

Документ подписан простыми средствами
Информация о владельце:
ФИО: Манаенков Сергей Алексеевич
Должность: Директор
Дата подписания: 24.03.2020 14:34:15
Уникальный программный ключ:
b98c63f50c040389aac165e2b73c0c737775c9e9

**Филиал федерального государственного бюджетного
образовательного учреждения высшего образования
«Самарский государственный университет путей сообщения»
в г. Ртищево**

ОП.02 ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ

**Для студентов заочного отделения
специальностей:**

**23.02.06 Техническая эксплуатация подвижного состава железных дорог
08.02.10 Строительство железных дорог, путь и путевое хозяйство**

**Ртищево
2017 г.**

Одобрено
на заседании цикловой комиссии
специальностей 08.02.10, 23.02.06
протокол № 1

от 31 08 2017 г.

Председатель ЦК

 Е.В. Гундарева

Рабочая программа учебной
дисциплины составлена в
соответствии с требованиями ФГОС
по специальности СПО 23.02.06
Техническая эксплуатация
подвижного состава железных дорог,
(приказ Минобрнауки РФ от 22
апреля 2014 г. N 388) и на основе
Примерной программы учебной
дисциплины (заключение
экспертного совета № 295 от 16
августа 2011г.)

Согласовано



Алексей Васильевич Вершков – начальник
отдела эксплуатации Эксплуатационного
локомотивного депо Ртищево – Восточное
Юго-Восточной Дирекции тяги структурного
подразделения Дирекции тяги – филиала
ОАО «РЖД».

Утверждаю

Зам. директора по УР

 - А.А. Елисеєва

«01» 09 2017 г.

Разработчик:



Тишунин Александр Леонидович,
преподаватель филиала СамГУПС
в г. Ртищево, первая категория

Рецензенты:



Пинюгин Виктор Кириллович,
преподаватель филиала СамГУПС
в г. Ртищево, высшая категория



Поликанова Инна Андреевна,
преподаватель филиала СамГУПС
в г. Пенза, высшая категория

ВВЕДЕНИЕ

Дальнейшее ускорение роста научно-технического потенциала нашей страны требует от инженерно-технических работников всех отраслей народного хозяйства постоянно решать сложные задачи, связанные с введением в строй новых и реконструкцией действующих промышленных предприятий, принимать участие в разработке, изготовлении и эксплуатации различного автоматизированного оборудования, отвечающего требованиям мировых стандартов. С ростом автоматизации возрастают требования не только к опыту и практическим навыкам, но и к общетеоретическим и специальным знаниям современного работника производства, к его способности усваивать новые знания и информацию. Чтобы овладеть своей специальностью и не отставать от технического прогресса, технику, занятому в любой отрасли народного хозяйства, необходимо иметь хорошую физико-математическую и общетехническую подготовку.

«Основы технической механики» — важный общетехнический предмет, назначение которого — дать будущим техникам основные сведения о законах равновесия и движения материальных тел; о методах расчета элементов машин и сооружений на прочность, жесткость и устойчивость; об устройстве, области применения и основах проектирования деталей механизмов и машин общего назначения. Изучение технической механики способствует развитию у учащихся диалектико-материалистического мировоззрения; знания и навыки, полученные при изучении этого предмета, являются основой для освоения смежных специальных дисциплин.

Настоящее пособие содержит программу предмета, перечни учебной литературы, методические указания к изучению разделов предмета с вопросами для самопроверки, задания на контрольные работы и методические указания по их выполнению, а также ответы на большинство вопросов для самопроверки.

ОБЩИЕ МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ

Материал программы предмета «Основы технической механики» разделен на три задания: 1) статика; 2) основы сопротивления материалов; 3) элементы кинематики и динамики; детали машин и механизмов. Каждое задание выполняется в два этапа: изучение учебного материала; выполнение контрольной работы.

Изучение учебного материала должно предшествовать выполнению контрольной работы. Следует придерживаться такой последовательности изучения материала: ознакомиться с содержанием программы и подобрать рекомендованную учебную литературу; изучить материал каждой темы задания в такой последовательности сначала внимательно и вдумчиво прочитать материал всей темы (не производя выводов и доказательств), разобраться в основных понятиях, определениях, законах, правилах, следствиях и в их логической взаимосвязи; затем тщательно и подробно изучить материал, конспектируя основные положения, определения, доказательства и правила; ответить на вопросы для самопроверки. При затруднении с ответами снова вернуться к учебнику и разобраться в соответствующем материале; закрепить усвоение материала путем разбора решенных задач, приведенных в учебной литературе и в настоящем пособии, а также самостоятельным решением возможно большего числа задач. Приступая к решению задач, следует предварительно повторить вопросы ранее изученных тем, касающиеся содержания данной задачи. При затруднениях в понимании какого-либо вопроса нужно обратиться за разъяснением к преподавателю.

Выполнение контрольной работы. После того, как материал задания изучен, можно приступать к выполнению соответствующей контрольной работы. Задачи контрольных работ даны в последовательности тем программы и поэтому должны решаться постепенно, по мере изучения материала.

Каждый учащийся должен выполнить 1 контрольную работу из 2х частей: часть №1 состоит из пяти задач, часть №2 из четырех задач. Вариант контрольного задания определяется по двум последним цифрам шифра (номера личного дела) студента. Например, студент, имеющий шифр 127, выполняет вариант 27, имеющий шифр 100, выполняет вариант 00. Если шифр однозначный, то для определения варианта перед шифром дописывается цифра 0. Например, студент, имеющий шифр 6, выполняет вариант 06.

Номера задач, которые должен решить учащийся в соответствии со своим вариантом, приведены в табл. 1.

Учебными планами заочного обучения предусмотрено выполнение учащимися нескольких лабораторных работ; наименования работ и указания по их проведению учащийся должен получить из техникума. В зависимости от условий, в которых находится учащийся, эти работы могут быть выполнены либо в течение учебного семестра, либо в период лабораторно-экзаменационной сессии.

ТРЕБОВАНИЯ К ОФОРМЛЕНИЮ И ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНЫХ РАБОТ

Каждая контрольная работа выполняется в отдельной ученической тетради в клетку. На обложке тетради разборчиво пишется: наименование техникума, наименование учебного предмета, номер контрольной работы, номер варианта, фамилия, имя и отчество учащегося, его шифр и учебная группа. Приводим образец заполнения обложки.

Контрольная работа № по дисциплине «Основы технической механики» студента заочного отделения группы Л-11 специальности 23.02.06 Иванов Владимир Петрович Шифр:

На первой странице тетради пишется полное наименование методического пособия и год его издания, номер варианта и номера задач выполняемой работы.

Каждую задачу начинают с новой страницы, между строками оставляют достаточный интервал (через одну клеточку). Для замечаний преподавателя на страницах оставляют поля шириной не менее 40 мм, а в конце тетради — две-три страницы для рецензии. Текстовую часть задачи выполняют чернилами, разборчивым почерком, рисунки — карандашом, с соблюдением правил черчения. Обозначения величин в тексте и на рисунке должны соответствовать друг другу.

Должны быть выделены в отдельную строку и подчеркнуты заголовки: номер задачи (по табл. 1); «Дано»; «Определить»; «Решение»; «Ответ».

Текст условия переписывается полностью; в случае его многовариантности не относящаяся к данной задаче часть текста исключается. Под заголовками «Дано» и «Определить» указываются соответственно все взятые из текста и таблицы исходные и определяемые величины.

Решение задачи делится на пункты. Каждый пункт должен иметь порядковый номер и заголовок с указанием, что и как определяется; комментирующий текст должен быть кратким и не содержать многословных пояснений.

Вычисления рекомендуется выполнять с помощью электронного микрокалькулятора с точностью до трех значащих цифр. Перед чистовым оформлением задачи следует тщательно проверить каждое действие, правильность подстановки числовых значений величин, соблюдение их размерности (применять только единицы СИ). Если возможно, следует каким-либо другим путем выполнить проверку правильности решения.

Выполненную работу следует своевременно выслать в техникум.

После получения зачетной работы необходимо внимательно изучить рецензию и все замечания преподавателя. Если в рецензии содержатся указания на доработку материала, то ее следует выполнять после рецензии под заголовком «Работа над ошибками» с подзаголовками типа «К задаче ...». Незачтенная работа выполняется заново (старая тетрадь вкладывается в новую) и высылается в техникум для повторного рецензирования.

Зачтенные контрольные работы с выполненной при необходимости работой над ошибками являются необходимым условием допуска к экзамену.

Таблица 1.

№ варианта	Контрольная работа Часть 1					Контрольная работа Часть 2			
	01	1	21	41	51	61	81	91	101
02	2	22	42	52	62	82	92	102	112
03	3	23	43	53	63	83	93	103	113
04	4	24	44	54	64	84	94	104	114
05	5	25	45	55	65	85	95	105	115
06	6	26	46	56	66	86	96	106	116
07	7	27	47	57	67	87	97	107	117
08	8	28	48	58	68	88	98	108	118
09	9	29	49	59	69	89	99	109	119
10	10	30	50	60	70	90	100	110	120
11	10	26	42	58	66	88	100	108	118
12	1	27	43	59	67	89	91	109	119
13	2	28	44	60	68	90	92	110	120
14	3	29	45	51	69	81	93	101	111
15	4	30	46	52	70	82	94	102	112
16	5	21	47	53	61	83	95	103	113
17	6	22	48	54	62	84	96	104	114
18	7	23	49	55	63	85	97	105	115
19	8	24	50	56	64	86	98	106	116
20	9	25	41	57	65	87	99	107	117
21	9	21	43	57	69	87	95	109	119
22	10	22	44	58	70	88	96	110	120
23	1	23	45	59	61	89	97	101	111
24	2	24	46	60	62	90	98	102	112
25	3	25	47	51	63	81	99	103	113
26	4	26	48	52	64	82	100	104	114
27	5	27	49	53	65	83	91	105	115
28	6	28	50	54	66	84	92	106	116
29	7	29	41	55	67	85	93	107	117
30	8	30	42	56	68	86	94	108	118
31	8	26	44	60	64	88	94	106	116
32	9	27	45	51	65	89	95	107	117
33	10	28	46	52	66	90	96	108	118
34	1	29	47	53	67	81	97	109	119
35	2	30	48	54	68	82	98	110	120
36	3	21	49	55	69	83	99	101	111
37	4	22	50	56	70	84	100	102	112
38	5	23	41	57	61	85	91	103	113
39	6	24	42	58	62	86	92	104	114
40	7	25	43	59	63	87	93	105	115
41	7	21	45	53	61	85	99	101	111
42	8	22	46	54	62	86	100	102	112
43	9	23	47	55	63	87	91	103	113
44	10	24	48	56	64	88	92	104	114
45	1	25	49	57	65	89	93	105	115
46	2	26	50	58	66	90	94	106	116
47	3	27	41	59	67	81	95	107	117
48	4	28	42	60	68	82	96	108	118
49	5	29	43	51	69	83	97	109	119
50	6	30	44	52	70	84	98	110	120
51	6	22	50	58	64	82	96	110	120
52	7	21	49	57	63	81	95	109	119
53	8	30	48	56	62	90	94	108	118
54	1	29	47	55	61	89	93	107	117
55	10	28	46	54	70	88	92	106	118
56	9	27	45	53	69	87	91	105	116
57	2	26	44	52	68	86	100	104	115
58	3	25	43	51	67	85	99	103	114

59	4	24	42	60	66	84	98	102	113
60	5	23	41	59	65	83	97	101	112
61	5	27	49	55	69	89	93	109	119
62	6	26	48	54	68	90	96	110	120
63	7	25	47	53	67	81	95	101	111
64	8	24	46	52	66	82	94	102	112
65	9	23	45	51	65	83	97	103	113
66	10	22	44	60	64	84	92	104	114
67	1	21	43	59	63	85	91	105	115
68	2	30	42	58	62	86	100	106	116
69	3	29	41	57	61	87	99	107	117
70	4	28	50	56	70	88	98	108	118
71	4	24	44	58	62	90	98	102	112
72	5	25	43	59	61	81	99	101	111
73	6	26	42	60	70	82	100	110	120
74	7	27	41	51	69	83	91	109	119
75	8	28	50	52	68	84	92	108	118
76	9	29	49	53	67	85	93	107	117
77	10	30	48	54	66	86	94	106	116
78	1	21	47	55	65	87	95	105	115
79	2	22	46	56	64	88	96	104	114
80	3	23	45	57	63	89	97	103	113
81	3	21	49	51	63	87	99	101	111
82	4	30	50	60	64	86	98	102	112
83	5	29	41	57	65	85	97	103	113
84	6	28	42	58	66	84	96	104	114
85	7	27	43	59	67	83	95	107	117
86	8	26	44	56	68	82	94	106	116
87	9	25	45	55	69	81	93	105	115
88	10	24	46	54	70	90	92	110	120
89	1	23	47	53	61	89	91	109	119
90	2	22	48	52	62	88	100	108	118
91	2	28	50	60	62	88	94	102	112
92	3	27	41	59	63	87	95	101	111
93	4	26	42	58	64	86	96	110	120
94	5	25	43	57	65	85	97	109	119
95	6	24	44	56	66	84	98	108	118
96	7	23	45	55	67	83	99	107	117
97	8	22	46	54	68	82	100	106	116
98	9	21	47	53	69	81	91	105	115
99	10	30	48	52	70	90	92	104	114
00	1	29	49	51	61	89	93	103	113

ЗАДАНИЕ ПЕРВОЕ. ПРОГРАММА.

Введение. Содержание предмета. Роль и значение технической механики в технике. Механическое движение, равновесие.

Раздел I. Статика

Тема 1.1. Основные понятия и аксиомы статики. Материальная точка. Абсолютно твердое тело. Сила и ее характеристики. Система сил, эквивалентные системы. Равнодействующая сила. Аксиомы статики. Свободное и несвободное тело. Связи и их реакции.

Тема 1.2. Плоская система сходящихся сил. Геометрический способ определения равнодействующей. Условие равновесия. Проекция силы и векторной суммы сил на ось. Аналитический способ определения равнодействующей. Уравнения равновесия. Рациональный выбор координатных осей.

Тема 1.3. Плоская система пар. Моменты сил. Пара сил и ее характеристики* Эквивалентные пары. Сложение пар. Условие равновесия. Момент силы относительно точки.

Тема 1.4. Плоская система произвольно расположенных сил. Параллельный перенос силы. Приведение плоской системы сил к данному центру; главный вектор и главный

момент системы. Теорема Вариньона. Уравнение равновесия (три вида). Рациональный выбор центров моментов.

Тема 1.5. Пространственные системы сил. Параллелепипед сил. Уравнения равновесия системы сходящихся сил. Момент силы относительно оси. Понятие о главном векторе и главном моменте системы. Уравнения равновесия системы произвольно расположенных сил.

Тема 1.6. Центр тяжести. Геометрические характеристики плоских сечений. Центр параллельных сил. Центр тяжести тела. Координаты центра тяжести плоских тел и сечений. Статический момент площади и его свойства. Положение центра тяжести простых геометрических фигур и прокатных профилей. Полярный и осевые моменты инерции сечения; зависимость между ними. Зависимость между моментами инерции относительно параллельных сил. Понятие о главных центральных осях. Моменты инерции простых геометрических фигур и прокатных профилей. Главные центральные моменты инерции составных сечений, имеющих не менее одной оси симметрии.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Основной

1. Мовнин М.С., Израелит А.Б., Рубашкин А.Г. Основы технической механики. СПб. Политехника, 2016 г. <http://www.iprbookshop.ru/58853.html>

2. А.М. Лукьянов, М.А. Лукьянов. Техническая механика. ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2014 г. <https://e.lanbook.com/reader/book/55406>

2. Дополнительные источники:

1. Аркуша А.И. Техническая механика. М.: Высшая школа, 2003.

2. Аркуша А.И., Фролов М.И., Техническая механика. М.: Высшая школа, 1983.

3. Никитин Е.М., Теоретическая механика для техникумов, Наука, 1988.

4. Мовнин М.С., Израелит А.Б., Рубашкин А.Г. Руководство к решению задач по технической механике. М.: Высшая школа, 1977.

Таблица 2

Наименование темы	Параграфы по учебнику 1.
Основные понятия и аксиомы статики	1-5
Плоская система сходящихся сил	6-11
Плоская система пар. Моменты сил	12-15
Плоская система произвольно расположенных сил	16-21
Пространственные системы сил	22
Центр тяжести	23-24
Геометрические характеристики плоских сечений	25-27

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ИЗУЧЕНИЮ РАЗДЕЛА «СТАТИКА»

Статика является частью теоретической механики, изучающей условия, при которых тело находится в равновесии под действием заданной системы сил. Успешное овладение методами статики – необходимое условие для изучения всех последующих тем и разделов курса технической механики.

