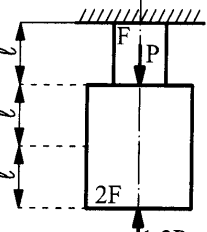
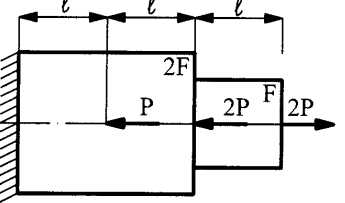
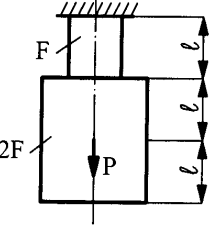
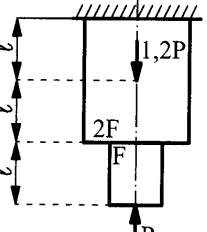
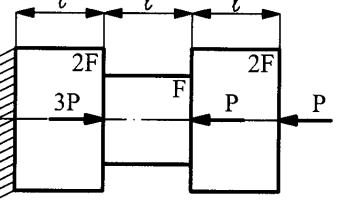
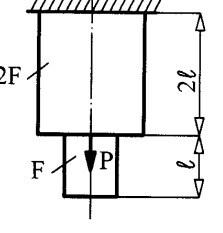
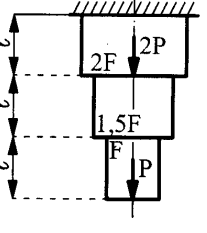
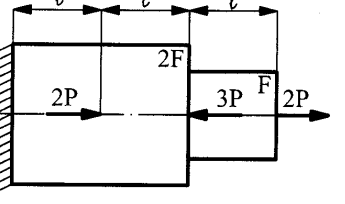
4			
5			
6			
7			
8			
9			

Таблица 2.2

Номер варианта	Схема к заданию 2.1 (таблица 2.1)	Схема к заданию 2.2 (таблица 2.1)	Схема к заданию 2.3 (таблица 2.1)
1	1	3	10
2	2	4	9
3	3	5	8
4	4	6	7
5	5	7	6
6	6	8	5
7	7	9	4
8	8	10	3
9	9	1	2
10	10	2	1
11	1	4	9
12	2	5	8
13	3	6	7
14	4	7	6
15	5	8	5
16	6	9	4
17	7	10	3
18	8	3	2
19	9	2	1
20	10	1	10
21	1	2	8
22	2	3	7
23	3	4	6
24	4	5	5
25	5	6	4
26	6	7	3
27	7	8	2
28	8	9	1
29	9	10	8
30	10	5	6
31	1	6	5
32	2	7	4
33	3	8	3
34	4	9	2
35	5	10	1
36	6	1	10

Контрольные вопросы

1. Какой вид деформации называется растяжением (сжатием)?
2. Что называется эпюрой продольных сил? Что называется эпюрой нормальных напряжений?
3. Как определяется знак продольной силы? Как определяется знак нормальных напряжений?
4. Как определить опасное сечение стержня при растяжении (сжатии)?
5. Каким методом пользуются при построении эпюр произвольно нагруженных стержней? Сформулируйте правила проверки правильности построения эпюр продольных сил и нормальных напряжений при растяжении (сжатии).
6. Постройте эпюры продольных сил и нормальных напряжений для стержня, схема нагружения которого задана преподавателем.

Список литературы

1. Кривошапко, С. Н. Сопротивление материалов : лекции, семинары, расчетно-графические работы : учебник для бакалавров / С. Н. Кривошапко. – Москва : Юрайт, 2013. – 413 с. : ил., табл. ; 21 см. – (Бакалавр. Базовый курс) (Учебник). – Гриф: Доп. МО. – Библиогр.: с. 412-413. – ISBN 978-5-9916-2122-9
2. Степин, П. А. Сопротивление материалов : учебник для вузов / П.А. Степин. – 12-е изд., стер. – Санкт-Петербург ; Москва ; Краснодар : Лань, 2012. – 319, [1] с. : ил., портр. ; 22. – (Учебники для вузов. Специальная литература). – Библиогр.: с. 309-310. – ISBN 978-5-8114-1038-5

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 8

ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮРЫ КРУТЯЩИХ МОМЕНТОВ

Цель работы: научиться определять внутренние крутящие моменты. Овладеть методикой построения эпюр крутящих моментов.

Теоретическая часть

Под кручением понимается такой вид деформации, при котором в поперечных сечениях бруса возникает только крутящий момент. Кручение прямого бруса происходит при нагружении его внешними скручивающими моментами, действующими в плоскости поперечного сечения бруса. Брус, работающий в основном на кручение, называется валом.

Знак крутящего момента не имеет физического смысла, и общепринятого правила знаков не существует. При построении эпюр крутящих моментов для удобства построения условимся считать, что внешние скручивающие моменты, действующие на оставшуюся часть вала против часовой стрелки, если смотреть со стороны сечения (разреза), вызывают в этом сечении положительный крутящий момент, а действующие по часовой стрелке – отрицательный.

Для построения эпюры крутящих моментов используют метод сечений, считая крутящий момент в произвольном сечении численно равным алгебраической сумме внешних скручивающих моментов, приложенных по одну сторону от сечения. Для построения эпюр крутящих моментов произвольно нагруженного вала:

1) определяют опорные реакции (для консольной схемы нагружения опорные реакции можно не определять);

2) разбивают вал на участки нагружения, в пределах которых закон распределения внутренних усилий в поперечном сечении вала не меняется; границами участков нагружения являются начало и конец вала, а также сечения, в которых:

- приложены внешние скручивающие моменты,
- начинается и заканчивается действие распределенной нагрузки,

- изменяется форма и размеры поперечного сечения вала;

3) рассекают вал произвольным сечением в пределах первого участка нагружения;

4) отбрасывают часть вала, содержащую большее количество внешних нагрузок (для консольной схемы следует отбросить часть вала, содержащую жесткую заделку, если опорная реакция предварительно не определялась);

5) заменяют действие отброшенной части стержня внутренним усилием – крутящим моментом M_{zi} (в тех случаях, когда направление M_{zi} неизвестно, следует принимать его положительным);

6) составляют уравнение равновесия, из которого определяют величину и направление крутящего момента M_{zi} (если после решения уравнения M_{zi} получился со знаком плюс, то знак крутящего момента совпадает с первоначально выбранным на схеме, со знаком минус – знак крутящего момента противоположен первоначально выбранному на схеме);

7) выполняют пункты 3 – 6 для каждого участка нагружения;

8) по полученным значениям строят эпюру крутящих моментов M_z : для построения эпюры крутящих моментов проводят прямую, параллельную оси вала (нулевую или базовую линию), перпендикулярно к которой откладываются ординаты, изображающие в некотором масштабе величины крутящих моментов в соответствующих сечениях вала; положительные значения крутящего момента откладывают выше, а отрицательные – ниже нулевой линии; заштриховывают эпюру тонкими спиральными линиями, а внутри поля эпюры в кружке указывают знак (плюс или минус);

9) после построения эпюры следует проверить построения по следующим правилам:

- в сечениях, где приложены сосредоточенные внешние скручивающие моменты, на эпюре крутящих моментов возникают «скачки» (мгновенные изменения значения), численно равные приложенной паре сил и направленные в сторону ее действия;

• если на участке нагружения отсутствует распределенная нагрузка, эпюры крутящих моментов для данного участка ограничены прямыми, параллельными оси вала. Положительные значения момента откладываются выше, отрицательные – ниже «нулевой линии»;

10) из эпюры крутящих моментов определяют опасное сечение; при кручении вала постоянной жесткости опасным считается сечение или участок вала, в котором крутящий момент максимален по абсолютной величине (по модулю).

Пример 3.1

Построить эпюру крутящих моментов для вала, жестко закрепленного в сечении C (рисунок 3.2 а) и нагруженного скручивающими моментами $M_1=5q\ell^2$, $M_2=3q\ell^2$, $M_3=4q\ell^2$.

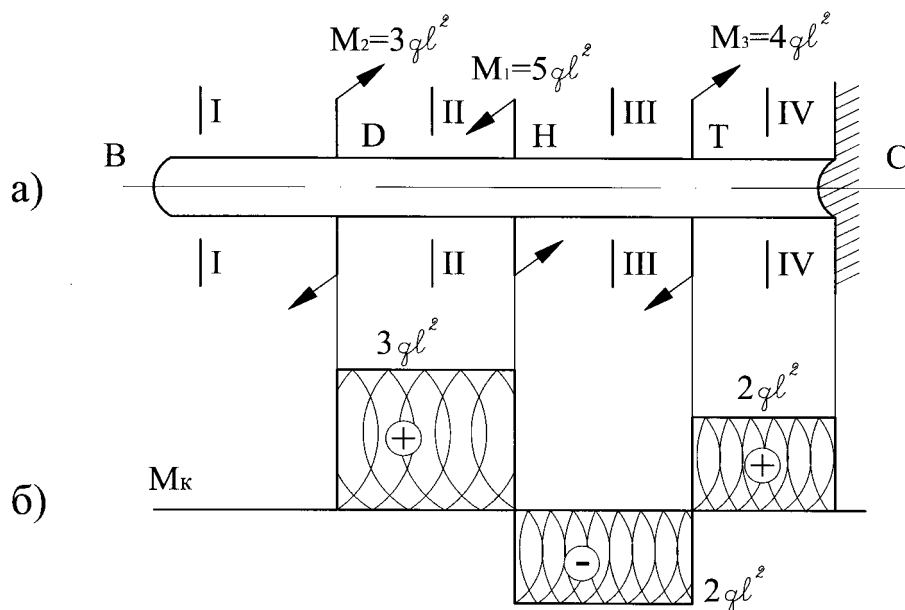
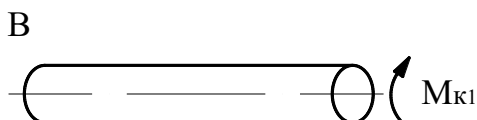


Рисунок 3.2

Решение

Вал разбивается на четыре участка нагружения: BD , DH , HT , TC .