К теме «Основные понятия и аксиомы статики». Следует глубоко проникнуть в физический смысл аксиом статики. Изучая связи и их реакции, нужно иметь в виду, что реакция связи является силой противодействия и направлена всегда противоположно силе действия рассматриваемого тела на связь (опору).

К теме «Плоская система сходящихся сил». Эта система эквивалентна одной силе (равнодействующей) и стремится придать телу (в случае если точка схода всех сил совпадает

с центром тяжести тела) прямолинейное движение. Равновесие тела будет иметь место в случае равенства равнодействующей нулю. Геометрическим условием равновесия является замкнутость многоугольника, построенного на силах системы, аналитическим условием — равенство нулю алгебраических сумм проекций сил системы на любые две взаимно перпендикулярные оси. Следует получить твердые навыки в решении задач на равновесие тел, обратив особое внимание на рациональный выбор направления координатных осей.

К теме «Плоская система пар. Моменты сил». Система пар сил эквивалентна одной паре (равнодействующей) и стремится придать телу вращательное движение, равновесие тела будет иметь место в случае равенства нулю момента равнодействующей пары. Аналитическим условием равновесия является равенство нулю алгебраической суммы моментов пар системы. Следует обратить особое внимание на определение момента силы относительно точки. Необходимо помнить, что момент силы относительно точки равен нулю лишь в случае, если точка лежит на линии действия силы.

К теме «Плоская система произвольно расположенных сил». Эта система эквивалентна одной силе (называемой главным вектором) и одной паре (момент которой называют главным моментом) и стремится придать телу в общем случае прямолинейное и вращательное движение одновременно. Изученные ранее система сходящихся сил и система пар — частные случаи произвольной системы сил. Равновесие тела будет иметь место в случае равенства нулю и главного вектора, и главного момента системы. Аналитическим условием равновесия является равенство нулю алгебраических сумм проекций сил системы на любые две взаимно перпендикулярные оси и алгебраической суммы моментов, сил относительно любой точки. Следует получить твердые навыки в решении задач на равновесие тел, в том числе на определение опорных реакций балок и сил, нагружающих стержни, обратив особое внимание на рациональный выбор направления координатных осей и положения центра моментов.

К теме «Пространственные системы сил». Как и плоские, пространственные системы подразделяют на системы сходящихся или произвольно расположенных сил. Многоугольник, построенный на сходящихся силах системы, оказывается пространственным, что делает невозможным применение графического и графоаналитического методов решения. Аналитический метод решения аналогичен изложенному для плоских систем с той лишь разницей, что силы проецируются на три (а не две) взаимно перпендикулярные оси, а моменты сил определяются относительно этих осей (а не точек). Необходимо помнить, что момент силы относительно оси равен нулю лишь тогда, когда сила и ось лежат в одной плоскости (т. е. линия действия силы или параллельна оси, или пересекает ее).

К теме «Центр тяжести. Геометрические характеристики плоских сечений». Тема относительно проста для усвоения, однако крайне важна при изучении курса сопротивления материалов. Главное внимание здесь должно быть обращено на решение задач как с плоскими геометрическими фигурами, так и со стандартными прокатными профилями, таблицы ГОСТов для которых приведены в приложении настоящего пособия.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

К теме «Основные понятия и аксиомы статики».

1. Находится ли в состоянии равновесия тело, если оно с постоянной скоростью движется по прямой или равномерно вращается вокруг неподвижной оси?
2. Одинаково ли действует на тело численно равные силы F_1 и F_2 (рис. 1)
3. Переведите в единицы СИ следующие числовые значения сил: 10 кгс, 10 тс.
4. Нарушится ли равновесие тела (рис. 1), если численно равные силы F_1 и F_2 поменять местами? Изменится ли при этом вид нагружения тела?
5. Можно ли две силы по 100 Н заменить одной силой 50 Н? Возможно ли обратное действие?
6. При каких значениях угла α (рис. 2) и сил F_1, F_2 точка С будет находиться в равновесии?
7. При каком значении угла α в пределах $0...180^\circ$ (рис. 2) модуль равнодействующей определяется как: а) $F_3 = \sqrt{F_1^2 + F_2^2}$; б) $F_3 = F_1 + F_2$; в) $F_3 = F_1 - F_2$;
8. Каким правилом (параллелограмма или треугольника) удобнее пользоваться при

последовательном сложении нескольких сходящихся в одной точке сил?

9. Могут ли уравниваться силы действия и противодействия двух тел?

10. К какому телу приложена реакция опоры: к самой опоре или к опирающемуся телу?

11. Укажите направление реакций связей балок и шара (рис. 3 а-г).

12. Нарисуйте все силы, действующие: а) на груз F_1 ; б) на шарнир В; в) на невесомый стержень АВ (рис. 4)

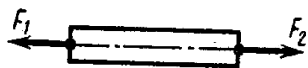


Рис. 1



Рис. 2

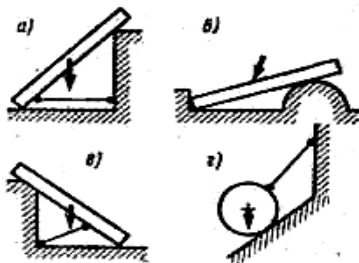


Рис. 3

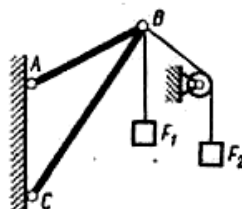


Рис. 4

К теме «Плоская система сходящихся сил».

1. Является ли сходящейся система сил, действующих: а) на балку (рис 3 в); б) на шар (рис. 3 г); в) на шарнир В (рис. 4).

2. Какой вектор силового прямоугольника (рис. 5 а) является равнодействующей силой?

3. Определите значение равнодействующей силы (рис: 5, б).

4. Для какого случая (б или в) силового многоугольника (рис. 5) следует применить графический метод решения, а для какого — графоаналитический?

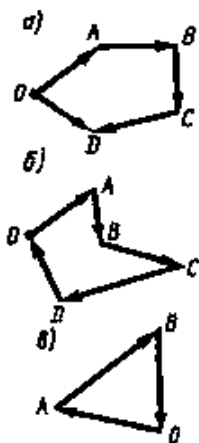


Рис. 5

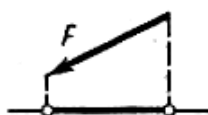


Рис. 6

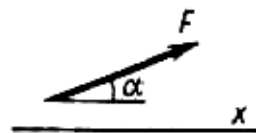


Рис. 7

5. Можно ли определить знак проекции силы F на показанную ось (рис. 6)?

6. Укажите направление оси (рис. 6), при котором проекция силы F будет положительной.

7. При каком значении угла α (в пределах $0...180^\circ$) проекция силы (рис. 7) на показанную ось будет равна: а) нулю; б) F; в) $-F$?

8. Определите проекцию равнодействующей на ось x (рис. 8) для системы, если $F_1 = F_2 = F_3 = 10$ Н. 9. Точка А находится в равновесии под действием четырех сил, из которых силы R_1 и R_2 неизвестны. При каком расположении координатных осей (случай а или б) полученные уравнения равновесия окажутся проще (рис. 9)?

К теме «Плоская система пар. Моменты сил».

1. Эквивалентны ли показанные на рис. 10, а, б пары сил?

- Момент какой из показанных на рис. 10, а, б пар сил принято считать положительным?
- Определите момент пары на рис. 10, в.
- Почему силы пары не включают в уравнения проекций сил системы на координатные оси?
- Определите сумму моментов показанных на рис. 11 сил относительно точки О, если $OA = OB = OC = 0,5$ м.

К теме «Плоская система произвольно расположенных сил».

- Чему равен момент присоединенной пары при приведении показанной силы $F=200$ Н в точку О (рис. 12)?

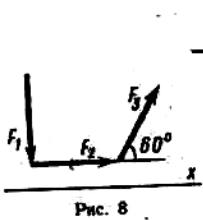


Рис. 8

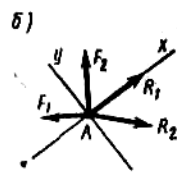
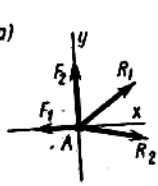


Рис. 9

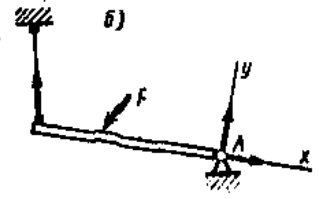
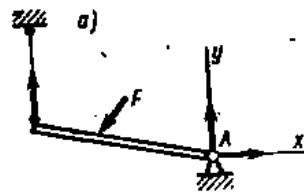


Рис. 14

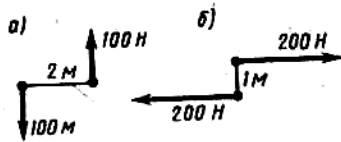


Рис. 10

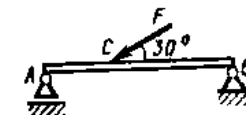
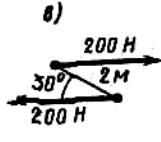


Рис. 15

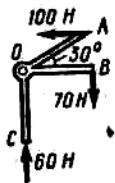


Рис. 11

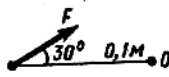


Рис. 12

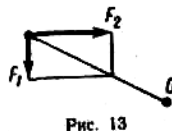


Рис. 13

- Чему равна алгебраическая сумма моментов сил F_1 и F_2 относительно точки О (рис. 13)?
- Можно ли утверждать, что тело находится в равновесии под действием произвольной системы сил, если известно только, что относительно одной из его точек сумма моментов равна нулю (рассматриваемое тело не является рычагом)?
- Почему в шарнирных опорах балок возникают только реактивные силы, а в заделке, кроме того, и реактивный момент?
- Получим ли мы совпадающие результаты для составляющих реакций шарнира А при различном направлении координатных осей? То же, для полной реакции шарнира А (рис. 14, а, б)?
- Определите опорные реакции балки, если $F = 10$ кН, $AC = 2$ м и $CB = 3$ м (рис.15)

К теме «Пространственные системы сил».

- Какие из показанных на рис. 16 сил (силы F_1 и F_2 разложены на составляющие) создают: а) момент относительно оси x ; б) момент относительно оси y ; в) вращающий момент относительно оси z (оси вращения вала)?
- Сохраняя направление координатных осей x, y, z неизменным (рис. 16), переместили начало координат из центра колеса 1 в центр колеса 2. Изменяются ли при этом: а) проекции сил на оси; б) моменты сил относительно осей?

К теме «Центр тяжести. Геометрические характеристики плоских сечений».

- Является ли центр тяжести тела центром параллельных сил?
- Вычислите модуль равнодействующей F_3 системы параллельных сил (рис. 17) и координату x_c точки ее приложения, если $AO = AB = 0,2$ м и $BD = 0,6$ м?
- Может ли быть статический момент площади: а) отрицательным; б) равным нулю?
- Могут ли быть равны нулю моменты инерции сечения?
- Относительно какой оси тела вычисляется полярный момент инерции сечения: относительно продольной оси тела или относительно осей поперечного сечения?

6. Для какого вида сечения, круга или кольца при равной площади сечения моменты инерции больше?
7. Во сколько раз осевой момент инерции круга относительно его центральной оси меньше полярного момента инерции?
8. Какой из моментов инерции, I_x или I_y больше для показанного сечения и почему (рис. 18)?
9. Вычислите осевые моменты инерции сечения (рис. 19) относительно его центральной оси x и оси x_1 , ей параллельной. Как влияет на значение осевого момента инерции удаление оси от центра тяжести сечения?

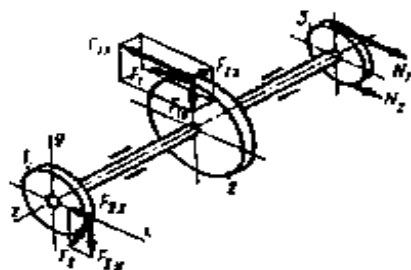


Рис. 16

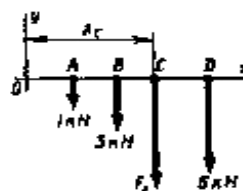


Рис. 17

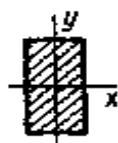


Рис. 18

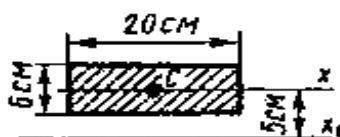


Рис. 19

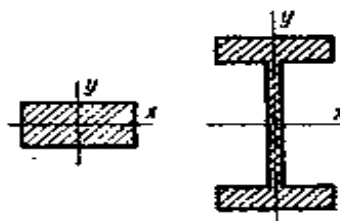


Рис. 20

10. Относительно какой оси (x или y) моменты инерции прямоугольного и двутаврового сечения (рис. 20) резко разнятся при примерно равной площади этих сечений?
11. Вычислите площадь, полярный и осевой моменты инерции поперечного сечения сплошного вала диаметром 20 мм.
12. Как определяют площадь, осевые моменты инерции и положение центра тяжести стандартных прокатных профилей (уголок, швеллер, двутавр)?

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ часть 1.

Статика, рассматривая равновесие системы действующих на тело сил, дает правила для определения входящих в эту систему неизвестных сил (обычно это реакции связей, но определению могут подлежать и некоторые активные силы). Знание модулей и направлений всех действующих на тело сил необходимо при выполнении большинства технических расчетов, рассматриваемых в последующих разделах курса технической механики.

Напоминаем, что при рассмотрении равновесия тела, наложенные на него связи, следует отбросить, заменив их действие реакциями (т. е. силами действия связей на тело). Реакция гладкой опорной, поверхности направлена по нормали к этой поверхности в сторону к телу. Реакция точечной опоры (ребро двугранного угла) направлена по нормали к гладкой поверхности опирающегося тела в сторону к телу. Реакция гибкой связи (трос, нить и т. п.) направлена вдоль связи в сторону от тела. Гибкая связь, перекинутая через блок, изменяет направление передаваемой силы без изменения ее модуля. Реакция жесткого прямого стержня с шарнирным закреплением концов направлена вдоль его оси в сторону от тела (если стержень нагружен растягивающей силой) или в сторону к телу (если эта сила сжимающая).

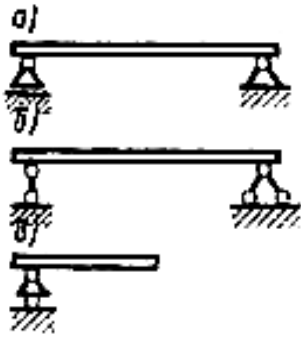


Рис. 21

Реакция шарнирно-подвижной опоры направлена по нормали к опорной поверхности шарнира. Реакцию шарнирно-неподвижной опоры принято представлять в виде двух составляющих реакций по осям координат. В заделке помимо двух составляющих реакций по осям координат возникает реактивный момент.

Следует отметить, что в настоящем пособии условное изображение шарнирных опор соответствует требованиям действующего ГОСТа (рис. 21, а); в учебниках и пособиях ранних изданий встречаются и другие изображения (рис. 21, б, в). Левая опора на каждом из рисунков подвижная, правая — неподвижна.

При решении задач следует строго соблюдать требования Международной системы единиц (СИ) (подробнее см. «Указания по применению единиц физических величин»).

К задачам 1...10. К решению этих задач следует приступать после изучения тем «Основные понятия и аксиомы статики» и «Плоская система сходящихся сил», уяснения приведенных ниже методических указаний и разбора примеров.

В предлагаемых задачах рассматривается тело (точка), находящееся в равновесии под действием плоской системы сходящихся сил. При аналитическом методе решения применяемая система двух уравнений равновесия имеет вид $\sum F_x = 0$; $\sum F_y = 0$ (сумма проекций сил системы на каждую из координатных осей равна нулю). В учебной литературе применяется и другая форма записи этих же уравнений: $\sum X = 0$; $\sum Y = 0$.

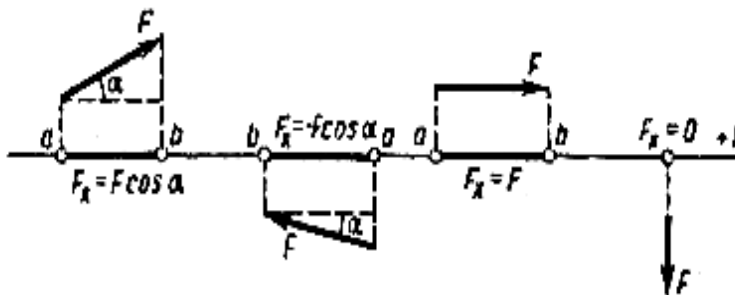


Рис. 22

Напоминаем, что проекция силы на ось равна произведению модуля силы на косинус ее острого угла с осью. Знак проекции (рис. 22) определяется совпадением направлений проекции и оси (направление проекции — от а к b). Обращаем внимание учащихся на возможность упростить решение подобных задач путем рационального выбора направления координатных осей (хотя бы одну из осей направить перпендикулярно неизвестной силе).

Решив задачу аналитическим методом, следует затем тем же методом проверить правильность решения с помощью дополнительного уравнения равновесия (если система состоит из трех сил, то проверка может быть и графоаналитической).

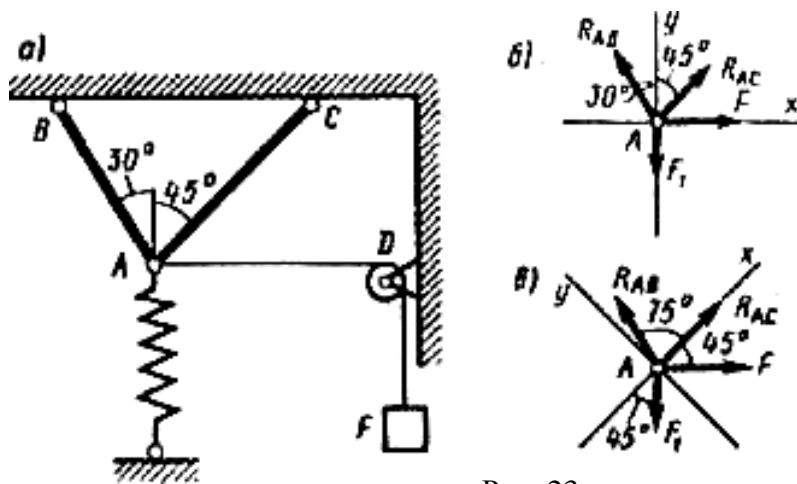


Рис. 23

Пример 1 (рис. 23, а). Определить силы, нагружающие стержни АВ и АС кронштейна, удерживающего в равновесии груз $F = 6$ кН и растянутую пружину, сила упругости которой $F_1 = 2$ кН. Весом частей конструкции, а также трением на блоке пренебречь.

Решение. Задачу решаем аналитическим методом. Рассматриваем равновесие точки схода А. К ней приложены заданные активные силы — сила натяжения троса AD, равная весу груза F , и сила упругости пружины F_1 . Так как и трос, и пружина растянуты, то эти силы направлены от точки А. Рассматривая точку А как свободную, отбрасываем связи (стержни АВ и АС), заменяя их действие реакциями R_{AB} и R_{AC} . Реакции стержней направляем от точки А, так как предварительно полагаем стержни растянутыми (действительные направления реакций стержней в начале решения неизвестны). Если наше предположение окажется неверным, то искомая реакция стержня получится в ответе со знаком минус; это говорит о том, что стержень сжат и истинное направление реакции — к точке А. Полученная расчетная схема изображена на рис. 23, б.

Принимаем обычное вертикально-горизонтальное направление координатных осей. Для полученной плоской системы сходящихся сил составляем два уравнения равновесия:

$$\begin{aligned}
 1) \quad \sum F_x = 0; \quad F + R_{AC} \cos 45^\circ - R_{AB} \cos 60^\circ &= 0; \\
 6 + R_{AC} \cdot 0,707 - R_{AB} \cdot 0,5 &= 0 \\
 2) \quad \sum F_y = 0; \quad R_{AC} \cos 45^\circ + R_{AB} \cos 30^\circ - F_1 &= 0; \\
 R_{AC} \cdot 0,707 + R_{AB} \cdot 0,866 - 2 &= 0
 \end{aligned}$$

Решая полученную систему уравнений, находим $R_{AB} = 5,86$ кН и $R_{AC} = -4,34$ кН. Искомые силы, нагружающие стержни, по модулю равны найденным реакциям стержней, а по направлению противоположны им. Замечаем, что в соответствии с изложенным правилом стержень АВ оказался растянутым, а стержень АС — сжатым.

Следует отметить, что каждое из полученных уравнений равновесия содержало оба неизвестных, чего можно было избежать, направив координатные оси по-другому — совместив одну из осей с неизвестной силой (рис. 23, в). При этом в уравнении равновесия для другой оси окажется лишь одно неизвестное:

$$\begin{aligned}
 1) \quad \sum F_x = 0; \quad R_{AC} + F \cos 45^\circ + R_{AB} \cos 75^\circ - F_1 \cos 45^\circ &= 0; \\
 R_{AC} + 6 \cdot 0,707 + R_{AB} \cdot 0,259 - 2 \cdot 0,707 &= 0; \\
 2) \quad \sum F_y = 0; \quad R_{AB} \cos 15^\circ - F \cos 45^\circ - F_1 \cos 45^\circ &= 0; \\
 R_{AC} + 6 \cdot 0,707 + R_{AB} \cdot 0,259 - 2 \cdot 0,707 &= 0;
 \end{aligned}$$

откуда $R_{AB} = 5,86$ кН и $R_{AC} = -4,34$ кН.

Для проверки правильности решения составляем проверочное уравнение равновесия — уравнение проекций сил на любую ось, кроме уже использованных в решении. Продолжая к примеру первый вариант решения (по рис. 23, б), возьмем в качестве такой оси направление R_{AC} (можно было бы и R_{AB}) и обозначим эту ось x_1 . Тогда получим

$$3) \quad \sum F_{x_1} = R_{AC} + F \cos 45^\circ + R_{AB} \cos 75^\circ - F_1 \cos 45^\circ = (-4,34) + 6 \cdot 0,707 + 5,86 \cdot 0,259 -$$

$$2 \cdot 0,707 = 5,76 - 5,75 \approx 0.$$

Полученное небольшое расхождение в третьем знаке допустимо, так как объясняется погрешностью счета.

Пример 2 (рис. 24, а). Определить силу натяжения троса, удерживающего в равновесии шар весом $G = 20$ Н, а также силу давления шара на наклонную опорную плоскость.

Решение. Задачу решаем аналитическим методом. К шару приложена заданная активная сила — вес шара G .

Отбрасываем связи (трос BC и опорная плоскость), заменяя их действие реакциями R_{BC} и R_A . Реакцию растянутого троса направляем от шара, а реакцию опорной плоскости — по нормали к ней в сторону к шару (рис. 24, б). Рассматриваем равновесие точки O схода всех сил. Полученная расчетная схема изображена на рис. 24, в.

Принимаем обычное вертикально-горизонтальное направление координатных осей. Для полученной плоской системы сходящихся сил составляем два уравнения равновесия:

$$1) \sum F_x = 0; R_{BC} \cdot \cos 60^\circ - R_A \cdot \cos 45^\circ = 0;$$

$$R_{BC} \cdot 0,5 - R_A \cdot 0,707 = 0;$$

$$2) \sum F_y = 0; R_{BC} \cdot \sin 30^\circ + R_A \cdot \sin 45^\circ - G = 0;$$

$$R_{BC} \cdot 0,866 + R_A \cdot 0,707 - 20 = 0.$$

Решая полученную систему уравнений, находим $R_A = 10,3$ Н и $R_{BC} = 14,6$ Н. Искомая сила натяжения троса и сила давления шара на плоскость соответственно равны найденным реакциям, а по направлению противоположны им.

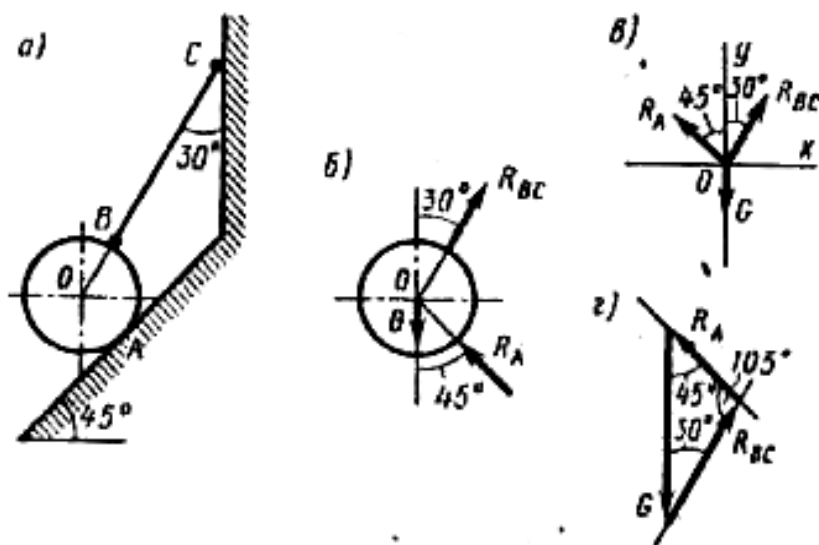


Рис. 24

Решение задачи при другом, более рациональном направлении координатных осей советуем выполнить самим учащимся.

Для проверки правильности решения применяем графоаналитический метод — строим замкнутый силовой треугольник (рис. 24, г). От произвольной точки откладываем вектор заданной силы G , через начало и конец которого проводим известные направления искомых реакций троса и опоры. Построенный графическим методом силовой треугольник решаем аналитическим методом — здесь удобно применить известную из математики теорему синусов:

$$G/\sin 105^\circ = R_{BC} \sin 45^\circ = R_A / \sin 30^\circ; 20/0,967 = R_{BC} / 0,707 = R_A / 0,5.$$

Решая пропорции, получаем

$$R_{BC} = 20 \cdot 0,707 / 0,967 = 14,6 \text{ кН};$$

$$R_A = 20 \cdot 0,5 / 0,967 = 10,3 \text{ кН}.$$

Применение графоаналитического метода решения целесообразно лишь для системы, состоящей из трех сил.

К задачам 21...30. К решению этих задач следует приступать после изучения тем «Плоская система пар. Моменты сил», «Плоская система произвольно расположенных сил»,

уяснения приведенных ниже методических указаний и разбора примеров.

Во всех задачах определению подлежат опорные реакции тела, находящегося в равновесии под действием плоской системы произвольно расположенных сил. В качестве опор выбраны стержни и шарнирные опоры. Вид применяемой системы трех уравнений равновесия может быть различным: а) два уравнения моментов сил и одно уравнение проекций сил; б) одно уравнение моментов сил и два уравнения проекций сил. Выполнять проверку правильности решения обязательно.

Напоминаем, что момент силы относительно точки равен нулю в том случае, когда линия действия силы проходит через эту точку. Обращаем внимание учащихся на способ определения момента силы с помощью разложения ее на составляющие. Этот способ, применяемый и в настоящем пособии как наиболее целесообразный, подробно рассмотрен в примере 3. Знак момента пары или силы относительно точки определяется направлением возможного поворота тела вокруг этой точки. Обычно принимают следующее правило знаков: плюс — при повороте по ходу часовой стрелки, минус — при повороте против хода часовой стрелки.

Решение задач можно упростить путем рационального выбора направления координатных осей и положения центров моментов. Напоминаем, что в качестве центра моментов целесообразно выбирать точки пересечения неизвестных сил.

Следует тщательно разобрать все приведенные примеры и, решив несколько аналогичных задач из любого задачника, добиться выработки твердых навыков в решении — это необходимое условие успешного выполнения в дальнейшем второй контрольной работы (по сопротивлению материалов).

Пример 3 (рис 25, а). С помощью рычага-гвоздодера ABC из деревянного бруса вытаскивают гвоздь. Какой должна быть сила F, прикладываемая рабочим в начальный момент отжимания гвоздя, если сила сопротивления движению гвоздя составляет 1730 Н? Принять DB = 35 и BC = 350 мм. Весом рычага пренебречь.

Решение. В момент начала отжимания гвоздя рычаг под действием силы F начинает поворот вокруг опорной точки B. Со стороны шляпки гвоздя на лапку AB рычага в точке D действует нормальная реакция R — 1730 Н. Реакция опорной точки B из рассмотрения равновесия рычага исключается. Полученная расчетная схема изображена на рис. 25, б.

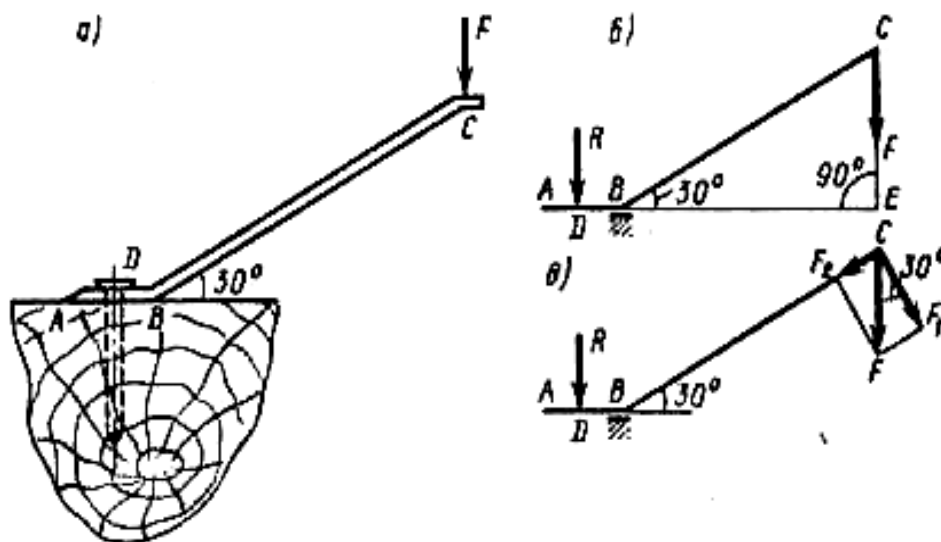


Рис. 25

Рычаг находится в равновесии, если сумма моментов действующих на него сил относительно точки вращения рычага (опорной точки) равна нулю:

$\Sigma M_B = 0; F \cdot BE - R \cdot DB = 0$, где DB — плечо силы R; $BE = BC \cos 30^\circ$ — плечо силы F относительно точки B. Получаем

$$F \cdot BC \cos 30^\circ - R \cdot DB = 0;$$

$$F \cdot 350 \cdot 10^{-3} \cdot 0,866 - 1730 \cdot 35 \cdot 10^{-3} = 0.$$

отсюда $F=200$ Н. Здесь $BC = 350$ мм = $350 \cdot 10^{-3}$ м; $DB = 35$ мм = $35 \cdot 10^{-3}$ м.

В большинстве задач удобнее определять момент силы относительно точки, пользуясь

разложением силы на составляющие и теоремой Вариньона, согласно которой момент равнодействующей силы равен сумме моментов ее составляющих. Поясним сказанное на примере (рис. 25, в). Здесь F_2 — составляющая силы F по направлению BC ; F_1 — составляющая по направлению нормали к BC . Легко заметить, что составляющая F_2 относительно точки B момента не создает, так как линия ее действия проходит через эту точку (плечо силы равно нулю). Плечом же составляющей $F_1 = F \cos 30^\circ$ является BG . При решении задач разложение силы на составляющие можно не изображать на чертеже, а выполнять это действие мысленно.

Итак, получаем $\sum M_B = 0$; $F \cos 30^\circ \cdot BC - R \cdot DB = 0$, отсюда $F = 200$ Н.

Пример 4. (рис. 26, а). Телескопическая стрела AB автокрана весом $G = 4$ кН с центром тяжести в точке C несет на конце груз $F = 15$ кН. Стрела удерживается в равновесии с помощью гидравлического домкрата DE . Принимая $AB=20$ м, $AC=7$ м и $AD=1,5$ м, определить реакции опорного шарнира A и силу, нагружающую шток домкрата.