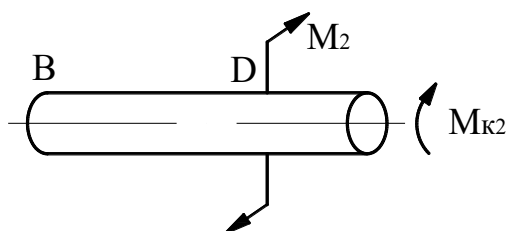
1-й участок



$$0 \leq Z_1 \leq \ell_1$$

$$M_{z1} = 0.$$

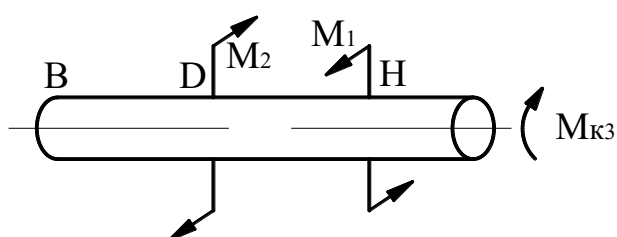
Рисунок 3.3

2-й участок

$$0 \leq Z_2 \leq \ell_2$$

$$M_{z2} = M_2 = 3q\ell^2$$

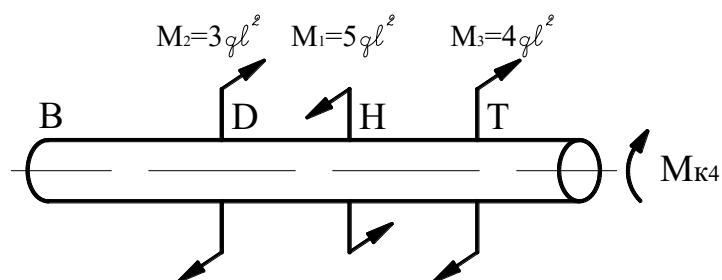
Рисунок 3.4

3-й участок

$$0 \leq Z_3 \leq \ell_3$$

$$M_{z3} = -M_1 + M_2 = -5q\ell^2 + 3q\ell^2 = -2q\ell^2.$$

Рисунок 3.5

4-й участок

$$0 \leq Z_4 \leq \ell_4$$

$$M_{z3} = -M_1 + M_2 + M_3 = -5q\ell^2 + 3q\ell^2 + 4q\ell^2 = 2q\ell^2.$$

Рисунок 3.6

Из анализа эпюры крутящих моментов следует, что опасным сечением является участок вала DH : $M_{\max} = |M_{z1}| = 3q\ell^2$.

Оборудование и материалы: линейка, карандаш, ручка, калькулятор для выполнения инженерных расчетов, тетрадь.

Указания по технике безопасности

В помещении проведения лабораторных работ должно быть смешанное (естественное и искусственное) освещение, что обеспечивает освещенность в соответствии с требованиями к освещению учебных аудиторий.

В аудитории во время проведения занятий должна поддерживаться температура воздуха 20 ± 5 °С, обеспечиваться работа вентиляции.

Задания

Задание 3.1

Для консольного вала, (расчетная схема приведена в таблице 3.1), построить эпюры крутящих моментов и определить опасное сечение.

Таблица 3.1

Номер схемы	Расчетная схема	Номер схемы	Расчетная схема
1		6	
2		7	
3		8	
4		9	
5		10	

Таблица 3.2

Номер варианта	Расчетная схема	Моменты, $q\ell^2$			
		M_1	M_2	M_3	M_4
1	1	1	2	3	10
2	2	2	3	4	9
3	3	3	4	5	8
4	4	4	5	6	7
5	5	5	6	7	6
6	6	6	7	8	5
7	7	7	8	9	4
8	8	8	9	10	3
9	9	9	10	1	2
10	10	10	1	2	1
11	1	1	3	4	9
12	2	2	4	5	8
13	3	3	5	6	7
14	4	4	6	7	6
15	5	5	7	8	5
16	6	6	8	9	4
17	7	7	9	10	3
18	8	8	10	3	2
19	9	9	3	2	1
20	10	10	4	1	10
21	1	1	5	2	8
22	2	2	6	3	7
23	3	3	7	4	6
24	4	4	8	5	5
25	5	5	9	6	4
26	6	6	10	7	3
27	7	7	3	8	2
28	8	8	4	9	1
29	9	9	5	10	8
30	10	10	6	5	6
31	1	1	7	6	5
32	2	2	8	7	4
33	3	3	9	8	3
34	4	4	10	9	2
35	5	5	3	10	1

Содержание отчета

Отчет о выполнении лабораторной работы должен содержать следующие разделы:

- название работы;
- цель и содержание работы;
- краткий конспект основных теоретических положений;
- расчетные схемы с эпюрами, выполненные на отдельной странице, для каждого задания;
- подробные расчеты внутренних усилий для каждого участка нагружения;
- выводы с указанием опасного сечения.

К о н т р о л ь н ы е в о п р о с ы

1. Какой вид деформации называется кручением?
2. Что называется эпюрой крутящих моментов? Как определяется знак крутящего момента?
3. Как определить опасное сечение вала постоянного сечения при кручении?
4. Каким методом пользуются при построении эпюр произвольно нагруженных валов?
5. Сформулируйте правила проверки правильности построения эпюр крутящих моментов.
6. Постройте эпюры крутящих моментов для вала, схема нагружения которого задана преподавателем.

Список литературы

1. Степин, П. А. Сопротивление материалов : учебник для вузов / П.А. Степин. – 12-е изд., стер. – Санкт-Петербург ; Москва ; Краснодар : Лань, 2012. – 319, [1] с. : ил., портр. ; 22. – (Учебники для вузов. Специальная литература). – Библиогр.: с. 309-310. – ISBN 978-5-8114-1038-5

2. Ицкович, Г. М. Сопротивление материалов : учебник для студентов машиностроит. техникумов / Г. М. Ицкович. – Изд. 9-е, стер. – М. : Высшая школа, 2001. – 368 с. : ил. – Гриф: Доп. МО. – Библиогр.: с. 363

ПОСТРОЕНИЕ ЭПЮР ВНУТРЕННИХ УСИЛИЙ ПРИ ИЗГИБЕ КОНСОЛЬНЫХ БАЛОК

Цель и содержание работы: Изучение методики построения эпюр внутренних усилий при изгибе консольных балок.

Теоретическое обоснование

Изгиб – это такой вид нагружения, при котором продольная ось стержня искривляется, а в произвольном сечении возникает два внутренних усилия: поперечная сила Q и изгибающий момент M . Стрежни, работающие на изгиб называют балками.

В сопротивлении материалов термин «балка» значительно шире, чем в обычном употреблении этого слова: с точки зрения расчета на прочность, жесткость и устойчивость балкой является не только строительная балка, но также и вал, болт, оси железнодорожного вагона, зуб шестерни и т.д.

Вначале ограничимся построением эпюр для простейшего случая изгиба балок. При котором все заданные нагрузки лежат в одной плоскости, причем эта плоскость совпадает с одной из главных плоскостей балки. Такой случай будем называть прямым изгибом.

На расчетной схеме балку принято заменять ее осью. При этом все нагрузки должны быть приведены к оси балки и силовая плоскость будет совпадать с плоскостью чертежа.

Как правило, балки имеют те или иные опорные устройства – опоры. Конструкционные формы опор весьма разнообразны. Для расчета же их схематизируют в виде трех основных типов опор:

а) *шарнирно-подвижная опора* (рисунок 4.1), в которой может возникнуть только одна составляющая реакций - R_A , направленная вдоль опорного стержня;

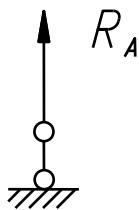


Рисунок 4.1 – Шарнирно-подвижная опора

б) *шарнирно-неподвижная опора* (рисунок 4.2), в которой могут возникнуть две составляющие – вертикальная реакция R_A и горизонтальная реакция H_A ;

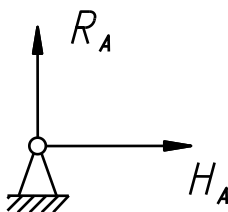


Рисунок 4.2 – Шарнирно-неподвижная опора

в) *защемление* (иначе *жесткое защемление* или *заделка*), где могут быть три составляющие – вертикальная реакция R_A и горизонтальная H_A реакции и опорный момент M_A (рисунок 4.3).

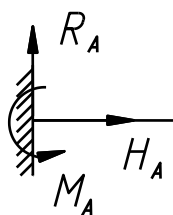


Рисунок 4.3 – Защемление

Все реакции и моменты считаются приложенными в точке А – в центре тяжести опорного сечения.

Внутренняя сила Q в произвольном сечении равна алгебраической сумме всех внешних поперечных сил, взятых по одну сторону от сечения с учетом правила знаков (рисунок 4.4):

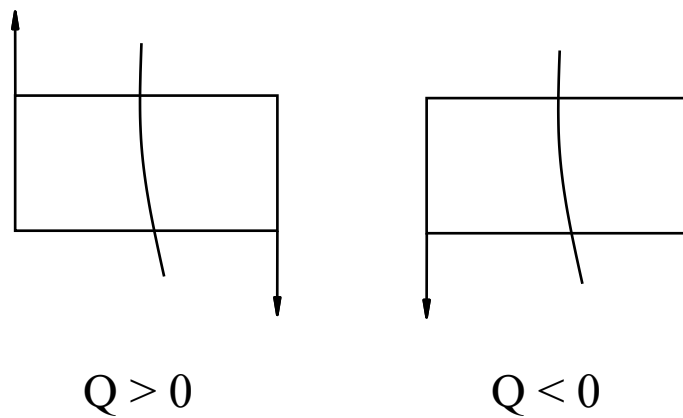


Рисунок 4.4 – Правило знаков

Внутренний момент M в произвольном сечении равен алгебраической сумме моментов от всех внешних сил, взятых по одну сторону от сечения относительно центра тяжести сечения с учетом правила знаков (рисунок 4.5):

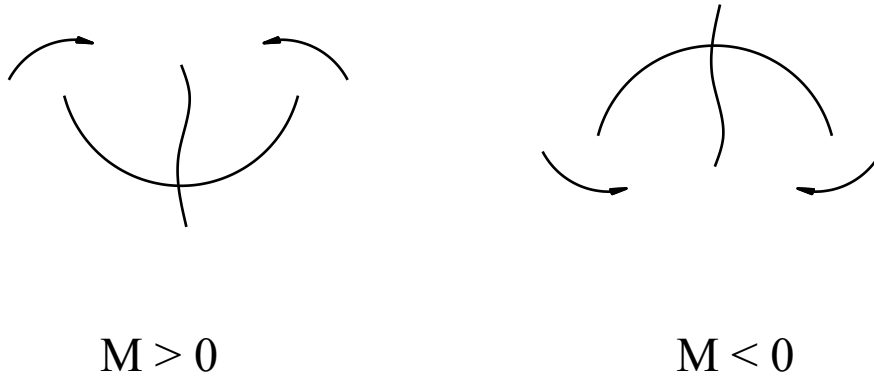


Рисунок 4.5 – Правило знаков

Задание 4.1

Для консольной балки, схема нагружения которой представлена на рисунке 4.6, исходные значения по таблице 4.1, построить эпюры изгибающих моментов и поперечных сил.

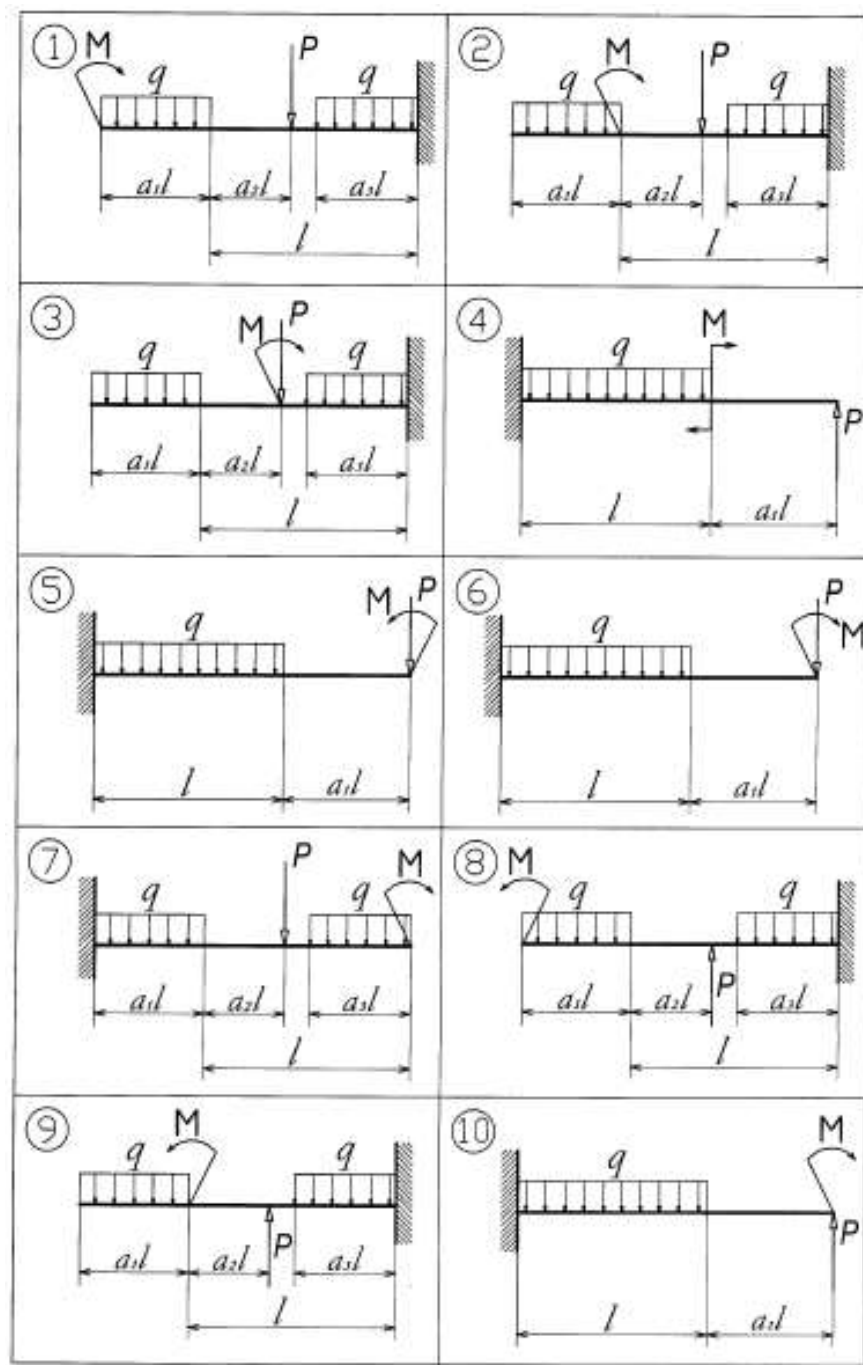
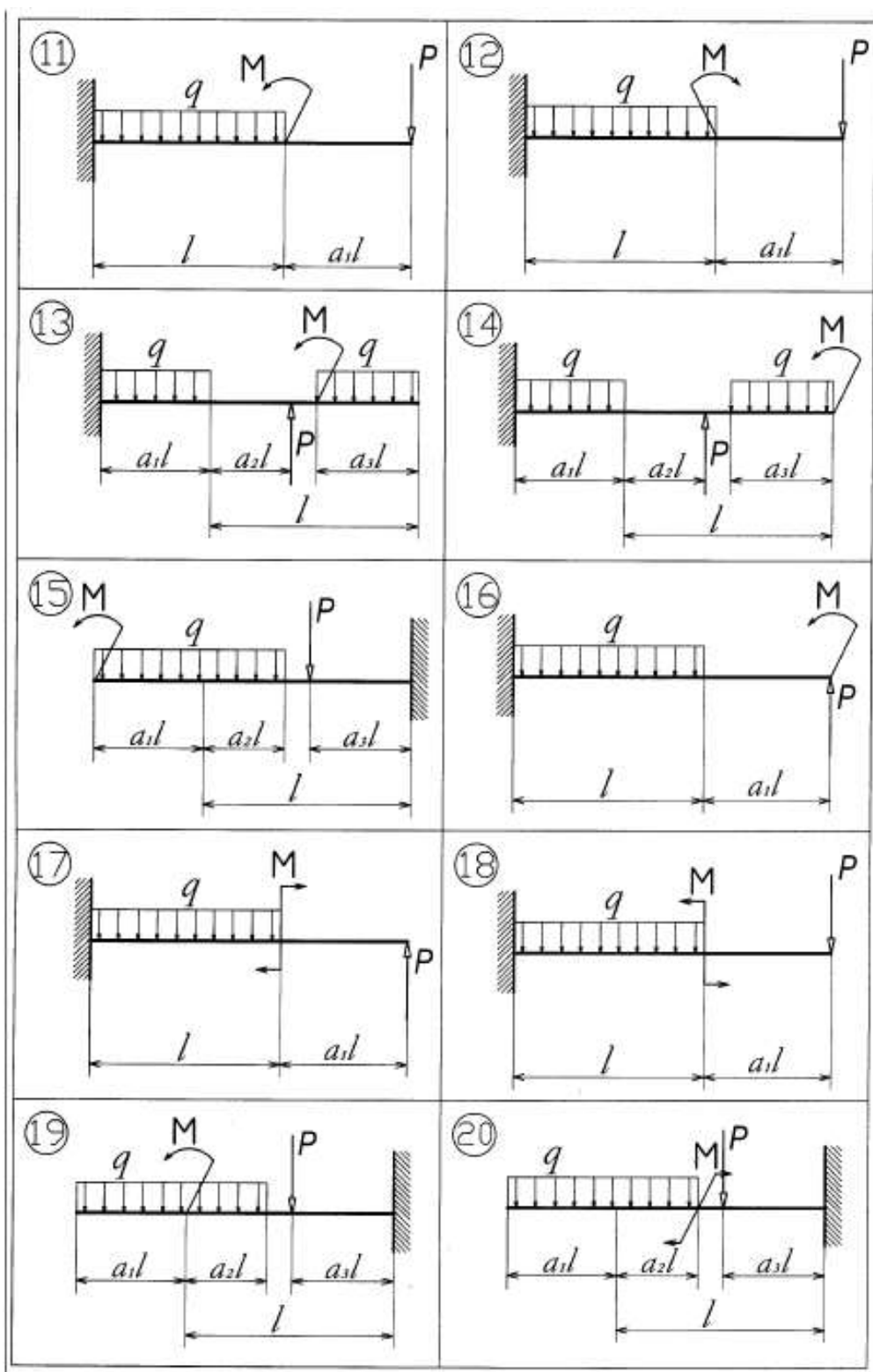
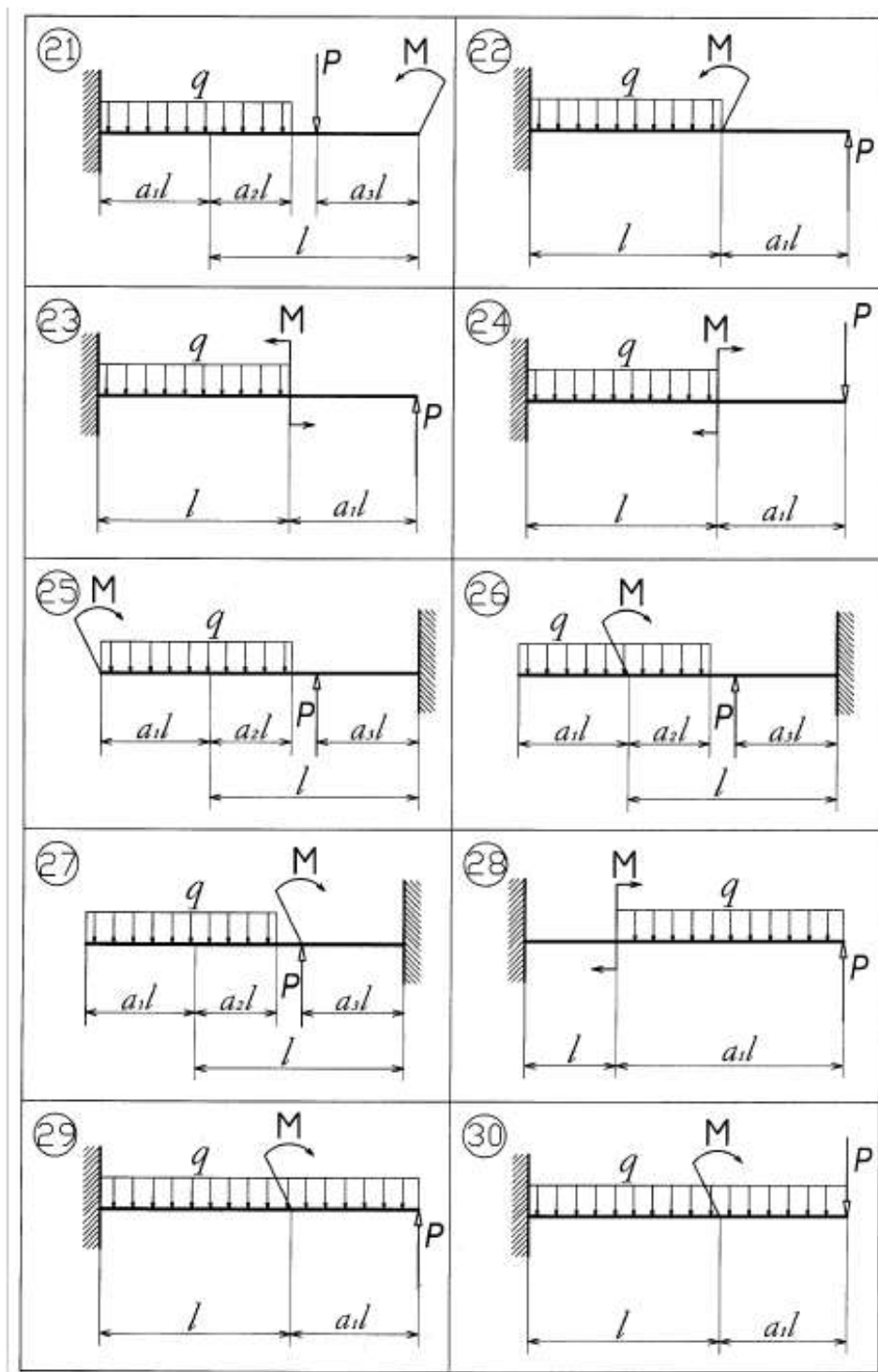