Решение. Рассматриваем равновесие стрелы AB . К ней приложены заданные активные силы — вес груза F и вес стрелы G . Рассматривая тело AB как свободное, отбрасываем связи (стержень домкрата DE и шарнирно-неподвижную опору A), заменяя их действие реакциями. Реакция R_{DE} стержня направлена вдоль него к телу AB (так как очевидно, что в нашем случае стержень сжат). Реакция опоры A заранее по направлению не известна, поэтому заменяем ее двумя составляющими R_x и R_y по осям координат, принимая обычное вертикально-горизонтальное направление координатных осей. Расчетная схема изображена на рис. 26, б. Для полученной плоской системы произвольно расположенных сил составляем три уравнения равновесия (напоминаем, что в качестве центра моментов целесообразно выбирать точку пересечения двух неизвестных сил — в нашем случае точку A):

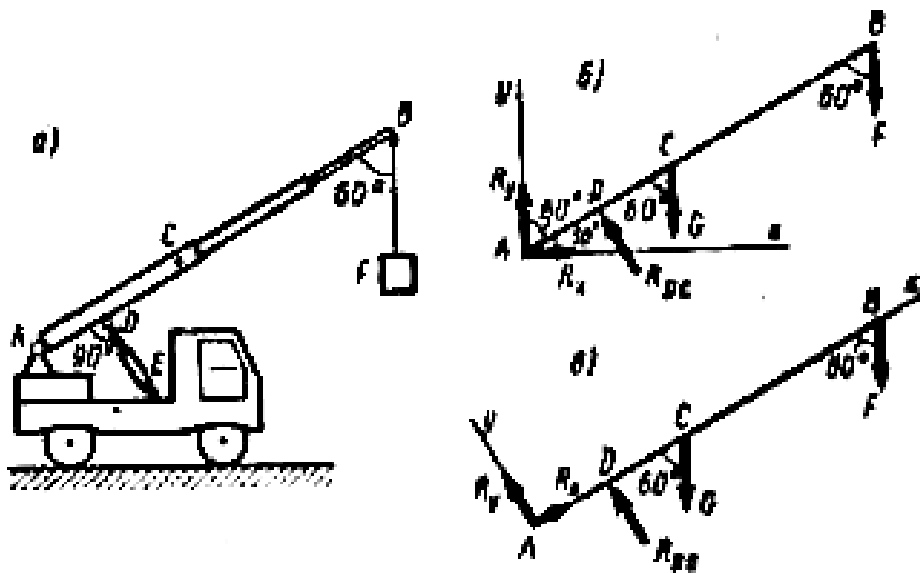


Рис. 26

- 1) $\sum M_A = 0$; $-R_{DE} \cdot AD + G \cos 30^\circ \cdot AC + F \cos 30^\circ \cdot AB = 0$;
 $-R_{DE} \cdot 1,5 + 4 \cdot 0,866 \cdot 7 + 15 \cdot 0,866 \cdot 20 = 0$, отсюда $R_{DE} = 189$ кН;
- 2) $\sum F_x = 0$; $R_x - R_{DE} \cos 60^\circ = 0$;
 $R_x - 189 \cdot 0,5 = 0$, отсюда $R_x = 94,5$ кН;
- 3) $\sum F_y = 0$; $R_y + R_{DE} \cos 30^\circ - G - F = 0$;
 $R_y + 189 \cdot 0,866 - 4 - 15 = 0$, отсюда $R_y = -145$ кН.

Составляем проверочное уравнение равновесия, в качестве которого может быть принято любое уравнение проекций или моментов, кроме уже использованных в решении. Возьмем, например,

$$\sum M_B = R_y \cos 30^\circ \cdot AB - R_x \cos 60^\circ \cdot AB + R_{DE} \cdot DB - G \cos 30^\circ \cdot CB =$$

$$= (-145) \cdot 0,866 \cdot 20 - 94,5 \cdot 0,5 \cdot 20 + 189 \cdot 18,5 - 4 \cdot 0,866 \cdot 13 = -3490 + 3480 \approx 0.$$

Полученное небольшое расхождение в третьем знаке допустимо, так как объясняется погрешностью счета. Следовательно, реакции R_x , R_y и R_{DE} определены верно. Реакция R_y получилась отрицательной; это указывает на то, что ее действительное направление

противоположно предварительно выбранному. Искомая сила, нагружающая шток домкрата DE, по модулю равна найденной реакции, а по направлению противоположна ей.

В двух из трех уравнений равновесия, использованных в решении, содержалось более чем по одному из неизвестных, чего можно было избежать, направив координатные оси по-другому (рис. 26, в). При этом уже две точки (A и D) будут точками пересечения двух неизвестных сил (так как изменилось направление составляющих реакций опоры A), что позволит применить другую систему уравнений равновесия:

$$1) \sum M_A = 0; - R_{DE} \cdot AD + G \cos 30^\circ \cdot AC + F \cos 30^\circ \cdot AB = 0.$$

Это уравнение осталось без изменений. Получаем $R_{DE} = 189$ кН.

$$2) \sum M_D = 0; R_y \cdot AD + G \cos 30^\circ \cdot DC + F \cos 30^\circ \cdot DB = 0;$$

$$R_y \cdot 1,5 + 4 \cdot 0,866 \cdot 5,5 + 15 \cdot 0,866 \cdot 18,5 = 0, \text{ отсюда } R_y = -173 \text{ кН};$$

$$3) \sum F_x = 0; R_x - G \cos 60^\circ - F \cos 60^\circ = 0;$$

$$R_x - 4 \cdot 0,5 - 15 \cdot 0,5 = 0, \text{ отсюда } R_x = 9,5 \text{ кН}.$$

Составляем проверочное уравнение равновесия:

$$\sum F_y = R_y + R_{DE} - G \cos 30^\circ - F \cos 30^\circ = (-173) + 189 - 4 \cdot 0,866 - 15 \cdot 0,866 = 189 - 189 = 0.$$

Во втором варианте решения иными направлениями составляющих реакций R_x и R_y опоры A соответствуют и иные их значения. Полная реакция R_A опоры не зависит от направления ее составляющих, в чем легко убедиться с помощью формулы

$$R_A = R_x^2 + R_y^2;$$

$$R_A = (94,5)^2 + (-145)^2 = 173,2 \text{ кН} \text{ — для 1-го варианта};$$

$$R_A = (9,5)^2 + (-173)^2 = 173,2 \text{ кН} \text{ — для 2-го варианта}.$$

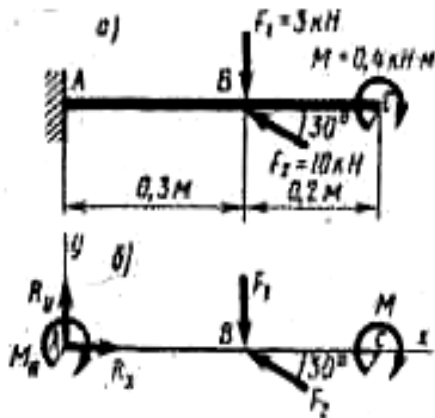


Рис. 27

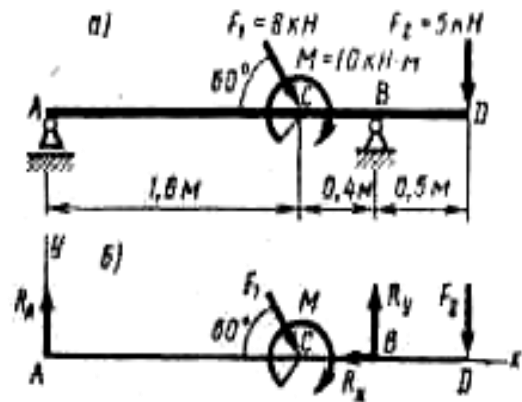


Рис. 28

Пример 5 (рис. 27, а). Для заданной консольной балки определить опорные реакции заделки.

Решение. Рассматриваем равновесие балки АВ. К ней приложены заданные активные силы F_1 и F_2 и момент M . Рассматривая тело АВ как свободное, отбрасываем связь (заделку), заменяя ее действие реакциями — реактивным моментом M_R и составляющими реакциями R_x и R_y по осям координат. Расчетная схема изображена на рис. 27, б. Для полученной плоской системы произвольно расположенных сил составляем три уравнения равновесия, выбрав в качестве центра моментов точку А (точку пересечения двух неизвестных сил):

$$1) \sum M_A = 0; M_R + F_1 \cdot AB - F_2 \cos 60^\circ \cdot AB + M = 0;$$

$$M_R + 3 \cdot 0,3 - 10 \cdot 0,5 \cdot 0,3 + 0,4 = 0, \text{ отсюда } M_R = 0,2 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$2) \sum F_x = 0; R_x - F_2 \cos 30^\circ = 0;$$

$$R_x - 10 \cdot 0,866 = 0, \text{ отсюда } R_x = 8,66 \text{ кН};$$

$$3) \sum F_y = 0; R_y - F_1 + F_2 \cos 60^\circ = 0;$$

$$R_y - 3 + 10 \cdot 0,5 = 0, \text{ отсюда } R_y = -2 \text{ кН}.$$

Составляем проверочное уравнение равновесия:

$$\sum M_C = M_R + R_y \cdot AC - F_1 \cdot BC + F_2 \cos 60^\circ \cdot BC + M = 0,2 + (-2) \cdot 0,5 - 3 \cdot 0,2 + 10 \cdot 0,5 \cdot 0,2 + 0,4 = 1,6 - 1,6 = 0,$$

следовательно, реакции определены верно. Реакция R_y получилась отрицательной; значит, ее действительное направление противоположно предварительно выбранному. Примененная

система уравнений равновесия наиболее целесообразна при рассмотрении равновесия любых консольных балок.

Пример 6 (рис. 28, а). Для заданной двухопорной балки определить опорные реакции.

Решение. Рассматриваем равновесие балки AD. К ней приложены заданные активные силы F_1 и F_2 и момент M . Рассматривая тело AD как свободное, отбрасываем связи (шарнирные опоры A и B), заменяя их действие реакциями. Реакция R_A шарнирно-подвижной опоры A направлена по нормали к опорной поверхности. Для шарнирно-неподвижной опоры B показываем составляющие реакции R_x и R_y по осям координат. Расчетная схема изображена на рис. 28, б. Для полученной плоской системы произвольно расположенных сил составляем три уравнения равновесия, выбрав в качестве центра моментов точки A и B (точки пересечения двух неизвестных сил):

$$1) \sum M_A = 0; \quad F_1 \cos 30^\circ \cdot AC + M - R_y \cdot AB + F_2 \cdot AD = 0;$$

$$8 \cdot 0,866 \cdot 1,6 + 10 - R_y \cdot 2 + 5 \cdot 2,5 = 0, \text{ отсюда } R_y = 16,8 \text{ кН};$$

$$2) \sum M_B = 0; \quad R_A \cdot AB - F_1 \cos 30^\circ \cdot CB + M + F_2 \cdot BD = 0;$$

$$R_A \cdot 2 - 8 \cdot 0,866 \cdot 0,4 + 10 + 5 \cdot 0,5 = 0, \text{ отсюда } R_A = -4,86 \text{ кН};$$

$$3) \sum F_x = 0; \quad F_1 \cos 60^\circ - R_x = 0;$$

$$8 \cdot 0,5 - R_x = 0, \text{ отсюда } R_x = 4 \text{ кН}.$$

Составляем проверочное уравнение равновесия:

$$\sum F_y = R_A - F_1 \cos 30^\circ + R_y - F_2 = -4,86 - 8 \cdot 0,866 + 16,8 - 5 = 16,8 - 16,8 = 0,$$

следовательно, реакции определены верно. Реакция R_A получилась отрицательной; значит, ее действительное направление противоположно предварительно выбранному.

Примененная система уравнений равновесия наиболее целесообразна при рассмотрении равновесия любых двухопорных балок.

ЗАДАЧИ ДЛЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ 1 (часть 1)

Внимание: Числовые данные из таблиц 3, 4, 5 и 6 выбираются в зависимости от номера задачи по табл. 1 и четности или нечетности номера варианта. К нечетным относятся варианты 01, 03, ..., 11, 13, ..., 97, 99; к четным — 02, 04, ..., 12, 14, ..., 98, 00.

Задачи 1...10 (рис. 31, табл. 3). Определить силы, нагружающие стержни кронштейна.

Кронштейн удерживает в равновесии грузы F_1 и F_2 или груз F_1 и растянутую пружину, сила упругости которой F_2 . Весом частей конструкции, а также трением на блоке пренебречь.

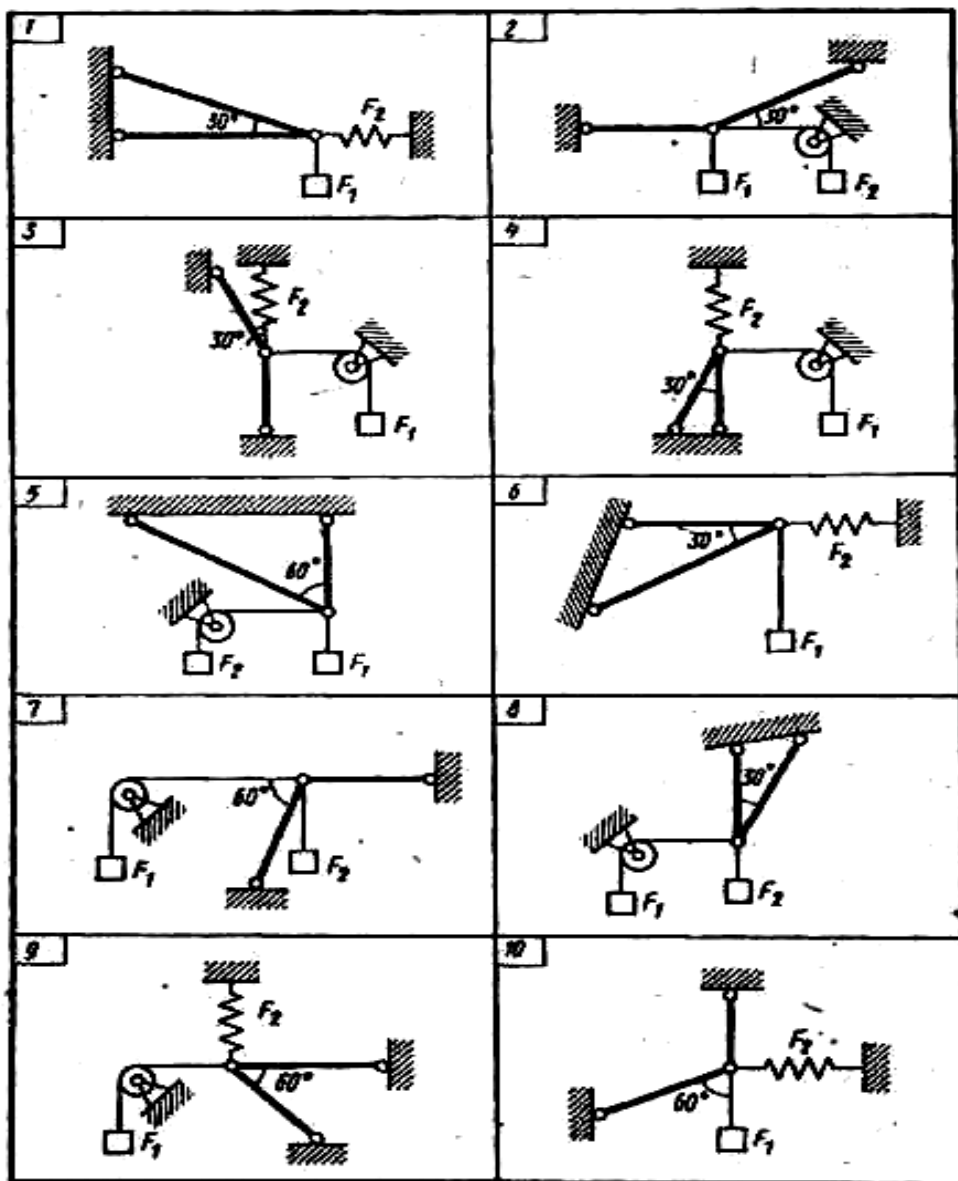


Рис. 31

Таблица 3

№ задачи	Нечетный вариант		Четный вариант		№ задачи	Нечетный вариант		Четный вариант	
	F ₁	F ₂	F ₁	F ₂		F ₁	F ₂	F ₁	F ₂
	кН		кН			кН		кН	
1	15	5	20	6	6	11	5	14	4
2	5	9	4	10	7	3	7	2	8
3	11	7	12	6	8	15	3	18	4
4	13	7	16	8	9	3	9	4	12
5	7	3	10	4	10	3	9	6	16

Задачи 21...30 (рис. 33, табл. 5) Определить реакции шарнирно-подвижной и шарнирно-неподвижной опор балки, нагруженной силой F и парой с моментом M . Весом балки пренебречь.