Рисунок 4.6



Продолжение рисунка 4.6



Продолжение рисунка 4.6

Таблица 4.1

№ строки	P	M	a ₁	a ₂	a ₃	№ строки	P	M	a ₁	a ₂	a ₃
1	qℓ	qℓ ²	1	0,5	0,5	16	0,5qℓ	qℓ ²	2	0,5	0,5
2	qℓ	qℓ ²	1	0,2	0,7	17	0,5qℓ	qℓ ²	2	0,2	0,7
3	qℓ	qℓ ²	1	0,3	0,6	18	0,5qℓ	qℓ ²	2	0,3	0,6
4	qℓ	qℓ ²	1	0,4	0,5	19	0,5qℓ	qℓ ²	2	0,4	0,5
5	qℓ	qℓ ²	1	0,6	0,2	20	0,5qℓ	qℓ ²	2	0,6	0,2
6	2qℓ	qℓ ²	0,5	0,5	0,5	21	1,5qℓ	qℓ ²	2,5	0,5	0,5
7	2qℓ	qℓ ²	0,5	0,2	0,7	22	1,5qℓ	qℓ ²	2,5	0,2	0,7
8	2qℓ	qℓ ²	0,5	0,3	0,6	23	1,5qℓ	qℓ ²	2,5	0,3	0,6
9	2qℓ	qℓ ²	0,5	0,4	0,5	24	1,5qℓ	qℓ ²	2,5	0,4	0,5
10	2qℓ	qℓ ²	0,5	0,6	0,2	25	1,5qℓ	qℓ ²	2,5	0,6	0,2
11	3qℓ	qℓ ²	1,5	0,5	0,5	26	2,5qℓ	qℓ ²	3	0,5	0,5
12	3qℓ	qℓ ²	1,5	0,2	0,7	27	2,5qℓ	qℓ ²	3	0,2	0,7
13	3qℓ	qℓ ²	1,5	0,3	0,6	28	2,5qℓ	qℓ ²	3	0,3	0,6
14	3qℓ	qℓ ²	1,5	0,4	0,5	29	2,5qℓ	qℓ ²	3	0,4	0,5
15	3qℓ	qℓ ²	1,5	0,6	0,2	30	2,5qℓ	qℓ ²	3	0,6	0,2

Вопросы для защиты работы

1. Обязательно ли определять опорные реакции для построения эпюр внутренних усилий в консольных балках?
2. Какие сечения являются границами участков нагружения балок?
3. Постройте эпюры внутренних усилий для консольных балок, схемы которых предложены преподавателем.

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 10

ИЗУЧЕНИЕ КОНСТРУКЦИИ, ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОСНОВНЫХ ПАРАМЕТРОВ ЗУБЧАТЫХ РЕДУКТОРОВ

Цель и содержание

1. Ознакомление на практике с конструктивными особенностями редукторов.
2. Определение основных параметров редукторов.
3. Кинематический и силовой расчёт редуктора.

Теоретическое обоснование

Редуктором называют агрегат (механизм, заключённый в корпус), содержащий передачи зацеплением с постоянным передаточным отношением и предназначенный для понижения скорости вращения и увеличения вращающего момента.

Такой же агрегат, но соединённый тихоходным валом с двигателем, называют *мультипликатором*.

Редуктор общемашиностроительного применения предназначен для привода различных машин и механизмов, и удовлетворяет комплексу технических требований, общему для большинства случаев применения, имеет малую трудоёмкость изготовления и себестоимость. *Специальные редукторы* (авиационные, судовые, автомобильные и др.) выполняют с учётом специфических требований, характерных для отдельных отраслей промышленности.

Чаще всего применяют *цилиндрические* редукторы, изображённые на рисунке 7.1 (*a – e*). Они имеют высокие нагрузочную способность и КПД. Если компоновка машины требует ортогонального расположения входного и выходного валов, применяют *конические* или *коническо-цилиндрические* двухступенчатые 7.1 (*ж – з*) и трёхступенчатые редукторы. При соосном расположении исполнительного органа и двигателя рациональны планетарные

и волновые редукторы, которые могут обеспечивать высокие ресурс и передаточное отношение при низком уровне шума.

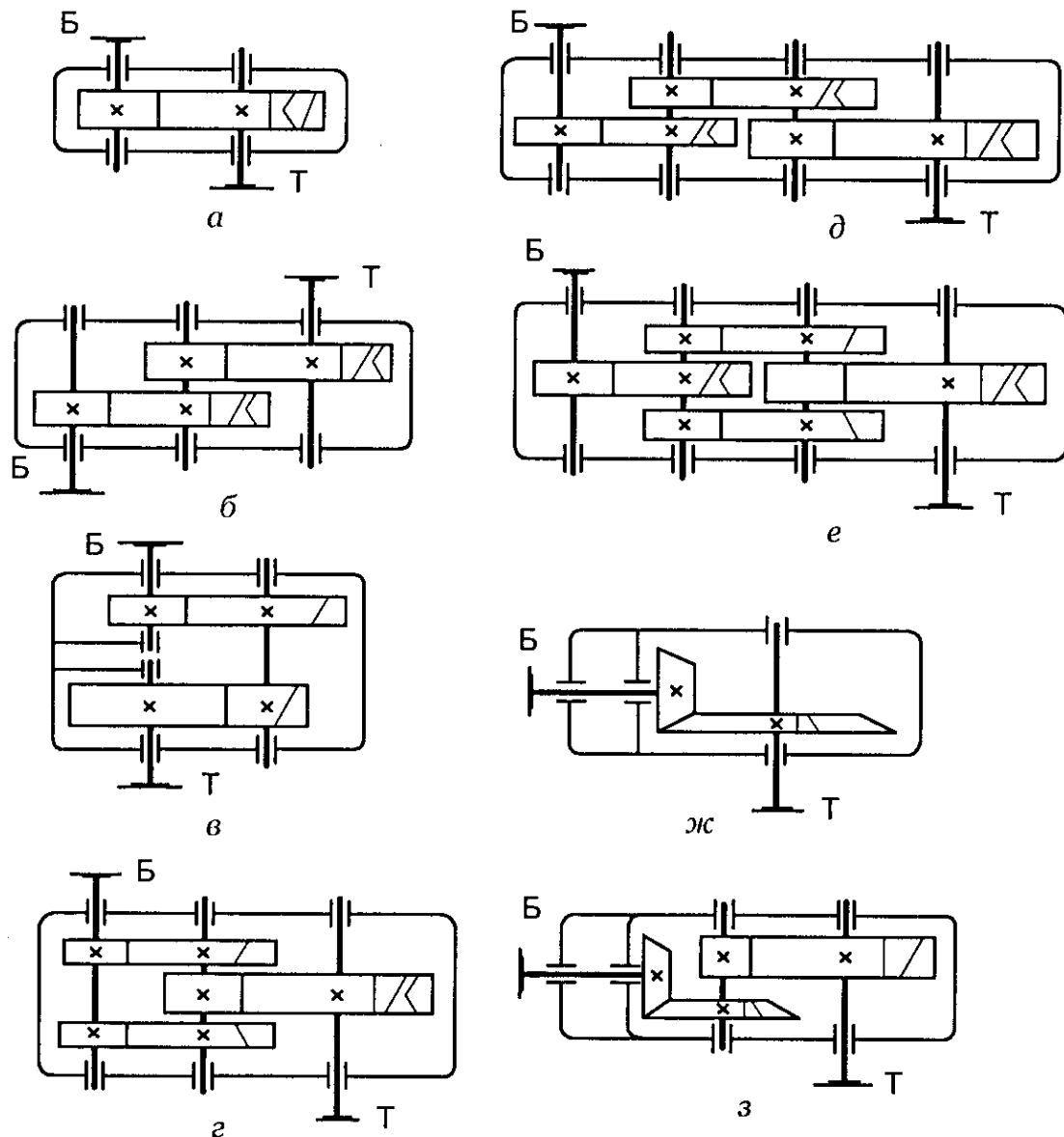


Рисунок 7.1 – Наиболее распространённые схемы зубчатых редукторов: *а* – одноступенчатый; *б* – двухступенчатый развёрнутый; *в* – двухступенчатый соосный; *г* – двухступенчатый с раздвоенной ступенью; *д* – трёхступенчатый развёрнутый; *е* – трёхступенчатый с раздвоенной промежуточной ступенью; *ж* – конический; *з* – коническо-цилиндрический

Редукторы, в которых использованы червячные передачи, – *червячные цилиндрические, глобоидные, червячно-цилиндрические и цилиндрическо-*

червячные – могут обеспечивать высокое передаточное число при низком уровне шума, но имеют низкие КПД и ресурс.

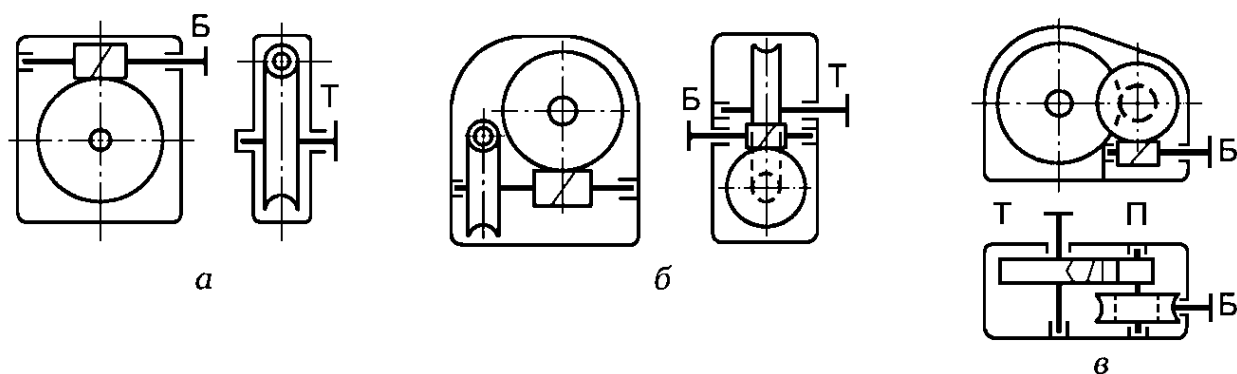


Рисунок 7.2 – Схемы червячных редукторов: *а* – одноступенчатый; *б* – двухступенчатый; *в* – червячно-цилиндрический

В редукторах общепромышленного применения предусмотрена возможность варьировать положение выходных валов, при этом в одном и том же корпусе подбором зубчатых пар в широком диапазоне можно получать различные передаточные числа. Конструктивные варианты, осуществляемые без изменения корпуса, называют *исполнениями редуктора*.

Важнейший характеристический размер, в основном определяющий нагрузочную способность, габариты, массу редуктора, называют *главным параметром редуктора*. Главный параметр цилиндрических и червячных редукторов – межосевое расстояние a_w тихоходной ступени, планетарных – радиус r водила, конических – номинальный внешний делительный диаметр d_{e2} колеса, волновых – внутренний диаметр d_2 гибкого колеса.

Реальный диапазон передаточных отношений (чисел) редукторов – от 1 до 1000. Значения передаточных отношений должны соответствовать ряду R20 предпочтительных чисел (ГОСТ 8032-84).

Обозначения передач: Ц – цилиндрическая, П – планетарная, К – коническая, Ч – червячная, Г – глобоидная, В – волновая. Если одинаковых передач две или более, то после буквы ставят соответствующую цифру. Широкие редукторы обозначаются буквой Ш, узкие – У, соосные – С. Редукторы с раздвоенной ступенью обозначаются буквой Ш. Если валы

расположены в одной горизонтальной плоскости, в обозначении это не отражается. Если все валы расположены в вертикальной плоскости, в обозначении типа редуктора добавляют индекс В, если ось выходного вала вертикальна – добавляют букву Т, если ось быстроходного вала вертикальна – добавляют букву Б.

Условное обозначение редуктора должно включать обозначения передач в порядке их размещения в направлении от двигателя, значения главного параметра, номинального передаточного числа (отношения), обозначение варианта сборки редуктора и обозначение стандарта или ТУ, регламентирующего тип, основные параметры и размеры редуктора. Пример условного обозначения коническо-цилиндрического двухступенчатого редуктора с главным параметром – межосевым расстоянием тихоходной ступени 250 мм, передаточным числом 20, вариантом сборки 42, категории точности 1: *Редуктор КЦ1-250-20-42-1 ГОСТ Р 50891-96*.

Основная энергетическая характеристика редуктора – момент на выходном валу:

$$T_{\text{вых}} = \frac{P_{\text{вх}}}{\omega_{\text{вх}}} u \eta, \quad (7.1)$$

где $P_{\text{вх}}$ – мощность на быстроходном валу; $\omega_{\text{вх}}$ – угловая скорость быстроходного вала; u – передаточное число редуктора; η – КПД редуктора.

$$u = u_1 u_2 \dots u_n, \quad (7.2)$$

где $u_1, u_2, \dots, u_n$ – передаточные числа передач редуктора;

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \dots \eta_n \eta_{\text{пк}}^m, \quad (7.3)$$

где $\eta_1, \eta_2, \dots, \eta_n$ – КПД передач, последовательно расположенных в редукторе, $\eta_{\text{пк}}$ – КПД опор одного вала, m – количество последовательно расположенных валов. Ориентировочные значения КПД передач приведены в таблице 7.1.

Таблица 7.1 – Ориентировочные значения КПД передач

Вид передачи	КПД
Закрытая зубчатая	

с цилиндрическими колёсами	0,96...0,98
с коническими колёсами	0,93...0,95
Открытая зубчатая	0,92...0,95
Червячная закрытая	
с однозаходным червяком	0,65...0,75
с двухзаходным червяком	0,75...0,8
с четырёхзаходным червяком	0,85...0,9

Рассмотрим конструкцию одноступенчатого цилиндрического редуктора (рисунок 7.3 *а*). Редуктор состоит из литого корпуса 1 и крышки 2. Материалом для корпуса служит чугун марки СЧ 15 или СЧ 21, алюминиевый сплав марки АК5М2, реже – литьё из углеродистых сталей 15Л, 20Л. Иногда корпусные детали делают сварными. Корпус и крышка редуктора соединены винтами 3 и коническими штифтами 19. В верхней части крышки имеется отверстие для осмотра зацепления и заливки масла в редуктор. Отверстие закрывают крышкой – отдушиной 4, которую крепят к крышке корпуса винтами 5. Для контроля уровня масла служит пробка 7. Сливают масло через отверстие в нижней части корпуса 1, которое закрывают пробкой 8. Вытекание смазочного материала на внешнюю сторону редуктора предотвращается манжетными уплотнениями 11.

Вал-шестерня 9 (быстроходный вал редуктора) вращается на двух конических роликоподшипниках 10. Шестерня находится в зацеплении с зубчатым колесом 13, соединённым с выходным валом 16 посредством шпонки 17. Тихоходный вал также вращается на двух конических подшипниках 18. Подшипниковые узлы закрывают закладными крышками 12 и 14. Крышки могут быть и накладными, т. е. привёртываться к корпусу винтами. Регулирование подшипников осуществляется набором тонких (0,1 мм) металлических прокладок 15.

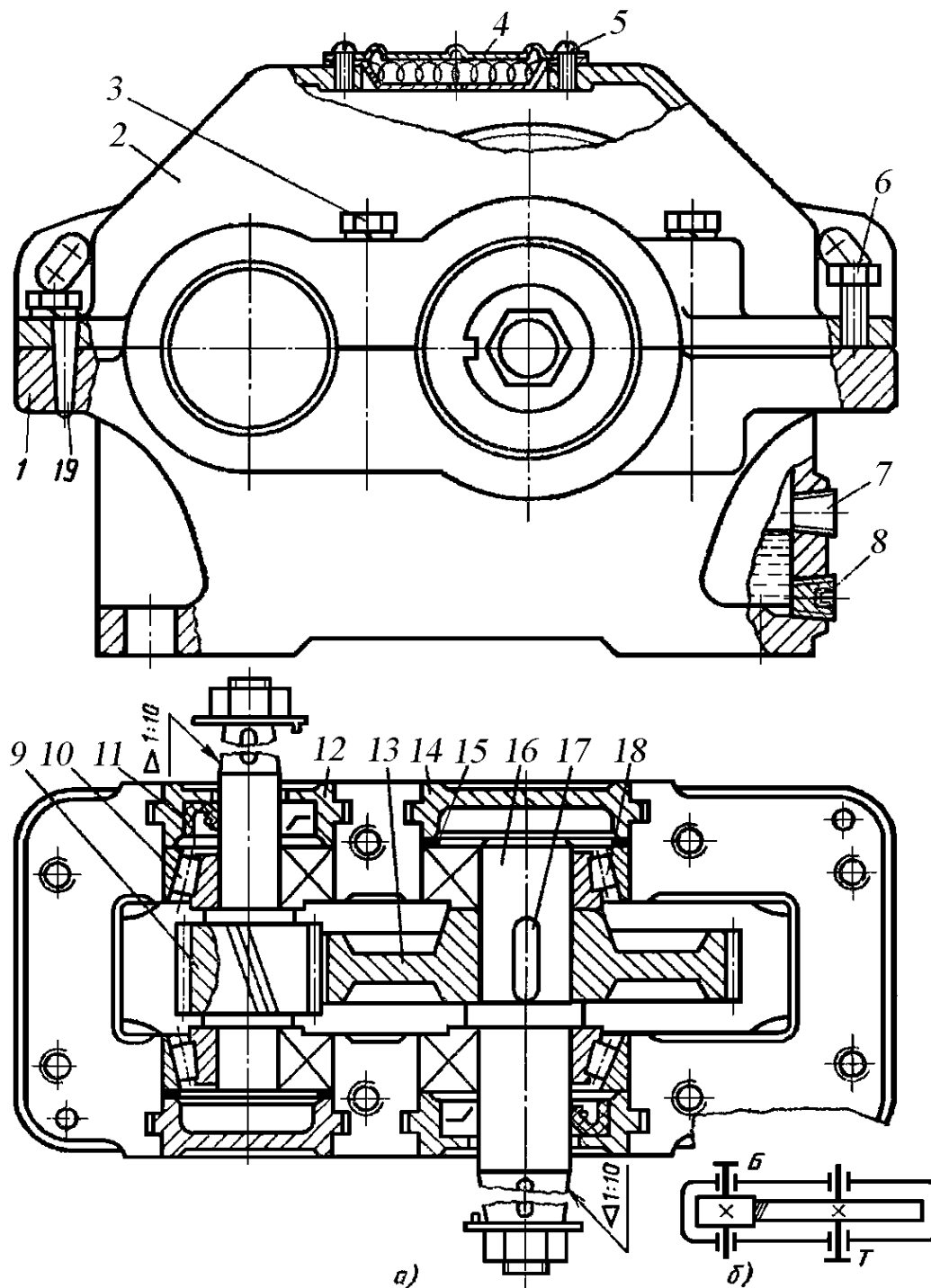


Рисунок 7.3 – Конструкция одноступенчатого цилиндрического редуктора

Для обеспечения плотности стыка плоскость разъёма корпус – крышка при сборке покрывают пастой «герметик». Для облегчения снятия крышки при разборке в её фланец ввинчивают отжимной винт 6.

Кинематическая схема редуктора приведена на рисунке 4.3 б).

Аппаратура и материалы

Для выполнения лабораторной работы студентам выдают:

1. Методические указания.
2. Макет редуктора.
3. Штангенциркуль.

Методика и порядок выполнения работы

1. Изобразить кинематическую схему заданного редуктора. Определить тип редуктора, передаточные числа передач и общее передаточное отношение редуктора.
2. Штангенциркулем измерить главный параметр редуктора.
3. Записать условное обозначение редуктора.
4. По заданным значениям частоты вращения n_1 и мощности P_1 на входном валу (таблица 4.2) определить частоты вращения, мощности и вращающие моменты на валах редуктора.
5. Описать особенности конструкции корпуса, крышек подшипниковых узлов, уплотнений, смазочных устройств, способ регулирования подшипников.
6. Результаты оформляют в виде отчета к лабораторной работе.

Таблица 4.2 – Исходные данные для расчёта

Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
n_1 , об/мин	2880	2850	1430	1420	950	955	720	700	550	540
P_1 , кВт	5,5	2,2	4	1,1	4	3,0	4	0,75	3,2	0,55

7.5 Содержание отчета и его форма

Отчет к лабораторной работе включает в себя:

1. Порядковый номер отчета и наименование работы.
2. Цель работы.
3. Кинематическую схему редуктора и его обозначение.
4. Расчетную часть.
5. Описание особенностей конструкции заданного редуктора.

7.6 Вопросы для защиты работы

1. Как определить передаточное число одной ступени и всего редуктора?
2. По каким признакам можно отличить быстроходный вал редуктора от тихоходного?
3. Как на кинематической схеме обозначают подшипники? Как обозначают косозубую передачу?
4. Почему в плоскость разъёма корпус – крышка редуктора не устанавливают резиновую прокладку?
5. Возникают ли при работе данного редуктора осевые усилия? Какие подшипники воспринимают осевые усилия?
6. Какие способы смазки подшипников применяются в редукторах?
7. Какими способами регулируют осевой зазор в подшипниках?
8. Какие передачи требуют регулировки при сборке?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 11

ИЗУЧЕНИЕ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

8.1 Цель и содержание

1. Ознакомиться с основными типами сварных соединений и сварных швов.
2. Изучить методику расчета сварных соединений при различных видах и режимах нагружения.
3. Определить нагрузочную способность заданных сварных соединений.

8.2 Теоретическое обоснование

Основным критерием работоспособности сварных соединений является прочность при различных видах нагружения. Для данных неразъемных соединений условие прочности в общем виде выглядит так:

- для нормальных напряжений (растяжения или сжатия):

$$\sigma \leq [\sigma']; \quad (8.1)$$

- для касательных напряжений (сдвиг, срез или кручение):

$$\tau \leq [\tau'], \quad (8.2)$$

где σ и τ – фактические (расчетные) напряжения в опасном сечении;

$[\sigma']$ и $[\tau']$ – допускаемые напряжения для сварного соединения.