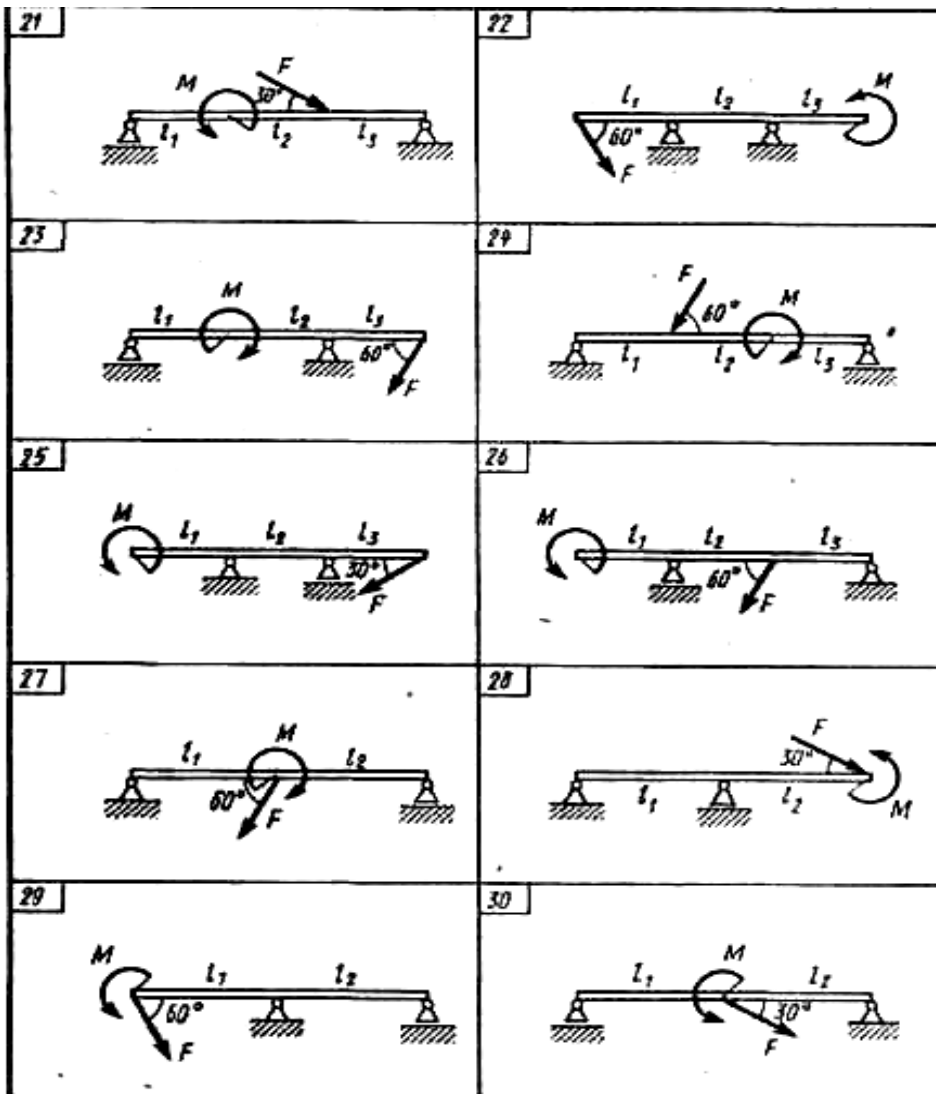


Рис. 33

Таблица 5

№ задачи	Нечетный вариант					Четный вариант				
	F	M	l_1	l_2	l_3	F	M	l_1	l_2	l_3
	кН	кН·м	м			кН	кН·м	м		
21	3	7	0,3	0,5	0,7	8	14	0,8	0,6	0,4
22	5	9	0,5	0,7	0,5	10	8	0,8	0,8	0,4
23	7	11	0,7	0,7	0,5	12	6	0,4	0,4	0,8
24	9	5	0,3	0,3	0,5	6	10	0,6	0,8	0,8
25	11	13	0,5	0,5	0,7	4	12	0,4	0,8	0,6
26	7	11	0,7	0,5	0,9	12	8	0,4	0,4	0,6

27	3	9	0,5	0,7	—	8	6	0,8	0,4	—
28	9	15	0,9	0,3	—	6	12	1,2	0,6	—
29	5	7	0,7	1,1	—	10	8	0,4	1,4	—
30	13	9	0,3	0,9	—	4	6	0,6	0,8	—

Раздел II. Основы сопротивления материалов.

Тема 2.1. Основные положения. Деформируемое тело; упругость и пластичность. Реальный объект и расчетная схема. Основные гипотезы и допущения. Силы внешние и внутренние. Метод сечений. Внутренние силовые факторы. Виды нагружений. Напряжение полное, нормальное и касательное.

Тема 2.2. Растяжение — сжатие. Продольные силы и их эпюры. Гипотеза плоских сечений. Напряжение в поперечных сечениях. Расчетное напряжение. Продольная и поперечная деформации. Закон Гука. Модуль продольной упругости. Коэффициент Пуассона. Перемещение сечений. Понятие о расчете на жесткость. Испытания материалов на растяжение и сжатие; механические характеристики прочности. Предельное напряжение. Коэффициент запаса прочности. Допускаемое напряжение. Условие прочности, три вида расчетов на прочность.

Тема 2.3. Кручение. Чистый сдвиг. Закона Гука при сдвиге. Модуль сдвига. Крутящие моменты и их эпюры. Основные гипотезы. Угловые перемещения сечений. Понятие о расчете на жесткость. Напряжения в поперечных сечениях. Расчетное напряжение. Полярный момент сопротивления круга и кольца. Рациональная форма поперечных сечений. Расчеты на прочность.

Тема 2.4. Изгиб. Основные понятия и определения. Классификация видов изгиба. Поперечные силы и изгибающие моменты. Эпюры изгибающих моментов при нагружении бруса сосредоточенными силами и парами. Основные гипотезы. Кривизна оси бруса. Нормальные напряжения в поперечных сечениях. Расчетное напряжение. Осевые моменты сопротивления простых сечений. Рациональные формы поперечных сечений. Расчеты на прочность.

Тема 2.5. Изгиб и кручение. Внутренние силовые факторы и напряжения в поперечных сечениях. Понятие о сложном напряженном состоянии в точке бруса и о теориях прочности. Эквивалентное напряжение по третьей теории прочности. Расчеты на прочность.

Тема 2.6. Устойчивость сжатых стержней. Понятие об устойчивости. Критическая сила. Условие устойчивости. Формула Эйлера. Понятие о гибкости стержня и формуле Ясинского. Рациональные формы поперечных сечений. Расчеты на устойчивость.

Тема 2.7. Расчет на усталость. Усталостное разрушение. Циклы напряжений, основные характеристики цикла. Кривая усталости, предел выносливости и факторы, влияющие на его величину. Допускаемые напряжения при симметричном цикле; понятие о расчете на усталость.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Основной

1. Мовнин М.С., Израелит А.Б., Рубашкин А.Г. Основы технической механики. СПб. Политехника, 2016 г. <http://www.iprbookshop.ru/58853.html>
2. А.М. Лукьянов, М.А. Лукьянов. Техническая механика. ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2014 г. <https://e.lanbook.com/reader/book/55406>

2. Дополнительные источники:

1. Аркуша А.И. Техническая механика. М.: Высшая школа, 2003.
2. Аркуша А.И., Фролов М.И., Техническая механика. М.: Высшая школа, 1983.
3. Никитин Е.М., Теоретическая механика для техникумов, Наука, 1988.
4. Мовнин М.С., Израелит А.Б., Рубашкин А.Г. Руководство к решению задач по технической механике. М.: Высшая школа, 1977.

Наименование темы	Параграфы по учебнику 1
Основные положения	28-31
Растяжение — сжатие	32-36
Кручение	39-42
Изгиб	43-49
Изгиб и кручение	50-52
Устойчивость сжатых стержней	53-54
Расчёт на усталость	55-57

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ИЗУЧЕНИЮ РАЗДЕЛА «ОСНОВЫ СОПРОТИВЛЕНИЯ МАТЕРИАЛОВ»

Изучение курса сопротивления материалов (науки о прочности, жесткости и устойчивости деформируемых под нагрузкой элементов машин и конструкций) следует начать с повторения раздела «Статика» (равновесие тел, уравнения равновесия, геометрические характеристики сечений). Непременными условиями успешного овладения учебным материалом являются: а) четкое понимание физического смысла рассматриваемых понятий; б) свободное владение методом сечений; в) осознанное применение геометрических характеристик прочности и жесткости поперечных сечений; г) самостоятельное решение достаточно большого числа задач. Принципиальная схема изучения каждого из видов нагружения бруса (старый термин «вид деформации») единообразна: от внешних сил с помощью метода сечений к внутренним силовым факторам, от них к напряжениям, от расчетного напряжения к условию прочности бруса. Для удобства учащихся в начале «Методических указаний к выполнению контрольной работы 2» дан в систематизированном виде сравнительный анализ учебного материала по различным темам сопротивления материалов; к нему следует обращаться по мере изучения курса.

К теме «Основные положения». Следует усвоить, что внутренние силы, возникающие между частицами тела под действием нагрузок, являются таковыми для тела в целом; при применении же метода сечений эти силы для рассматриваемой части тела являются внешними, т. е. к ним применимы методы статики. Действующая в проведенном поперечном сечении система внутренних сил эквивалентна в общем случае одной силе и одному моменту. Разложив их на составляющие, получаем соответственно три силы (по направлениям координатных осей) и три момента (относительно этих осей), которые называют *внутренними силовыми факторами (ВСФ)*. Возникновение тех или иных ВСФ зависит от фактического нагружения бруса. Определяют ВСФ с помощью уравнений равновесия статики. Внутренним нормальным силам соответствуют нормальные напряжения σ , касательным силам — касательные напряжения τ .

К теме «Растяжение — сжатие». Следует обратить особое внимание на гипотезу плоских сечений, которая справедлива и при других видах нагружения бруса. При растяжении или сжатии напряжения распределяются по поперечному сечению равномерно, геометрической характеристикой прочности и жесткости сечения является его площадь, форма сечения значения не имеет, все точки сечения равноопасны. Достаточное внимание следует уделить и вопросу испытания материалов, основным механическим характеристикам прочности материала, предельным и допускаемым напряжениям.

К теме «Кручение». Следует обратить внимание на полную смысловую аналогию законов Гука при сдвиге и при растяжении (сжатии), сравнить значения модулей упругости материала при сдвиге и при продольном деформировании (жесткость любого материала при сдвиге меньше). При кручении напряжения распределяются по поперечному сечению неравномерно (в линейной зависимости от расстояния точки до полюса сечения), опасными являются все точки контура сечения, геометрическими характеристиками прочности и жесткости сечения являются соответственно полярный момент сопротивления и полярный момент инерции, значения которых зависят не только от площади, но и

от формы сечения. Рациональным (т. е. дающим экономию материала) является кольцевое сечение, имеющее по сравнению с круглым сплошным меньшую площадь при равном моменте сопротивления (моменте инерции). Следует также обратить внимание на вычисление вращающего момента на валу по заданным мощности, и угловой скорости вала.

К теме «Изгиб». Здесь следует подчеркнуть, что теория чистого изгиба имеет как внешнюю, так и смысловую аналогию с теорией кручения — аналогичное распределение напряжений по поперечному сечению; наличие опасных точек сечения, аналогичные геометрические характеристики прочности и жесткости сечения, аналогичный подход к оценке рациональности формы сечения. Особое внимание следует уделить построению эпюр изгибающих моментов по характерным точкам.

К теме «Изгиб и кручение». Следует четко осознать необходимость применения в данном случае так называемых теорий прочности и подробно разобрать примеры расчета валов.

К теме «Устойчивость сжатых стержней». Нужно обратить особое внимание на предел применимости формулы Эйлера; следует также четко представлять себе, что при расчетах на устойчивость в отличие от расчетов на прочность предельное напряжение (здесь — критическое напряжение $\sigma_{кр}$) зависит не только от материала бруса, но и от его геометрических размеров, формы сечения, а также от способа закрепления концов.

К теме «Расчет на усталость». Здесь следует обратить внимание на то, что обычно расчеты на усталость проводятся не как проектные (определение размеров сечения детали), а как проверочные. Объясняется это тем, что допускаемое напряжение не может быть установлено заранее достаточно точно, так как зависит не только от материала детали, но и от ряда ее конструктивных особенностей (размеров, качества обработки поверхности, наличия концентраторов напряжений).

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

К теме «Основные положения». 1. Какие деформации (упругие или пластические) недопустимы при нормальной работе конструкции? 2. Укажите, в каком из перечисленных ниже случаев нарушение нормальной работы произошло из-за недостаточной прочности, а в каком — из-за недостаточной жесткости или устойчивости детали: а) нормальная работа зубчатого зацепления колес нарушена из-за слишком большого упругого прогиба валов; б) при подъеме груза оборвался трос; в) при забивании в деревянный твердой породы брусок гвоздь резко искривился. 3. В какой точке сечения принято помещать начало координат при определении внутренних силовых факторов? С какими осями сечения совмещают при этом координатные оси? 4. Какие внутренние силовые факторы возникают в показанных сечениях брусков на рис. 35, а...д? Какому виду нагружения (старый термин «вид деформации») они соответствуют?

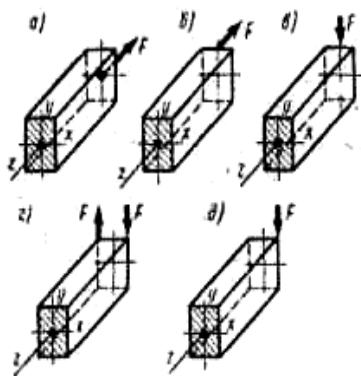


Рис. 35



Рис. 36

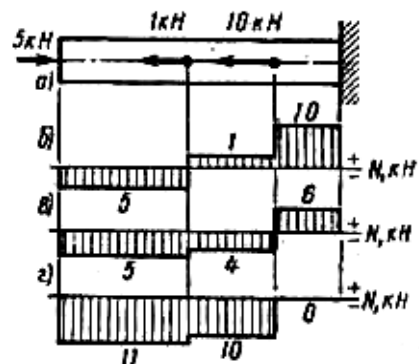


Рис. 37

К теме «Растяжение — сжатие». 1. Как нужно нагрузить прямой брус, чтобы он испытывал только растяжение (сжатие)? 2. Чем отличаются внутренние силовые факторы, возникающие при растяжении и сжатии? 3. Определите продольную силу в каждом из показанных сечений бруса (рис. 36) и постройте эпюру продольных сил. 4. Выберите из приведенных на рис. 37, а...г эпюры продольных сил ту, которая соответствует схеме нагружения бруса. Приведите схемы нагружения бруса, которые будут соответствовать остальным эпюрам продольных сил. 5. Как распределяются напряжения по поперечному сечению бруса при растяжении (сжатии)? 6. Какая геометрическая характеристика сечения характеризует его прочность и жесткость при растяжении (сжатии)? 7. Какая величина в формуле закона Гука характеризует жесткость материала? 8. Зависит ли возникающее при растяжении (сжатии) напряжение: а) от материала бруса; б) от формы поперечного сечения? Зависит ли удлинение бруса от его материала? 9. Во сколько раз изменится удлинение бруса, если при прочих равных условиях: а) увеличить длину бруса в два раза; б) увеличить диаметр бруса в два раза? Как отразятся подобные изменения на прочности бруса? 10. Стальной стержень (модуль продольной упругости $E=2 \cdot 10^5$ Н/мм², коэффициент Пуассона $\nu=0,3$) квадратного сечения 20X20 мм и длиной 0,8 м, заделанный одним концом, нагружен на другом конце растягивающей силой 50 кН. Определите: а) нормальное напряжение в поперечном сечении;

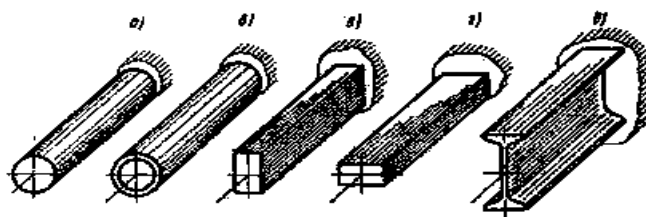


Рис. 38

б) изменение длины и поперечного размера стержня. 11. До какого предельного напряжения, являющегося механической характеристикой пластичного материала, можно нагружать брус, не опасаясь появления пластической деформации? 12. Для какого материала допускаемое напряжение определяют по пределу текучести σ_t , а для какого — по пределу прочности σ_b ? 13. На рис. 38, а...д показаны выполненные из одинакового материала брусья различной формы, но одинаковой площади поперечного сечения. Какой брус окажется прочнее при растяжении (сжатии)? 14. Почему допускаемое напряжение следует выбирать существенно меньшим, чем предел пропорциональности данного материала? 15. Как изменится масса конструкции, если расчет на прочность произвести с меньшим запасом прочности? Как скажется это изменение на надежности работы конструкции? 16. Сколько различных видов расчета можно произвести с помощью условия прочности? 17. При проверке прочности различных элементов конструкции, для материала которых допускаемое напряжение принято 160 Н/мм², фактические расчетные напряжения оказались равными 100, 150, 160, 165 и 175 Н/мм². Какие из перечисленных случаев соответствуют: а) недостаточной прочности;

б) недостаточной экономичности; в) достаточной прочности и экономичности? 18. Для бруса, показанного на рис. 37, а, определить диаметр, считая его по всей длине постоянным. Допускаемое напряжение для материала (сталь Ст3) принять равным 160 Н/мм².