8.2.1 Расчет сварных соединений со стыковыми швами

Для сварных соединений выполненных стыковыми швами (стыковые и тавровые соединения с разделкой кромок) опасным сечением является околошовная зона (зона термического влияния). Поэтому расчет на прочность таких соединений принято выполнять по размерам деталей в этой зоне. В этой связи, сварные соединения представленные ниже (рисунок 8.1) характеризуются следующими условиями прочности при нагружении:

- растягивающей или сжимающей силой:

$$\sigma_F = F/A = F/(b\delta) \leq [\sigma']; \quad (8.3)$$

- изгибающим моментом:

$$\sigma_{M1} = M_1/W_1 = 6M_1/(b\delta^2) \leq [\sigma']; \quad (8.4)$$

$$\sigma_{M2} = M_2/W_2 = 6M_2/(b^2\delta) \leq [\sigma'], \quad (8.5)$$

где b и δ – ширина и толщина детали;

W_1 и W_2 – моменты сопротивления опасных сечений.

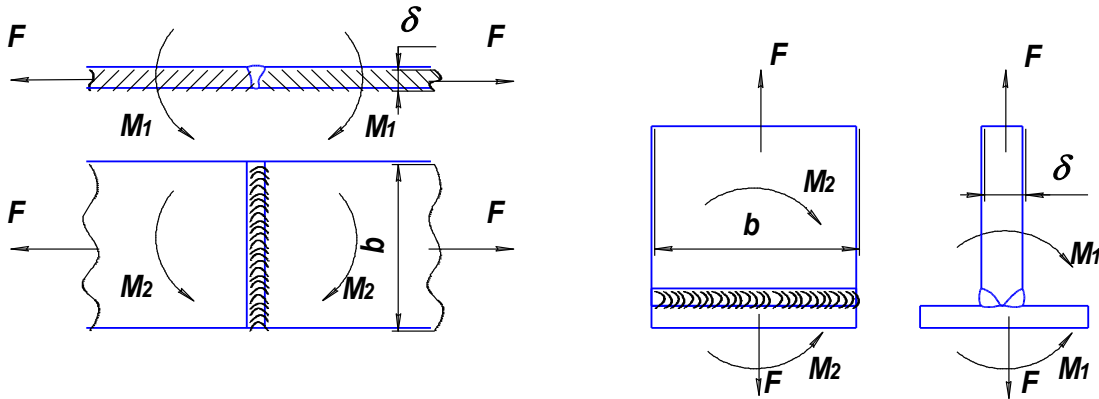


Рисунок 8.1 – Сварные соединения со стыковыми швами:

а) стыковое

б) тавровое с разделкой кромок

Условие прочности в общем виде при действии всех трех силовых факторов можно записать как

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_F \pm \sigma_{M1} \pm \sigma_{M2} \leq [\sigma'], \quad (8.6)$$

где σ_{Σ} – суммарное напряжение, получающееся при сложении (вычитании) напряжений в различных точках опасного сечения.

5.2.2 Расчет сварных соединений с угловыми швами

Основные геометрические характеристики углового шва (рисунок 8.2) – катет k и высота h . У нормального шва катеты равны, поэтому

$$h = k \cdot \sin 45^\circ \approx 0,7k. \quad (8.7)$$

В большинстве случаев (при $\delta \geq 3$ мм) принимают $k=\delta$. В инженерной практике принято, что опасное сечение проходит через шов по его высоте h . Поэтому расчет сварных соединений с угловыми швами проводят по касательным напряжениям τ .

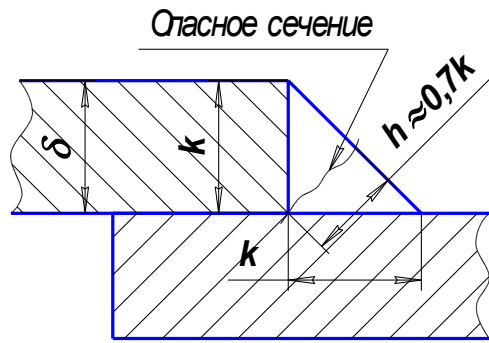


Рисунок 8.2 – Геометрия углового сварного шва

Для сварных соединений представленных ниже (рисунок 8.3) условия прочности при нагружении:

- силой

$$\tau_F = F/A = F/(2b \cdot 0,7k) \leq [\tau']; \quad (8.8)$$

- моментом

$$\tau_M = M/2W = 6M/(2b^2 0,7k) \leq [\tau'], \quad (8.9)$$

где W – момент сопротивления опасного сечения швов.

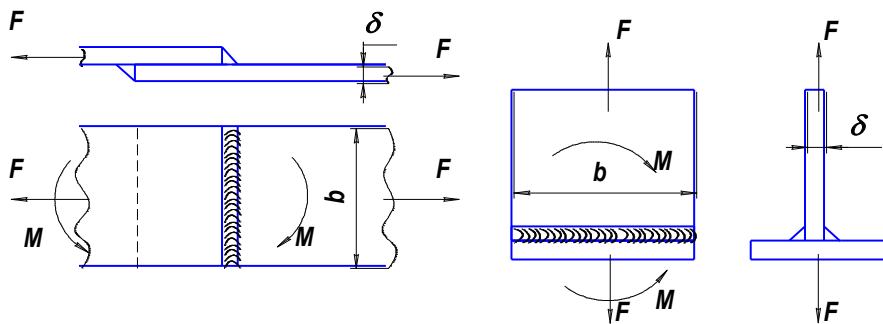


Рисунок 8.3 – Схемы нагружения сварных соединений:

а) нахлесточное

б) тавровое

Условия прочности нахлесточного сварного соединения с фланговыми швами (рисунок 8.4) при нагружении:

- силой

$$\tau_F = F/A = F/(2l \cdot 0,7k) \leq [\tau']; \quad (8.10)$$

- моментом (при $l < b$)

$$\tau_M = M/W \approx M/(0,7klb) \leq [\tau']. \quad (8.11)$$

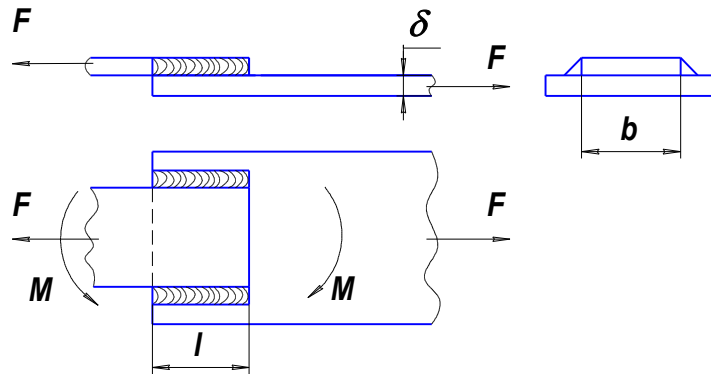


Рисунок 8.4 – Нахлесточное соединение с фланговым швом

Стыковое сварное соединение труб (рисунок 8.5), нагруженное крутящим моментом, рассчитывают по условию прочности на кручение

$$\tau_{кр} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau']_{кр}, \quad (8.12)$$

где W_p – полярный момент сопротивления поперечного сечения трубы.

Так как сечение трубы имеет форму кольца, то

$$W_p = 0,2(d_2^3 - d_1^3). \quad (8.13)$$

Сварные соединения труб разного диаметра или трубы с плоскостью выполняют угловыми швами (рисунок 5.6) и рассчитывают по условию прочности на срез

$$\tau_{ср} = \frac{T}{W_p} \leq [\tau']_{ср}. \quad (8.14)$$

Опасное сечение данного соединения представляет собой усеченный конус с образующей $0,7k$. Но при расчете делают упрощение, и момент сопротивления определяют как для поверхности в виде кольца.

$$W_p = 0,2[(d_1 + 1,4k)^3 - d_1^3]. \quad (8.15)$$

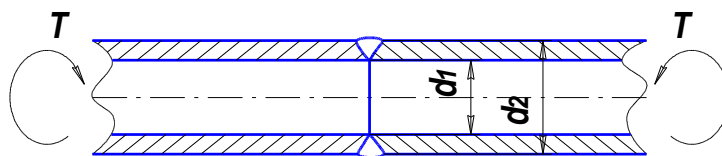


Рисунок 5.5 – Стыковое соединение труб

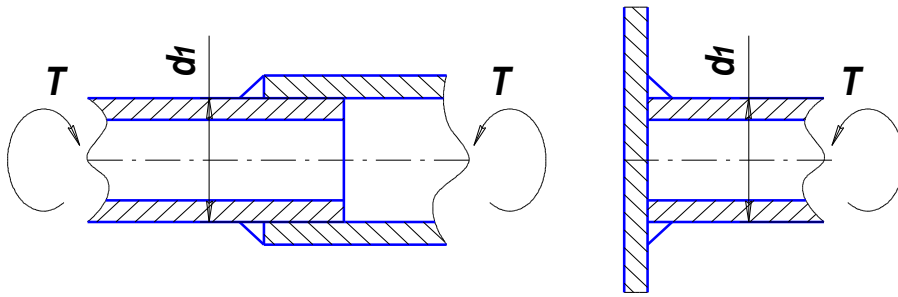


Рисунок 8.6 – Применение угловых швов при сварке труб

5.2.3 Расчет допускаемых напряжений

Допускаемые напряжения для сварных соединений определяют по формулам

$$\left. \begin{aligned} [\sigma'] &= [\sigma]_p \cdot \varphi \cdot \gamma; \\ [\tau'] &= [\sigma]_p \cdot \varphi \cdot \gamma, \end{aligned} \right\} \quad (8.16)$$

где $[\sigma]_p$ – допускаемое напряжение растяжения для материала деталей;

φ – коэффициент прочности сварного шва (таблица 5.1);

γ – коэффициент понижения допускаемых напряжений.

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[S]}, \quad (8.17)$$

где σ_T – предел текучести материала деталей (таблица 5.2);

$[S]=1,2\dots1,8$ – коэффициент запаса прочности.

Коэффициент φ учитывает метод сварки и вид напряжений (растяжение, сжатие или срез).

Таблица 8.1 – Значения коэффициента φ

Метод сварки	Вид напряжений		
	растяжение	сжатие	срез
Автоматическая под флюсом, ручная электродами Э42А и Э50А, контактная стыковая	1	1	0,65
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50, газовая сварка	0,9	1	0,6
Контактная точечная и шовная	-	-	0,5

Таблица 8.2 – Предел текучести малоуглеродистых (ГОСТ 380-94), среднеуглеродистых (ГОСТ 1050-88) и низколегированных сталей (ГОСТ 19281-89) для сварных конструкций

Марка стали	Ст 3	Ст 5	10	20	40	45	10Г2	10Г2С1	16Г2АФ
Предел текучести, МПа	230	270	260	250	300	360	250	380	410

Коэффициент γ учитывает характер нагрузки (переменная или постоянная). При постоянной нагрузке принимают $\gamma=1$. При переменной нагрузке коэффициент рассчитывают по формуле

$$\gamma = 1 / [(0,6K_{эф} \pm 0,2) - (0,6K_{эф} \mp 0,2)R] \leq 1, \quad (8.18)$$

где $K_{эф}$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений (таблица 8.3);

$R = \sigma_{min} / \sigma_{max}$ или $R = \tau_{min} / \tau_{max}$ – коэффициент асимметрии цикла напряжений.

Верхние знаки в формуле (8.18) принимают при наибольшем растягивающем напряжении и при касательных напряжениях, а нижние при сжимающем напряжении.

Таблица 8.3 – Значения $K_{эф}$

Типы швов	Мало- и среднеуглеродистые стали	Низколегированные стали
Стыковые:		
а) необработанные	1,4	1,8
б) двусторонние с плавными переходами	1,2	1,35
в) с механической обработкой	1	1
Угловые:		
а) соединение втавр	1,5	2,2
б) лобовые (соединения с двумя накладками)	3	4
в) фланговые	3,5	4,5
г) комбинированные	2,5	3,5

8.3 Аппаратура и материалы

Для выполнения лабораторной работы студентам выдают:

1. Методические указания.
2. Настольный макет с образцами сварных соединений различных видов.
3. Штангенциркуль.

8.4 Методика и порядок выполнения работы

1. Ознакомиться с основными типами сварных соединений теоретически и на макетах.
2. Сделать эскизы сварных соединений, предложенных преподавателем, и определить их размеры при помощи штангенциркуля.
3. Для заданных материалов деталей, вида нагрузки и типа шва рассчитать допускаемые напряжения для сварного шва.
4. По заданию преподавателя рассчитать для выбранных соединений допускаемую нагрузку (силу, изгибающий или крутящий моменты) при определенных видах сварки и типах электрода.
5. На выполненных эскизах показать направление векторов, рассчитанных силовых факторов.
6. Результаты представить в виде отчета к лабораторной работе.
7. Подготовиться к защите лабораторной работы.

8.5 Содержание отчета и его форма

Отчет к лабораторной работе включает в себя:

1. Порядковый номер отчета и наименование работы.
2. Цель работы.
3. Эскизы сварных соединений.
4. Таблицу с исходными и расчетными параметрами.
5. Расчетную часть.
6. Выводы.

8.6 Вопросы для защиты работы

1. Перечислить основные виды сварных соединений.
2. Какие сечения стыковых сварных швов вам известны?
3. Чем принципиально отличается методика расчета на прочность сварных соединений, выполненных стыковыми и угловыми швами?
4. От каких факторов зависит прочность шва при действии статической и переменной нагрузки?
5. Показать на эскизах опасное сечение углового шва.

6. Чем фланговые швы отличаются от лобовых?
7. Какие допущения делаются при расчете угловых швов на изгиб?

ЛАБОРАТОРНАЯ РАБОТА 12 ИЗУЧЕНИЕ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

9.1 Цель и содержание

1. Ознакомление с назначением резьб, их конструктивными формами и геометрическими параметрами.
2. Изучение основ теории винтовых пар.
3. Экспериментальная проверка силовых соотношений в винтовой паре и соотношения напряжений в затянутом болте, коэффициентов трения в резьбе и на торце гайки.

9.2 Теоретическое обоснование

При затяжке болта (рисунок 9.1) на его тело действуют два силовых фактора: осевое усилие F_a , равное усилию затяжки и крутящий момент, равный моменту трения в резьбе T_p .

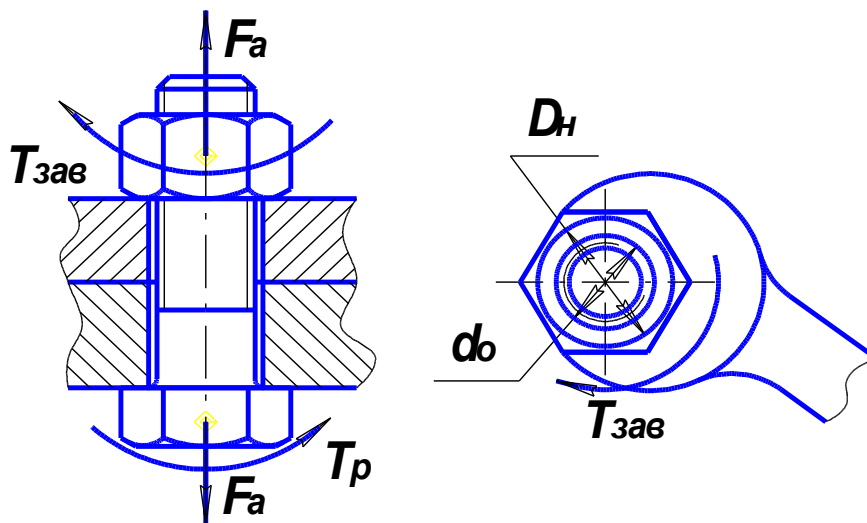


Рисунок 9.1 – Схема нагружения болта

Последний можно определить по формуле:

$$T_p = 0,5 F_a d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi'), \quad (9.1)$$

где d_2 – средний диаметр резьбы;

ψ – угол подъема винтовой линии;

φ' – приведенный угол трения в резьбе.

Таким образом, в стержне болта возникают нормальные напряжения растяжения:

$$\sigma_p = \frac{4F_a}{\pi d_1^2}, \quad (9.2)$$

и касательные напряжения кручения:

$$\tau_{кр} = \frac{T_p}{0,2d_1^3}, \quad (9.3)$$

где d_1 – внутренний диаметр резьбы.

В этом случае эквивалентные напряжения рассчитывают по энергетической гипотезе прочности:

$$\sigma_{эkv} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2} \leq [\sigma_p]. \quad (9.4)$$

Вычисления по данной формуле показывают, что для стандартных метрических резьб:

$$\sigma_{эkv} \approx 1,3\sigma_p, \quad (9.5)$$

и позволяет рассчитывать прочность болтов по упрощенной формуле

$$\sigma_{эkv} = \frac{5,2F_a}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]. \quad (9.6)$$

При затяжке болтового соединения к гаечному ключу прикладывают момент завинчивания

$$T_{зав} = T_p + T_T, \quad (9.7)$$

где T_T – момент сил трения на опорном торце гайки, равный

$$T_T = F_a f_T \frac{D_{cp}}{2}, \quad (9.8)$$

где f_T – коэффициент трения на торце гайки;

D_{cp} – средний диаметр опорной поверхности гайки, равный

$$D_{cp} = \frac{D_1 + d_{отв}}{2}, \quad (9.9)$$

где D_1 – наружный диаметр опорного торца гайки;

$d_{отв}$ – диаметр отверстия под винт, равный

$$d_{отв} = d + 1 \text{ мм}. \quad (9.10)$$

Тогда формулу (6.7) можно представить в следующем виде:

$$T_{зав} = 0,5F_a d_2 [tg(\psi + \varphi') + (D_{cp} / d_2) f_T]. \quad (9.11)$$

Общий КПД болтового соединения определяют по выражению:

$$\eta_{общ} = T'_{зав} / T_{зав} = tg\psi / [tg(\psi + \varphi') + (D_{cp} / d_2) f_T], \quad (9.12)$$

где $T'_{зав}$ определяется по формуле (6.11) без учета потерь на трение, т. е. $f_T=0$ и $\varphi'=0$.

КПД винтовой пары только с учетом потерь в резьбе ($T_T=0$):

$$\eta_{ВП} = \operatorname{tg} \psi / \operatorname{tg}(\psi + \varphi'). \quad (9.13)$$

При этом из условия самоторможения ($\psi < \varphi'$), КПД винтовой пары не может превышать 0,5.

9.3 Аппаратура и материалы

Для выполнения лабораторной работы студентам выдают:

1. Методические указания.
2. Болт с гайкой.
3. Штангенциркуль.

Испытания болтовых соединений производят на установке ДМ-27 с использованием динамометрического ключа.

9.4 Методика и порядок выполнения работы

1. Для выданного болта и гайки определить необходимые геометрические параметры и зарисовать эскиз болтового соединения.
2. На установке ДМ-27, задаваясь значениями F_a в показаниях индикатора, произвести испытания болтового соединения без трения и с учетом трения на торце гайки, записывая при этом значения T_p и $T_{зав}$.
3. Выполнить все необходимые расчеты.
4. Построить график зависимости силы затяжки болта от величины момента на ключе.
5. Результаты представить в виде отчета к лабораторной работе.
6. Подготовиться к защите лабораторной работы.

9.5 Содержание отчета и его форма

Отчет к лабораторной работе включает в себя:

1. Порядковый номер отчета и наименование работы.
2. Цель работы.
3. Таблицу с исходными данными.

4. Эскиз болтового соединения.
5. Таблицы с результатами испытаний и расчета.
6. График зависимости силы затяжки болта от величины момента на ключе.
7. Расчетную часть.
8. Выводы.

9.6 Вопросы для защиты работы

1. Назовите основную причину возникновения напряжений кручения в теле болта.
2. От каких факторов зависит момент трения в резьбе и на торце гайки?
3. Перечислите основные геометрические характеристики резьбы.
4. Как учитывается напряжение кручения при расчете затянутого резьбового соединения?

РЕКОМЕНДУЕМАЯ ЛИТЕРАТУРА

Основная литература

1. Прикладная механика : учебное пособие / Х.С. Гумерова, В.М. Котляр, Н.П. Петухов, С.Г. Сидорин ; Министерство образования и науки России, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Казанский национальный исследовательский технологический университет». - Казань : Издательство КНИТУ, 2014. - 142 с. : табл., граф., ил. - Библиогр.: с. 126. - ISBN 978-5-7882-1571-6 ; То же [Электронный ресурс]. - URL: <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=428011> (04.09.2016).
2. Глухов, Б.В. Прикладная механика : учебное пособие / Б.В. Глухов, Д.С. Воронцов. - М. ; Берлин : Директ-Медиа, 2016. - 188 с. : ил., схем., табл. - Библиогр.: с. 165. - ISBN 978-5-4475-6919-8 ; То же [Электронный ресурс]. - URL: <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=437454> (04.09.2016).

Дополнительная литература

3. Цывильский В. Л. Теоретическая механика. Учеб. для втузов / В. Л. Цывильский. – М. : Абрис, 2012. – 368 с.: ил. ISBN 978-5-4372-0079-7 <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=117515>
4. Жуков, В. Г. (д-р техн. наук). Механика. Сопротивление материалов : учеб. пособие для вузов / В.Г. Жуков. – Санкт-Петербург ; Москва ; Краснодар : Лань, 2012. – 414 с. : ил. ; 21. – Гриф: Рек. УМО. – Библиогр.: с. 408. – ISBN 978-5-8114-1244-0
5. Теоретическая механика : учебник для вузов / Н. Г. Васько, В. А. Волосухин, А. Н. Кабельков, О. А. Бурцева. – Ростов н/Д : Феникс, 2012. – 302 с. : ил., табл. ; 21 см. – (Высшее образование). – Гриф: Рек. НМС МО. – Библиогр.: с. 296. – ISBN 978-5-222-19505-5
6. Детали машин и основы конструирования : учебник для бакалавров / [Г. И. Роцин, Е. А. Самойлов, Н. А. Алексеева и др.] ; под ред. Г. И. Роцина, Е. А. Самойлова ; МАИ. – М. : Юрайт, 2013. – 416 с. : ил. – (Бакалавр. Базовый

курс). – Гриф: Доп МО. – Прил.: с. 403-412. – Библиогр.: с. 401-402. – ISBN 978-5-9916-2532-6

7. Бегун, П. И. Прикладная механика : учебник / П. И. Бегун, О. П. Кормилицын. – 2-е изд., перераб. и доп. – Санкт-Петербург : Политехника, 2006. – 463 с.
8. Кейн, С. А. Механика сплошной среды в задачах нефтегазового дела : учеб. пособие / С. А. Кейн, В. Н. Шамбулина ; Ухтинский гос. техн. ун-т. – Ухта : УГТУ, 2007. – 84 с.
9. Гернет, М. М. Курс теоретической механики : учебник для вузов / М. М. Гернет. – 5-е изд., испр. – М. : Высшая школа, 1987. – 344 с.