19. Определить допускаемое значение нагрузки F (рис. 39) по условию прочности стержня CD, выполненного из стальной полосы сечением 5X 10 мм. Принять $[\sigma] = 160$ Н/мм², AB = 0,2 и BC = 0,3 м. Определить также удлинение стержня, приняв CD = 0,3 м и модуль продольной упругости материала $E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм².

К теме «Кручение». 1. Какая существует взаимосвязь между модулем сдвига G и модулем продольной упругости E для стали? 2. При каком нагружении (растяжении или кручении) жесткость одного и того же материала больше? 3. Как нужно нагрузить прямой брус, чтобы он испытывал только кручение? 4. Какая разница между крутящим и скручивающим или вращающим моментами? 5. Чему должна быть равна алгебраическая сумма вращающих моментов для равномерно вращающегося вала? 6. Выберите из приведенных на рис. 40, а...г эпюры крутящих моментов ту, которая соответствует схеме

нагружения вала. Приведите схемы нагружения вала, которые будут соответствовать остальным эпюрам крутящих моментов. **7.** Как распределяются напряжения по поперечному сечению при кручении? **8.** Какая геометрическая характеристика сечения характеризует при кручении: а) его прочность; б) его жесткость? **9.** Зависит ли напряжение, возникающее при кручении: а) от материала бруса; б) от формы поперечного сечения (круг или кольцо)? **10.** Зависит ли угол закручивания сечения: а) от материала бруса; б) от формы поперечного сечения? **11.** Во сколько раз изменится угол закручивания бруса, если при прочих равных условиях: а) увеличить длину бруса в два раза; б) увеличить диаметр бруса в два раза? Как отразятся подобные изменения на прочности бруса? **12.** Какие точки поперечного сечения являются опасными при кручении бруса? Для каких точек сечения напряжение вычисляется по формуле $\tau = M_k/W_p$ (рис. 41)? **13.** На рис. 38, а, б показаны выполненные из одинакового материала брусья круглого и кольцевого сечений, причем площадь сечений одинакова. Какой брус окажется прочнее при кручении? **14.** Определите диаметр вала, показанного на рис. 40, а, считая его по всей длине постоянным. Принять $[\tau] = 40 \text{ Н/мм}^2$.

К теме «Изгиб». **1.** Как нужно нагрузить прямой брус, чтобы он испытывал только прямой изгиб? **2.** Чему равна поперечная сила при чистом изгибе? **3.** Определите изгибающий момент в каждом из показанных сечений балки (рис. 42). **4.** Выберите из приведенных на рис. 43, а...г эпюр изгибающих моментов ту, которая соответствует схеме нагружения балки. Приведите схемы нагружения балки, которые будут соответствовать остальным эпюрам изгибающих моментов. **5.** Как распределяются нормальные напряжения по поперечному сечению при изгибе? **6.** Какая геометрическая характеристика сечения характеризует его прочность при изгибе? **7.** Зависит ли возникающее при изгибе нормальное напряжение: а) от материала балки; б) от формы поперечного сечения? **8.** Относительно какой оси повернется поперечное сечение балки и какая ось сечения будет нейтральной, если балка нагружена силой по направлению оси y ? **9.** Какие точки поперечного сечения балки являются опасными? Для каких точек сечения нормальные напряжения вычисляют по формуле $\sigma = M_x/W$ (рис. 44)? **10.** Во сколько раз изменится прочность балки, если при прочих равных условиях: а) увеличить диаметр балки в два раза; б) увеличить в два раза длину консольной балки, нагруженной силой на конце консоли (консольной называется балка с опорой в виде заделки)? **11.** На рис. 38 показаны выполненные из одинакового материала балки различной формы, но одинаковой площади поперечного сечения. Какая балка окажется прочнее при изгибе в вертикальной плоскости? Расположите балки в порядке возрастания их прочности. **12.** Для балки, показанной на рис. 42, подберите ее диаметр, приняв $[\sigma] = 160 \text{ Н/мм}^2$.

К теме «Изгиб и кручение». **1.** На рис. 16 показан равномерно вращающийся в подшипниках вал, на котором жестко закреплены зубчатые колеса 1, 2 и шкив 3. Какие из показанных внешних сил соответствуют нагружению: а) кручения; б) изгиба в вертикальной плоскости; в) изгиба в горизонтальной плоскости?

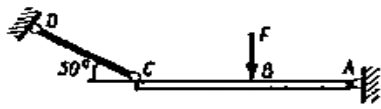


Рис. 29

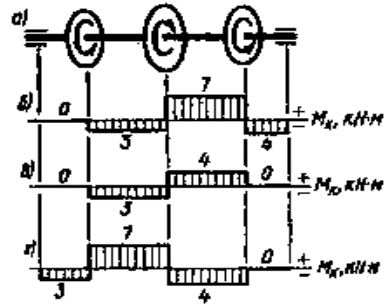


Рис. 40

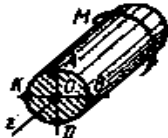


Рис. 41

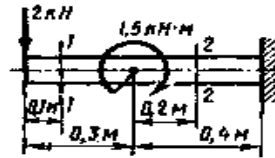


Рис. 42

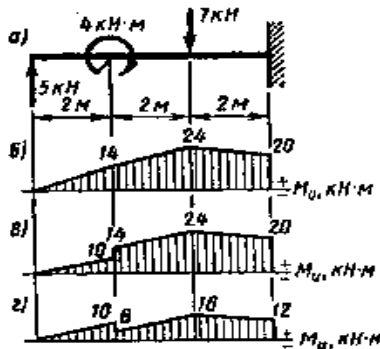


Рис. 43

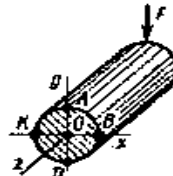


Рис. 44

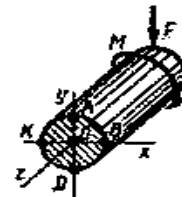


Рис. 45

40



Рис. 46

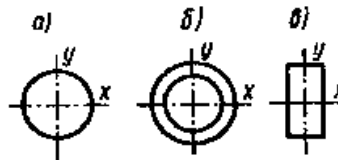


Рис. 47

2. Какие точки поперечного сечения вала, испытывающего кручение и изгиб, являются опасными? Для каких точек сечения эквивалентные напряжения вычисляют по формуле $\sigma_3 = M_y/W$ (рис. 45)? 3. Во сколько раз изменится прочность вала, испытывающего кручение и изгиб, если его диаметр увеличить в два раза? 4. Вычислите эквивалентный момент по теории наибольших касательных напряжений, приняв для опасного сечения вала $M_{из} = 400$ Н·м и $M_{кр} = 300$ Н·м. Определите диаметр вала, приняв $[\sigma] = 100$ Н/мм².

К теме «Устойчивость сжатых стержней». 1. Какую форму приобретает центрально-сжатый стержень, если сжимающая его сила больше критической? 2. Какой из показанных на рис. 46, а...в стержней, выполненных из одинакового материала, одинаковой длины и поперечного сечения, потеряет устойчивость при меньшем значении сжимающей силы?

3. При какой гибкости стержня применима формула Эйлера для подсчета критической силы? 4. Во сколько раз изменится значение критической силы для стержня большой гибкости;

если: а) длину стержня увеличить в два раза; б) диаметр стержня уменьшить в два раза? **5.** На рис. 47, а...в показаны поперечные сечения трех сжатых стержней. Для стержня какого сечения (круг или кольцо) при равной площади сечения и прочих равных условиях критическая сила больше? Вокруг какой оси (х или у) повернется прямоугольное сечение при потере стержнем устойчивости? В какой главной плоскости (хз или уз) изогнется при этом стержень? Какое сечение (круг, кольцо или прямоугольник) менее рационально с точки зрения устойчивости стержня? **6.** Определите критическую силу для стержня (рис. 46, в) длиной 1,5 м, квадратного сечения 20Х20 мм и выполненного из стали Ст3. Модуль продольной упругости материала $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$.

К теме, «Расчет на усталость». **1.** В каких случаях детали машин и механизмов, а также элементы конструкций рассчитывают на усталость? **2.** Какая механическая характеристика материала определяет его сопротивление переменным напряжениям? **3.** Влияют ли конструктивные особенности детали: а) на ее статическую прочность (т. е. прочность при постоянных во времени напряжениях); б) на прочность при переменных во времени напряжениях? **4.** Какой цикл изменения напряжений (симметричный или отнулевой) более опасен с точки зрения потери прочности детали?

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ 1 (часть 2)

Приступая ко второй части контрольной работы 1, в которой выполняются в основном расчеты деталей и конструкций на прочность, прежде всего необходимо повторить из раздела «Статика» методику определения реакций связей стержневых конструкций и балок. Затем, изучив соответствующий учебный материал, следует получить четкое представление о методе сечений для определения внутренних силовых факторов, о видах нагружения бруса, напряжениях, условия прочности и видах расчетов на прочность. В противном случае успешное решение задач контрольной работы невозможно.

Напомним общий для всех видов нагружения бруса порядок выполнения расчета на прочность:

1. С помощью метода сечений по виду и расположению нагрузок, к которым относятся как активные, так и реактивные внешние силы и моменты, устанавливают вид внутренних силовых факторов, возникающих в поперечных сечениях бруса, и делают вывод о виде нагружения бруса.

В тех случаях, когда плоскости действия внешних моментов совпадают с координатными плоскостями, а линии действия внешних сил — с координатными осями, установление вида нагружения бруса не вызывает особых затруднений. Напоминаем, что координатные оси сечения совмещены с его главными центральными осями.

2. С помощью метода сечений определяют значение и знак внутренних силовых факторов во всех сечениях по длине бруса, строят их эпюры и отыскивают опасное сечение бруса.

Внутренний силовой фактор (ВСФ) в произвольном поперечном сечении бруса численно равен алгебраической сумме соответствующих нагрузок (Н), действующих на оставленную для рассмотрения часть бруса: $ВСФ = \sum H$. Установленное в статике для сил и моментов правило знаков при определении ВСФ неприменимо. Для каждого вида ВСФ устанавливается собственное правило знаков, отражающее обычно характер деформирования бруса. Не следует забывать, что при построении эпюры любого ВСФ должно соблюдаться следующее общее правило, вытекающее из метода сечений: ВСФ в сечении, в котором приложена соответствующая сосредоточенная нагрузка, изменяется «скачком» на значение этой нагрузки.

3. По виду ВСФ устанавливают вид напряжения, возникающего в точках опасного поперечного сечения, закон его распределения по сечению и вид геометрической характеристики прочности сечения (ГХП).

Расчетное напряжение (максимальное напряжение в опасной точке опасного сечения бруса) определяют как отношение $ВСФ/ГХП$.

В случае равномерного распределения напряжений по поперечному сечению в качестве ГХП применяется площадь сечения A (форма сечения значения не имеет), в случае неравномерного распределения напряжений — момент сопротивления W (характеризует как

площадь, так и форму сечения).

4. Из условия прочности бруса определяют требуемое значение искомой величины. Условием прочности при расчете по допускаемому напряжению называют неравенство вида $\sigma \leq [\sigma]$ или $\tau \leq [\tau]$, где $[\sigma]$ и $[\tau]$ — допускаемое напряжение, зависящее от механических характеристик материала бруса и принятого коэффициента запаса прочности; σ и τ — расчетное напряжение. Сказанное выше иллюстрирует табл. 8.

При решении задач следует строго соблюдать требования Международной системы единиц (СИ) (подробнее см. «Указания по применению единиц физических величин»). Для механического напряжения и модуля упругости вместо системной единицы Па (паскаль) в настоящем пособии принята внесистемная единица Н/мм². Числовые значения упомянутых величин, выраженные в МПа и Н/мм², совпадают.

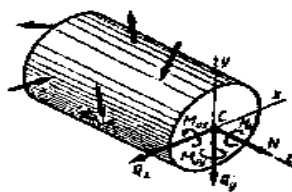
К задачам 41...50. К решению этих задач следует приступать после изучения тем «Основные положения» и «Растяжение — сжатие», уяснения приведенных ниже методических указаний и разбора примеров.

Растяжением (сжатием) называют такой вид нагружения бруса, при котором в его поперечных сечениях возникает только один внутренний силовой фактор — продольная сила N . Продольная сила в произвольном поперечном сечении бруса численно равна алгебраической сумме внешних сил, действующих на оставленную часть: $N = \sum F$ (имеется в виду, что все внешние силы направлены по центральной продольной оси бруса).

Установим следующее правило знаков: внешняя сила, направленная от сечения, считается положительной (т. е. дает положительную растягивающую продольную силу); в противном случае внешняя сила отрицательна (рис. 48).

Поясним изложенное на примере (рис. 49). В сечении 1—1 продольная сила $N_1 = 5$ Н (на этом участке имеет место растяжение бруса);

Таблица 8

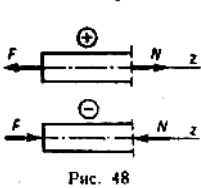


Вид нагружения	Внутренние силовые факторы (ВСФ)	Распределение напряжений по поперечному сечению
Растяжение	$N = \sum_{\text{вст}} F$	
Сжатие		
Кручение	$M_k = \sum_{\text{вст}} M$	
Изгиб	$M_u = \sum_{\text{вст}} M$	

Виды ВСФ:

N — продольная сила; Q — поперечная сила; $M_{из}$ — изгибающий момент;
 $M_{кр}$ — крутящий момент.

Опасная точка сечения	Геометрическая характеристика прочности сечения (ГХП)	Расчетное напряжение, равное ВСФ/ГХП	Условие прочности
Любая точка сечения	Площадь A	$\sigma = N/A$	$\sigma \leq [\sigma]$
Любая точка контура сечения	Полярный момент сопротивления W_p	$\tau = M_{кр}/W_p$	$\tau \leq [\tau]$
Точки контура сечения, максимально удаленные от нейтральной оси	Осевой момент сопротивления W	$\sigma = M_{из}/W$	$\sigma \leq [\sigma]$



в сечении 2—2 продольная сила $N_2 = 5 + 3 = 8$ Н (растяжение); в сечении 3—3 продольная сила $N_3 = 5 + 3 = 15 = -7$ Н (сжатие). Определяя продольную силу, мы отбрасывали правую от сечения часть бруса и оставляли для рассмотрения левую часть, т. е. вели расчет с левого конца бруса. Легко убедиться, что при расчете с правого конца бруса получим те же результаты.

Для реального, 'закрепленного одним концом бруса расчет целесообразно вести со свободного конца (чтобы избежать определения опорной реакции).

Пример 9 (рис. 50, а). Проверить прочность колонны, выполненной из двутавровых профилей заданного размера. Для материала колонны (сталь Ст3) принять допускаемые напряжения при растяжении $[\sigma_p] = 160$ Н/мм² и при сжатии $[\sigma_c] = 120$ Н/мм². В случае перегрузки или значительной недогрузки подобрать новые размеры двутавров, обеспечивающие оптимальную прочность колонны.

Решение. В заданном бруске два участка: 1 и 2. Границами участков являются сечения, в которых приложены внешние силы. Так как силы, нагружающие брус, расположены по его центральной продольной оси, то в поперечных сечениях возникает лишь один внутренний силовой фактор — продольная сила N , т. е. имеет место растяжение (сжатие) бруса.

Для определения продольной силы применяем метод сечений. Проводя мысленно сечение в пределах каждого из участков, будем отбрасывать нижнюю закрепленную часть бруса и оставлять для рассмотрения верхнюю часть. На участке 1 продольная сила постоянна и равна $N_1 = -F_1 = -230$ кН. На участке 2 продольная сила также постоянна и равна $N_2 = -F_1 - F_2 = -230 - 180 = -410$ кН. Знак минус указывает на то, что на обоих участках брус сжат.

Строим эпюру продольных сил N (рис. 50,б). Проводя параллельно оси бруса базовую (нулевую) линию эпюры, откладываем перпендикулярно ей в произвольном масштабе полученные значения N . Эпюра оказалась очерченной прямыми линиями, параллельными базовой.

Выполняем проверку прочности бруса, т. е. определяем расчетное напряжение (для каждого участка в отдельности) и сравниваем его с допускаемым. Для этого используем условие прочности при сжатии $\sigma = N/A \leq [\sigma]$, где площадь A является геометрической характеристикой прочности поперечного сечения. Из таблицы прокатной стали ГОСТ 8239—89* (см. приложения) берем:

$$\text{для двутавра № 20 } A_1 = 26,8 \text{ см}^2 = 26,8 \cdot 10^2 \text{ мм}^2;$$

$$\text{для двутавра № 30 } A_2 = 46,5 \text{ см}^2 = 46,5 \cdot 10^2 \text{ мм}^2.$$

Проверка прочности:

$$\sigma_1 = N_1/A_1 \leq [\sigma_c]; \quad \sigma_1 = 230 \cdot 10^3 / 26,8 \cdot 10^2 = 86 \text{ Н/мм}^2 < 120 \text{ Н/мм}^2;$$

$$\sigma_2 = N_2/A_2 \leq [\sigma_c]; \quad \sigma_2 = 410 \cdot 10^3 / 46,5 \cdot 10^2 = 88,5 \text{ Н/мм}^2 < 120 \text{ Н/мм}^2;$$

где взятые по абсолютной величине продольные силы $N_1 = 230$ кН = $230 \cdot 10^3$ Н и $N_2 = 410$ кН = $410 \cdot 10^3$ Н.

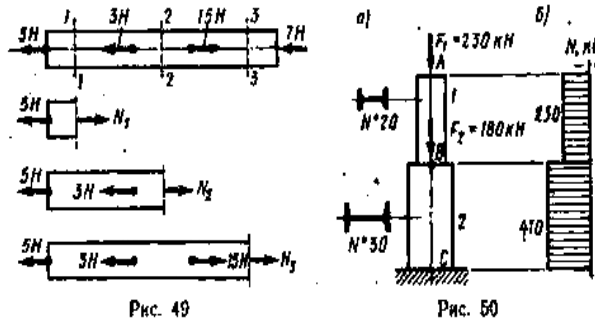
Прочность бруса обеспечена, однако со значительной (более 25 %) недогрузкой, что недопустимо из-за перерасхода материала.

Из условия прочности определим новые, рациональные размеры сечения для каждого из участков бруса:

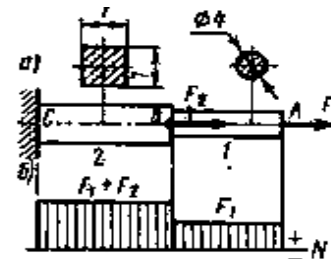
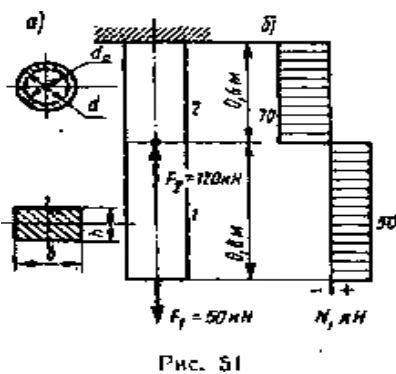
$\sigma_1 = N_1/A_1 \leq [\sigma_c]$; $\sigma_1 = 230 \cdot 10^3 / A_1 \leq 120$,
отсюда требуемая площадь $A_1 = 19,2 \cdot 10^2 \text{ мм}^2 = 19,2 \text{ см}^2$. По таблице ГОСТа выбираем двутавр № 16, для которого $A_1 = 20,2 \text{ см}^2$.

$\sigma_2 = N_2/A_2 \leq [\sigma_c]$; $\sigma_2 = 410 \cdot 10^3 / A_2 \leq 120$,
отсюда требуемая площадь $A_2 = 34,2 \cdot 10^2 \text{ мм}^2 = 34,2 \text{ см}^2$. По таблице ГОСТа выбираем двутавр № 24, для которого $A_2 = 34,8 \text{ см}^2$.

При выбранных размерах двутавров также имеется недогрузка, однако незначительная (менее 5%).



Пример 10 (рис. 51, а, б). Для заданного бруса определить размеры поперечного сечения на обоих участках, а также перемещение свободного конца бруса, задавшись $h/b = 1,5$ и $d_o/d = 0,8$. Для материала бруса (сталь Ст3) принять $[\sigma_p] = 160 \text{ Н/мм}^2$ и $[\sigma_c] = 120 \text{ Н/мм}^2$ и модуль продольной упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$.



Решение. В заданном брусе два участка: 1 и 2.

Применяя метод сечений, определяем на каждом участке продольную силу N (подробнее см. решение предыдущего примера): $N_1 = F_1 = 50 \text{ кН}$; $N_2 = F_1 - F_2 = 50 - 120 = -70 \text{ кН}$.

На первом участке брус растянут, на втором — сжат.

Определяем размеры поперечного сечения бруса для каждого участка в отдельности, для чего используем условие прочности при растяжении (сжатии).

Для участка 1:

$\sigma_1 = N_1/A_1 \leq [\sigma_p]$; $\sigma_1 = 50 \cdot 10^3 / A_1 \leq 160$, отсюда требуемая площадь поперечного сечения $A_1 = 312 \text{ мм}^2$. Учтя для прямоугольника ($h = 1,5b$) $A_1 = bh = b \cdot 1,5b = 1,5b^2$ и приравнявая $1,5b^2 = 312 \text{ мм}^2$, находим $b = 14 \text{ мм}$; тогда $h = 1,5b = 1,5 \cdot 14 = 21 \text{ мм}$.

Для участка 2:

$\sigma_2 = N_2/A_2 \leq [\sigma_c]$; $\sigma_2 = 70 \cdot 10^3 / A_2 \leq 120$, отсюда требуемая площадь поперечного сечения $A_2 = 583 \text{ мм}^2$. Учтя для кольца ($d_o = 0,8d$) $A_2 = \pi d^2/4 - \pi d_o^2/4 = 0,283d^2$ и приравнявая $0,283d^2 = 583 \text{ мм}^2$, находим $d = 46 \text{ мм}$, тогда $d_o = 0,8d = 0,8 \cdot 46 = 37 \text{ мм}$.

Теперь определяем перемещение свободного конца бруса, равное сумме изменений длин

его участков. Учтя, что для обоих участков $E_1 = E_2 = E$ и применяя формулу Гука, получим $\Delta l = \Delta l_1 + \Delta l_2 = N_1 l_1 / A_1 E + N_2 l_2 / A_2 E = 50 \cdot 10^3 \cdot 0,8 \cdot 10^3 / 312 \cdot 2 \cdot 10^5 - 70 \cdot 10^3 \cdot 0,6 \cdot 10^3 / 583 \cdot 2 \cdot 10^5 = 0,64 - 0,36 = 0,28$ мм.

Здесь $l_1 = 0,8$ м = $0,8 \cdot 10^3$ мм и $l_2 = 0,6$ м = $0,6 \cdot 10^3$ мм. Полученный в ответе знак плюс говорит о том, что в целом брус удлинился, т. е. свободный конец бруса переместился в нашем случае вниз.

Пример 11 (рис. 52, а). Для бруса с заданными размерами поперечного сечения определить допускаемые значения нагрузок F_1 и F_2 . Для материала бруса (сталь Ст3) принять допускаемые напряжения при растяжении $[\sigma_p] = 160$ Н/мм² и при сжатии $[\sigma_c] = 120$ Н/мм².

Решение. В заданном бруске два участка: 1 и 2.

Применяя метод сечений, определяем продольную силу N , выражая ее через искомые силы F_1 и F_2 . Проводя в пределах каждого из участков сечение, будем отбрасывать левую закрепленную часть бруса и оставлять для рассмотрения правую часть. На участке 1 продольная сила постоянна и равна $N_1 = F_1$. На участке 2 продольная сила также постоянна и равна $N_2 = F_1 + F_2$. Знак плюс указывает на то, что на обоих участках брус растянут. Строим эпюру продольных сил N (рис. 52,б). Эпюра очерчена прямыми линиями, параллельными базовой.

Из условия прочности при растяжении определяем допускаемые значения нагрузок F_1 и F_2 , предварительно вычислив площади заданных поперечных сечений:

$$A_1 = \pi d^2 / 4 = 3,14 \cdot 4^2 / 4 = 12,56 \text{ мм}^2; \quad A_2 = a^2 = 7^2 = 49 \text{ мм}^2;$$

$$\sigma_1 = N_1 / A_1 \leq [\sigma_p]; \quad \sigma_1 = F_1 / 12,56 \leq 160, \text{ отсюда } F_1 = 2020 \text{ Н} = 2,02 \text{ кН};$$

$$\sigma_2 = N_2 / A_2 \leq [\sigma_p]; \quad \sigma_2 = F_1 + F_2 / 49 \leq 160, \text{ отсюда } F_1 + F_2 = 7840 \text{ Н} = 7,84 \text{ кН} \text{ и } F_2 = 7,84 - F_1 = 5,82 \text{ кН}.$$

Пример 12 (рис. 53, а). Для стержня CD, удерживающего в равновесии жесткую балку AB и выполненного из равнополочного уголка, подобрать размеры сечения и определить удлинение (укорочение) стержня. Для материала стержня (сталь Ст3) принять допускаемые напряжения при растяжении $[\sigma_p] = 160$ Н/мм² и при сжатии $[\sigma_c] = 120$ Н/мм² и модуль продольной упругости $E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм².

Решение. Как известно из статики, шарнирно закрепленный стержень может находиться в равновесии лишь при условии, что нагружающие его по концам силы расположены по продольной оси стержня. Поэтому в поперечных сечениях стержня возникает лишь один внутренний силовой фактор — продольная сила N , т. е. имеет место растяжение (сжатие) стержня.

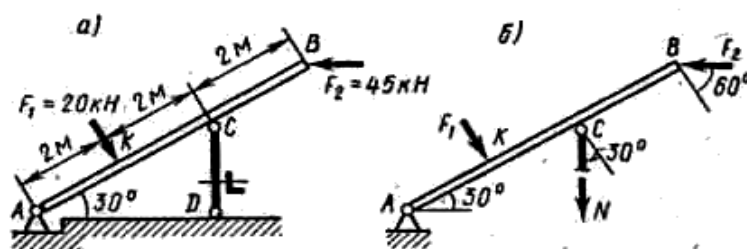


Рис. 53

Для определения продольной силы применяем метод сечений. Проводя сечение, отбрасываем закрепленную часть стержня и к оставленной части прикладываем продольную силу N , предполагая, что стержень растянут (рис. 53,б). Рассматриваем равновесие балки AB. Применяя в качестве уравнения равновесия сумму моментов сил относительно центра опорного шарнира A (чтобы исключить из уравнения не подлежащие определению реакции шарнира), находим продольную силу N :

$$\sum M_A = 0; \quad F_1 \cdot AK + N \cos 30^\circ \cdot AC - F_2 \cos 60^\circ \cdot AB = 0;$$

$$20 \cdot 2 + N \cdot 0,866 \cdot 4 - 45 \cdot 0,5 \cdot 6 = 0, \text{ отсюда } N = 27,3 \text{ кН}.$$

Знак плюс указывает на то, что стержень растянут (более подробно о составлении уравнений равновесия см. Методические указания к выполнению первой контрольной работы — раздел «Статика»).

Из условия прочности стержня при растяжении определяем размеры уголка:

$$\sigma = N / A \leq [\sigma_p]; \quad \sigma = 27,3 \cdot 10^3 / A \leq 160,$$

отсюда требуемая площадь $A=1,71 \cdot 10^2 \text{ мм}^2 = 1,71 \text{ см}^2$. Здесь продольная сила $N = 27,3 \text{ кН} = 27,3 \cdot 10^3 \text{ Н}$.

По таблице прокатной стали ГОСТ 8509—86 (см. приложения) выбираем равнополочный уголок № 2,5, для которого $A = 1,86 \text{ см}^2$. При выбранном размере уголка материал недогружен, однако незначительно (около 8 %).

Определяем удлинение стержня CD, для чего применяем формулу Гука:

$$\Delta l = Nl/AE = 27,3 \cdot 10^3 \cdot 2 \cdot 10^3 / 1,86 \cdot 10^2 \cdot 2 \cdot 10^5 = 1,47 \text{ мм},$$

где длина стержня $l = CD = AC \sin 30^\circ = 4 \cdot 0,5 = 2 \text{ м} = 2 \cdot 10^3 \text{ мм}$ (определена из прямоугольного треугольника ACD).

К задачам 51...60. К решению этих задач следует приступить после изучения темы «Кручение», уяснения приведенных ниже методических указаний и разбора примера.

Кручением называют такой вид нагружения бруса, при котором в его поперечных сечениях возникает только один внутренний силовой фактор — крутящий момент M_k .

Крутящий момент в произвольном поперечном сечении бруса численно равен алгебраической сумме внешних моментов, действующих на оставленную часть $M_k = \sum M$ (имеется в виду, что плоскости действий всех внешних моментов перпендикулярны продольной оси бруса).

Установим следующее правило знаков: внешний момент, направленный по ходу часовой стрелки (при взгляде со стороны проведенного сечения), считается положительным (т.е. дает положительный крутящий момент); в противном случае внешний момент отрицателен (рис. 54).

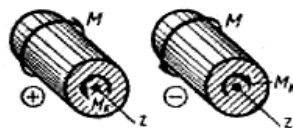


Рис. 54

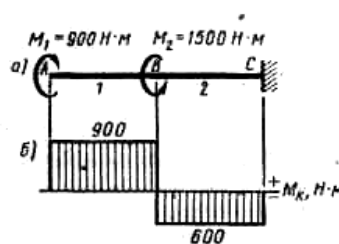


Рис. 55

Пример 13 (рис. 55, а). Для заданного бруса подобрать размеры сечения на каждом из его участков в двух вариантах: а) круг; б) кольцо с заданным отношением $\alpha = d_o/d = 0,8$ внутреннего и наружного диаметров. Сравнить массы брусьев по обоим расчетным вариантам. Для материала бруса (сталь Ст3) принять допустимое напряжение при кручении $[\tau] = 90 \text{ Н/мм}^2$.

Решение. В заданном бруссе два участка: 1 и 2. Границами участков являются сечения, в которых приложены внешние (скручивающие) моменты. Так как моменты, нагружающие брус, действуют в плоскостях, перпендикулярных его продольной оси, то в поперечных сечениях возникает лишь один внутренний силовой фактор — крутящий момент M_k , т. е. имеет место кручение бруса.

При определении крутящего момента применяем метод сечений. Проводя мысленно сечение в пределах каждого из участков, будем отбрасывать правую закрепленную часть бруса и оставлять для рассмотрения, левую часть. На участке 1 крутящий Момент постоянен и равен $M_{k1} = M_1 = 900 \text{ Н} \cdot \text{м}$. На участке 2 крутящий момент также постоянен и равен $M_{k2} = M_1 - M_2 = 900 - 1500 = -600 \text{ Н} \cdot \text{м}$ (знак крутящего момента физического смысла не имеет). Построенная эпюра крутящих моментов M_k показана на рис. 55, б (построение эпюры крутящих моментов принципиально ничем не отличается от построения эпюры продольных сил).

Определим размеры поперечного сечения бруса для каждого участка в отдельности. Для этого используем условие прочности при кручении $\tau = M_k/W_p \leq [\tau]$, где полярный момент сопротивления W_p является геометрической характеристикой прочности поперечного сечения и для круга диаметра d выражается формулой $W_p = \pi d^3/16 \approx 0,2d^3$, а для кольца — формулой $W_p = 0,2d^3(1-\alpha^4)$.

Для участка 1:

$\tau_1 = M_{к1} / W_{р1} \leq [\tau]$; $\tau_1 = 900 \cdot 10^3 / W_{р1} \leq 90$, отсюда требуемый $W_{р1} = 10 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$.

1. Для круглого сечения приравняем $0,2d_1^3 = 10 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$ и находим $d_1 = 36,5 \text{ мм}$. Принимаем $d_1 = 37 \text{ мм}$.

2. Для кольцевого сечения ($\alpha=0,8$) приравняем $0,2 \cdot d_1^3 \cdot (1 - 0,8^4) = 10 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$ и находим $d_1 = 44 \text{ мм}$. Тогда $d_0 = \alpha \cdot d_1 = 0,8 \cdot 44 = 35 \text{ мм}$.

Для участка 2:

$\tau_2 = M_{к2} / W_{р2} \leq [\tau]$; $\tau_2 = 600 \cdot 10^3 / W_{р2} \leq 90$, отсюда требуемый $W_{р2} = 6,67 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$.

1. Для круглого сечения $0,2 d_2^3 = 6,67 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$; $d_2 = 32 \text{ мм}$.