МИНИСТЕРСТВО НАУКИ И ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ РОССИЙСКОЙ ФЕДЕРАЦИИ
ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ АВТОНОМНОЕ ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ
ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«СЕВЕРО-КАВКАЗСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»

Методические указания
по выполнению самостоятельной работы
по дисциплине «Механика»
для специальности 21.05.03 Технология геологической разведки

Ставрополь
2026

Содержание

Пояснительная записка

Технологическая карта самостоятельной работы студента

Методические рекомендации по выполнению заданий

Список литературы, рекомендуемый к использованию в самостоятельной работе студентов

Пояснительная записка

Наряду с аудиторной работой одной из форм учебного процесса, его существенной частью является самостоятельная работа студентов (СРС).

Задачами СРС являются:

- развитие и привитие навыков самостоятельной учебной работы и формирование знаний;
- освоение, углубление содержания и основных положений курса, выносимых на самостоятельное изучение студента; в ходе составления опорного конспекта, в ходе подготовки к лекционным занятиям
- использование материала, собранного и полученного в ходе самостоятельных занятий при подготовке и написании докладов, рефератов, для эффективной подготовки к итоговому контролю.

Самостоятельная работа студентов может осуществляться как в аудитории, так и вне ее, обычно это в основном внеаудиторная деятельность студента. Для активного владения знаниями в процессе аудиторной работы необходимо не только понимание учебного материала, но и творческое его восприятие.

Основные формы реализации самостоятельной работы и контроля знаний являются:

Комплект разноуровневых задач и заданий – индивидуальное решение репродуктивных, реконструктивных и творческих заданий, позволяющих оценивать и диагностировать уровень обученности, уровень умений и навыков студентов по темам дисциплины. Процедура проведения этой формы учебной деятельности студента включает в себя письменное выполнение заданий трех уровней и защиту их на практическом занятии. При проверке задания, оцениваются полнота и самостоятельность выполнения заданий, оригинальность решения.

Опорный конспект темы – письменный текст, в котором кратко и последовательно изложено содержание основного источника информации. Конспектировать – значит приводить к некоему порядку сведения, почерпнутые из оригинала. В основе процесса лежит систематизация прочитанного или услышанного. Записи могут делаться как в виде точных выдержек, цитат, так и в форме свободной подачи смысла. Данный вид самостоятельной работы направлен на формирование представлений о конфликтах.

Собеседование – средство контроля, организованное как специальная беседа преподавателя со студентом на темы, связанные с изучаемой дисциплиной, и рассчитанное на выяснение объема знаний обучающегося по определенному разделу, теме, проблеме и т.п.

Их содержание должно сформировать умение анализировать философско-методологические и научные тексты, обосновывать своё отношение к изложенным в них оценкам, составлять краткие конспекты, тезисы прочитанного, умение применять полученные знания для постановки и решения исследовательских задач, связанных с изучением студентами той или иной области природы и культуры. Разнообразие заданий позволяет учитывать индивидуальные особенности студентов при организации самостоятельной работы.

Четкое выполнение самостоятельной работы студентами обеспечит заблаговременную подготовку к занятию, высокое качество усвоения материала, возможность применения теоретических знаний на практике.

Технологическая карта самостоятельной работы студента

Код реализуемой компетенции	Вид деятельности студентов	Итоговый продукт самостоятельной работы	Средства и технологии оценки	Объем часов
4 семестр				
ОПК-3	Изучение литературы по темам № 1-9	Конспект	Собеседование	16
ОПК-3	Подготовка к лекциям	Конспект	Опрос	16

ОПК-3	Подготовка к лабораторным работам	Индивидуальные задания	Защита индивидуальных заданий	16
ОПК-3	Подготовка к зачету с оценкой	Вопросы и задачи	Экзамен	12
Итого за 4 семестр				60
Итого				60

Методические рекомендации по изучению теоретического материала

Работа с конспектом лекций

Просмотрите конспект сразу после занятий. Отметьте материал конспекта лекций, который вызывает затруднения для понимания. Попытайтесь найти ответы на затруднительные вопросы, используя предлагаемую литературу. Если самостоятельно не удалось разобраться в материале, сформулируйте вопросы и обратитесь на текущей консультации или на ближайшей лекции за помощью к преподавателю.

Каждую неделю отводите время для повторения пройденного материала, проверяя свои знания, умения и навыки по контрольным вопросам и тестам. Умение студентов быстро и правильно подобрать литературу, необходимую для выполнения учебных заданий и научной работы, является залогом успешного обучения. Самостоятельный подбор литературы осуществляется при подготовке к семинарским, лабораторным занятиям, при написании курсовых работ, научных рефератов.

Выполнение СРС на занятиях с проверкой результатов преподавателем позволяет студентам усваивать изучаемый материал более глубоко, меняется отношение к лекциям, так как без понимания теории предмета, без хорошего конспекта трудно рассчитывать на успех в решении заданий. Это улучшает посещаемость как практических, так и лекционных занятий.

При подготовке к лекциям-беседам тема сообщается студентам заранее. Участники дискуссии делятся на группы по 8 человек, в течение 10—15 мин подготавливают свой вариант решения проблемы. Следующим этапом дискуссии является выступление представителей от каждой группы из 8 человек и защиты своего варианта решения. В конце общего обсуждения ведущий подводит итоги дискуссии, дает оценку совместно найденного варианта решения.

Методические рекомендации по организации работы с литературой

Изучение и анализ литературных источников является обязательным видом самостоятельной работы студентов. Изучение литературы по избранной теме имеет своей задачей проследить характер постановки и решения определенной проблемы различными авторами, аргументацию их выводов и обобщений, провести анализ и систематизировать полученный материал на основе собственного осмысления с целью выяснения современного состояния вопроса.

Проработка отобранного материала обязательно должна идти с одновременным ведением записей прочитанного и своих замечаний. Запись может иметь как форму конспекта, так и выписок, а также картотеку положений, тезисов, идей, методик, что в дальнейшем облегчит классификацию и систематизацию полученного материала. Такого рода записи являются лучшим способом накопления и первичной обработки материала, одной из обязательных форм организации умственного труда.

Планом удобно пользоваться при подготовке к устному выступлению по выбранной теме. Каждый пункт плана должен раскрывать одну из сторон избранной темы, а весь план должен охватывать ее целиком.

Тезисы предполагают сжатое изложение основных положений текста в форме утверждения или отрицания. Они являются более совершенной формой записей и представляют основу для дискуссии. К тому же их легко запомнить.

Аннотация – краткое изложение содержания – дает общее представление о работе.

Резюме кратко характеризует выводы, главные итоги источника.

Конспект является наиболее распространенной формой ведения записей. Основную ткань конспекта составляют тезисы, дополненные доказательствами и рассуждениями. Конспект может быть текстуальным, свободным или тематическим. Текстуальный представляет собой цитатник с сохранением логики работы и структуры текста. Свободный конспект основан на изложении материала в том порядке, который более удобен автору. В этом смысле конспект представляет собирание воедино мыслей, разбросанных по всей книге. Тематический конспект может быть составлен по нескольким источникам, где за основу берется тема, интерпретируемая по-разному.

Экономия времени дает использование при записях различного рода сокращений, аббревиатуры и т.д. многие используют для регистрации исследуемых тем систему карточек. Преимущество карточек в том, что тема там излагается очень сжато, и они очень удобны в использовании, т.к. их можно разложить на столе, перегруппировать и без труда найти искомую тему.

Список литературы, рекомендуемый к использованию в самостоятельной работе студентов

- Прикладная механика : учебное пособие / Х.С. Гумерова, В.М. Котляр, Н.П. Петухов, С.Г. Сидорин ; Министерство образования и науки России, Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего профессионального образования «Казанский национальный исследовательский технологический университет». - Казань : Издательство КНИТУ, 2014. - 142 с. : табл., граф., ил. - Библиогр.: с. 126. - ISBN 978-5-7882-1571-6 ; То же [Электронный ресурс]. - URL: <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=428011> (04.09.2016).
- Глухов, Б.В. Прикладная механика : учебное пособие / Б.В. Глухов, Д.С. Воронцов. - М. ; Берлин : Директ-Медиа, 2016. - 188 с. : ил., схем., табл. - Библиогр.: с. 165. - ISBN 978-5-4475-6919-8 ; То же [Электронный ресурс]. - URL: <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=437454> (04.09.2016).
- Цивильский В. Л. Теоретическая механика. Учеб. для втузов / В. Л. Цивильский. - М. : Абрис, 2012. - 368 с.: ил. ISBN 978-5-4372-0079-7 <http://biblioclub.ru/index.php?page=book&id=117515>
- Жуков, В. Г. (д-р техн. наук). Механика. Соппротивление материалов : учеб. пособие для вузов / В.Г. Жуков. - Санкт-Петербург ; Москва ; Краснодар : Лань, 2012. - 414 с. : ил. ; 21. - Гриф: Рек. УМО. - Библиогр.: с. 408. - ISBN 978-5-8114-1244-0
- Теоретическая механика : учебник для вузов / Н. Г. Васько, В. А. Волосухин, А. Н. Кабельков, О. А. Бурцева. - Ростов н/Д : Феникс, 2012. - 302 с. : ил., табл. ; 21 см. - (Высшее образование). - Гриф: Рек. НМС МО. - Библиогр.: с. 296. - ISBN 978-5-222-19505-5
- Детали машин и основы конструирования : учебник для бакалавров / [Г. И. Рощин, Е. А. Самойлов, Н. А. Алексеева и др.] ; под ред. Г. И. Рощина, Е. А. Самойлова ; МАИ. - М. : Юрайт, 2013. - 416 с. : ил. - (Бакалавр. Базовый курс). - Гриф: Доп МО. - Прил.: с. 403-412. - Библиогр.: с. 401-402. - ISBN 978-5-9916-2532-6
- Бегун, П. И. Прикладная механика : учебник / П. И. Бегун, О. П. Кормилицын. - 2-е изд., перераб. и доп. - Санкт-Петербург : Политехника, 2006. - 463 с.
- Кейн, С. А. Механика сплошной среды в задачах нефтегазового дела : учеб. пособие / С. А. Кейн, В. Н. Шамбулина ; Ухтинский гос. техн. ун-т. - Ухта : УГТУ, 2007. - 84 с.
- Гернет, М. М. Курс теоретической механики : учебник для вузов / М. М. Гернет. - 5-е изд., испр. - М. : Высшая школа, 1987. - 344 с.