2. Для кольцевого сечения $0,2 d_2^3 (1 - 0,8^4) = 6,67 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$; $d_2 = 38,5 \text{ мм}$, принимаем $d_2 = 39 \text{ мм}$; $d_0 = \alpha \cdot d_2 = 0,8 \cdot 39 = 31 \text{ мм}$.

Здесь взятые по абсолютной величине крутящие моменты $M_{к1} = 900 \text{ Н} \cdot \text{м} = 900 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$ и $M_{к2} = 600 \text{ Н} \cdot \text{м} = 600 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$.

Теперь сравним затраты материала по обоим расчетным вариантам к примеру для участка 1. Отношение масс брусьев одинаковой длины равно отношению площадей их сечений. Площадь круглого сечения $A_{кр} = \pi d_1^2 / 4 = 0,785 \cdot 37^2 = 1075 \text{ мм}^2$. Площадь кольцевого сечения $A_{кол} = 0,785 (d_1^2 - d_0^2) = 0,785 \cdot (44^2 - 35^2) = 558 \text{ мм}^2$. Тогда $A_{кр} / A_{кол} = 1075 / 558 = 1,93$. Следовательно, брус круглого сечения тяжелее кольцевого примерно в 2 раза.

К задачам 61...70. К решению этих задач следует приступать после тщательного изучения темы «Изгиб», уяснения приведенных ниже методических указаний и разбора примеров.

Чистым изгибом называют такой вид нагружения бруса, при котором в его поперечных сечениях возникает только один внутренний силовой фактор — изгибающий момент $M_{и}$. В большинстве случаев одновременно с изгибающим моментом возникает и другой внутренний силовой фактор — поперечная сила Q ; такой изгиб называют *поперечным*.

Изгибающий момент в произвольном поперечном сечении бруса численно равен алгебраической сумме моментов внешних сил, действующих на оставленную часть, относительно центра тяжести сечения: $M_{и} = \Sigma M$. Поперечная сила в произвольном поперечном сечении бруса численно равна алгебраической сумме внешних сил, действующих на оставленную часть: $Q = \Sigma F$. Здесь имеется в виду, что все внешние силы и моменты действуют в главной продольной плоскости бруса, причем силы расположены перпендикулярно продольной оси.

При чистом изгибе в поперечных сечениях возникают нормальные напряжения σ , а при поперечном изгибе, кроме того, и касательные напряжения τ . Однако в подавляющем большинстве случаев влияние τ при расчете на прочность не учитывается, поэтому отпадает необходимость как в определении поперечных сил Q , так и в построении их эпюры.

Установим следующее правило знаков для изгибающего момента: момент внешней силы или пары, изгибающий мысленно закрепленную в сечении оставленную часть бруса выпуклостью вниз, считается положительным (т. е. дает положительный изгибающий момент); в противном случае момент внешней силы или пары отрицателен (рис. 56).

Поясним изложенное на примере (рис. 57). В сечении 1—1 изгибающий момент $M_{и1} = -5 \cdot 1,5 = -7,5 \text{ кН} \cdot \text{м}$; в сечении 2—2 изгибающий момент $M_{и2} = -5(3 + 2 + 2,5) + 25 + 7 \cdot 2,5 = 5 \text{ кН} \cdot \text{м}$. При этом мы отбрасывали правую от сечения часть балки (брус, испытывающий изгиб, называют *балкой*) и оставляли для рассмотрения левую часть, т. е. вели расчет «с левого конца балки». Легко убедиться, что при расчете с правого конца балки получим те же результаты. Для реальной, закрепленной одним концом балки расчет целесообразно вести со свободного конца (чтобы избежать определения опорных реакций); в случае двухопорной балки решение задачи приходится начинать с определения опорных реакций.

Балки выполняют постоянного по длине поперечного сечения, поэтому его размеры подбирают только для опасного сечения — сечения с максимальным по абсолютному значению изгибающим моментом.

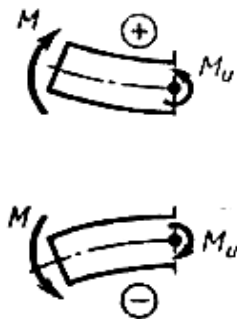


Рис. 56

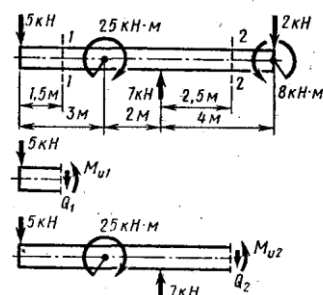


Рис. 57

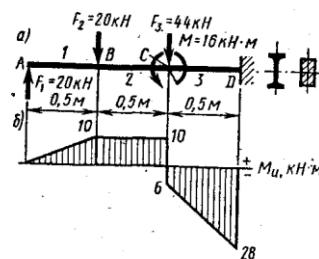


Рис. 58

Пример 14 (рис. 58, а). Для заданной консольной балки подобрать размеры сечения в двух вариантах: а) двутавр; б) прямоугольник с заданным отношением $h/b = 1,5$ высоты и ширины. Сравнить массы балок по обоим расчетным вариантам. Для материала балки (сталь Ст3) принять допускаемое напряжение при изгибе $[\sigma] = 160 \text{ Н/мм}^2$.

Решение. В заданном бруске три участка: 1, 2 и 3. Границами участков являются сечения, в которых приложены внешние силы и моменты. Так как силы и моменты, нагружающие брус, действуют в продольной плоскости, совпадающей с плоскостью симметрии бруса, то в поперечных сечениях возникает два внутренних силовых фактора—изгибающий момент $M_{и}$ и поперечная сила Q , т. е. брус испытывает изгиб.

Для определения изгибающего момента применяем метод сечений. Проводя мысленно сечение в пределах каждого из участков, будем отбрасывать правую закрепленную часть балки и оставлять для рассмотрения левую часть. Эпюру изгибающих моментов строим по характерным точкам, т. е. вычисляем $M_{и}$ в характерных сечениях А, В, С и D. В сечении А изгибающий момент $M_{иА} = 0$, так как относительно точки А внешняя сила F_1 момента не создает (плечо силы равно нулю). В сечении В изгибающий момент $M_{иВ} = F_1 \cdot AB = 20 \cdot 0,5 = 10 \text{ кН} \cdot \text{м}$. В сечении С участка 2 (т. е. в сечении, бесконечно близком к сечению С слева) изгибающий момент $M_{иС2} = F_1 \cdot AC - F_2 \cdot BC = 20 \cdot 1 - 20 \cdot 0,5 = 10 \text{ кН} \cdot \text{м}$. В сечении С участка 3 (т. е. в сечении, бесконечно близком к сечению С справа) изгибающий момент $M_{иС3} = F_1 \cdot AC - F_2 \cdot BC - M = M_{иС2} - M = 10 - 16 = -6 \text{ кН} \cdot \text{м}$ (т. е. в сечении С изгибающий момент изменился «скачком» на значение приложенного здесь внешнего момента M). В сечении D изгибающий момент $M_{иD} = F_1 \cdot AD - F_2 \cdot BD - M - F_3 \cdot CD = 20 \cdot 1,5 - 20 \cdot 1 - 16 - 44 \cdot 0,5 = -28 \text{ кН} \cdot \text{м}$. Нанося полученные характерные точки на график и соединяя их прямыми линиями, получаем эпюру изгибающих моментов $M_{и}$ (рис. 58, б).

Определяем размеры поперечного сечения балки, для чего используем условие прочности при изгибе $\sigma = M_{и}/W_x \leq [\sigma]$, где осевой момент сопротивления W_x является геометрической характеристикой прочности поперечного сечения, а $M_{и}$ — взятый по абсолютному значению максимальный изгибающий момент.

В нашем случае в опасном сечении (сечение D) $M_{и} = 28 \text{ кН} \cdot \text{м} = 28 \cdot 10^3 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}$:

$$\sigma = M_{и}/W_x \leq [\sigma]; \sigma = 28 \cdot 10^3 \cdot 10^3 / W_x \leq 160,$$

отсюда требуемый момент сопротивления $W_x = 175 \cdot 10^3 \text{ мм}^3 = 175 \text{ см}^3$.

Подбираем сечение балки в двух вариантах.

1. Сечение — двутавр. По таблице прокатной стали ГОСТ 8239—89 (см. приложения) выбираем двутавр № 20, для которого $W_x = 184 \text{ см}^3$ и площадь сечения $A = 26,8 \text{ см}^2$.

2. Сечение — прямоугольник с заданным отношением $h/b = 1,5$ высоты и ширины. Для прямоугольника момент сопротивления $W_x = bh^2/6$. В нашем случае $W_x = bh^2/(1,5 \cdot 6) = h^3/9$. Приравняв $h^3/9 = 175 \text{ см}^3$, находим $h = 11,7 \text{ см} = 117 \text{ мм}$ и $b = h/1,5 = 11,7/1,5 = 7,8 \text{ см} = 78 \text{ мм}$. Площадь прямоугольного сечения $A = bh = 7,8 \cdot 11,7 = 91,3 \text{ см}^2$.

Отношение масс балок одинаковой длины равно отношению площадей сечений $A_{пр}/A_{дв} = 91,3/26,8 = 3,4$. Следовательно, балка прямоугольного сечения тяжелее двутавровой в 3,4 раза.

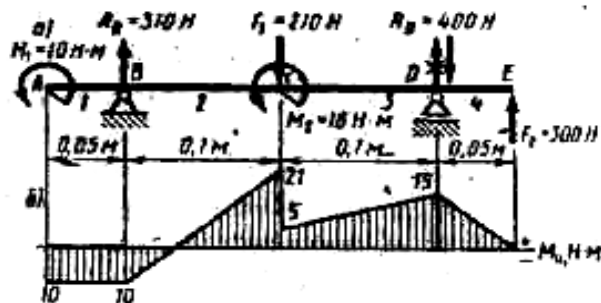


Рис. 59

Пример 15 (рис. 59, а). Подобрать размеры квадратного сечения заданной двухопорной балки. Для материала балки (сталь Ст3) с учетом повышенных требований к ее жесткости принять $[\sigma] = 130 \text{ Н/мм}^2$.

Решение. В заданном бруске четыре участка: 1, 2, 3 и 4. Имеет место изгиб бруса.

В отличие от рассмотренной в предыдущем примере консольной (т. е. одноопорной) балки расчет двухопорной балки следует начать с определения реакций R_B и R_D шарнирных опор (горизонтальная реакция шарнирно-неподвижной опоры В, очевидно, равна нулю). Полагая обе реакции направленными вверх, составляем два уравнения равновесия, выбрав в качестве центра моментов точки В и D (более подробно о составлении уравнений равновесия см. Методические указания к выполнению первой контрольной работы — раздел «Статика»):

$$1) \sum M_B = 0; -M_1 + F_1 \cdot BC - M_2 - R_D \cdot BD - F_2 \cdot BE = 0;$$

$$-10 + 210 \cdot 0,1 - 16 - R_D \cdot 0,2 - 300 \cdot 0,25 = 0, \text{ отсюда } R_D = -400 \text{ Н};$$

$$2) \sum M_D = 0; -M_1 + R_B \cdot BD - F_1 \cdot CD - M_2 - F_2 \cdot DE = 0;$$

$$-10 + R_B \cdot 0,2 - 210 \cdot 0,1 - 16 - 300 \cdot 0,05 = 0, \text{ отсюда } R_B = 310 \text{ Н}.$$

Составляем проверочное уравнение равновесия: $\sum F_y = R_B - F_1 + R_D + F_2 = 310 - 210 + (-400) + 300 = 610 - 610 = 0$; следовательно, реакции опор определены верно. Реакция R_D получилась отрицательной, т. е. направлена не вверх, а вниз (что и показываем на чертеже, перечеркивая предварительно выбранное направление). Найденные значения R_B и R_D проставляем на чертеже.

Для определения изгибающего момента применяем метод сечений. Проводя мысленно сечение в пределах каждого из участков, будем отбрасывать правую часть балки и оставлять для рассмотрения левую часть, т. е. строим эпюру слева направо (с равным успехом можно было принять порядок построения справа налево). Эпюру изгибающих моментов строим по характерным толчкам, т. е. вычисляем $M_{и}$ в характерных сечениях А, В, С, D и E. В сечениях А и В, равно как и в любом другом сечении участка 1, изгибающий момент постоянен и равен $M_{и1} = -M_1 = -10 \text{ Н}\cdot\text{м}$. В сечении С участка 2 (т. е. в сечении, бесконечно близком к сечению С слева) изгибающий момент $M_{иС2} = -M_1 + R_B \cdot BC = -10 + 310 \cdot 0,1 = 21 \text{ Н}\cdot\text{м}$. В сечении С участка 3 (т. е. в сечении, бесконечно близком к сечению С справа) изгибающий момент $M_{иС3} = -M_1 + R_B \cdot BC - M_2 = M_{иС2} - M_2 = 21 - 16 = 5 \text{ Н}\cdot\text{м}$. (т. е. в сечении С изгибающий момент изменился «скачком» на значение приложенного здесь внешнего момента M_2).

Для упрощения расчетов дальнейшие вычисления $M_{и}$ целесообразно проводить справа налево, т. е. отбрасывая левую часть балки и оставляя для рассмотрения правую часть. В сечении D изгибающий момент $M_{иD} = F_2 \cdot DE = 300 \cdot 0,05 = 15 \text{ Н}\cdot\text{м}$. В сечении E изгибающий момент $M_{иE} = 0$, так как относительно точки E внешняя сила F_2 момента не создает (плечо силы равно нулю). Нанося полученные характерные точки на график и соединяя их прямыми линиями, получаем эпюру изгибающих моментов $M_{и}$ (рис. 59,б).

Заметим, что при построении эпюры изгибающих моментов мы не воспользовались одной из опорных реакций — реакцией R_D , так как вычисления $M_{и}$ проводили с двух сторон от сечения D (слева направо и справа налево). Как видим, можно было в начальной стадии вместо трех уравнений равновесия ($\sum M_B = 0$; $\sum M_D = 0$; $\sum F_y = 0$) составить лишь одно $\sum M_D = 0$.

Из условия прочности балки при изгибе определяем размеры ее поперечного сечения. В опасном сечении (сечение С) взятый по абсолютному значению изгибающий момент

$$M_{и} = 21 \text{ Н} \cdot \text{м} = 21 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

$$\sigma = M_{и}/W_x \leq [\sigma]; \sigma = 21 \cdot 10^3 / W_x \leq 130,$$

отсюда требуемый осевой момент сопротивления $W_x = 162 \text{ мм}^3$. Для квадрата момент сопротивления $W_x = a^3/6$. Приравнявая $a^3/6 = 162 \text{ мм}^3$, находим сторону квадрата $a = 9,9 \text{ мм}$. Принимаем $a = 10 \text{ мм}$.

ЗАДАЧИ ДЛЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ (часть 1)

В н и м а н и е: числовые данные из таблиц 9, 10, 11 и 12 выбираются в зависимости от номера задачи по табл. 1 и четности или нечетности номера варианта. К нечетным относятся варианты 01, 03, ..., 11, 13, ..., 97, 99; к четным — 02, 04, ..., 12, 14, ..., 98, 00.

Задачи 41...45 (рис. 61, табл. 9). Для заданного бруса построить эпюру продольных сил и подобрать размеры квадратного сечения на каждом из двух участков. Ответить на вопрос; во сколько раз большую нагрузку на брус можно допустить при увеличении размеров сечения в 2 раза? Во сколько раз возрастут при этом затраты материала? Определить также изменение длины бруса. Для материала бруса (сталь Ст3) принять $[\sigma_{п}] = 160 \text{ Н/мм}^2$, $[\sigma_{с}] = 120 \text{ Н/мм}^2$ и модуль продольной упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$.

Таблица 9

№ задачи	Нечетный вариант					Четный вариант				
	F ₁	F ₂	M	l ₁	l ₂	F ₁	F ₂	M	l ₁	l ₂
	кН		кН·м	м		кН		кН·м	м	
41	3	5	—	0,1	0,3	6	8	—	0,6	0,6
42	13	3	—	0,3	0,5	4	10	—	0,6	0,4
43	11	5	—	0,5	0,7	2	12	—	0,4	0,2
44	9	3	—	0,7	0,7	6	2	—	0,4	0,4
45	5	9	—	0,7	0,9	20	4	—	0,6	0,2
46	13	—	1	0,5	0,5	8	—	22	0,4	0,8
47	15	—	3	0,9	0,9	10	—	18	0,4	0,6
48	7	—	19	0,7	0,3	12	—	2	0,2	0,4
49	9	—	23	0,7	0,5	16	—	4	0,8	0,2
50	15	—	5	0,5	0,5	6	—	16	0,2	0,6

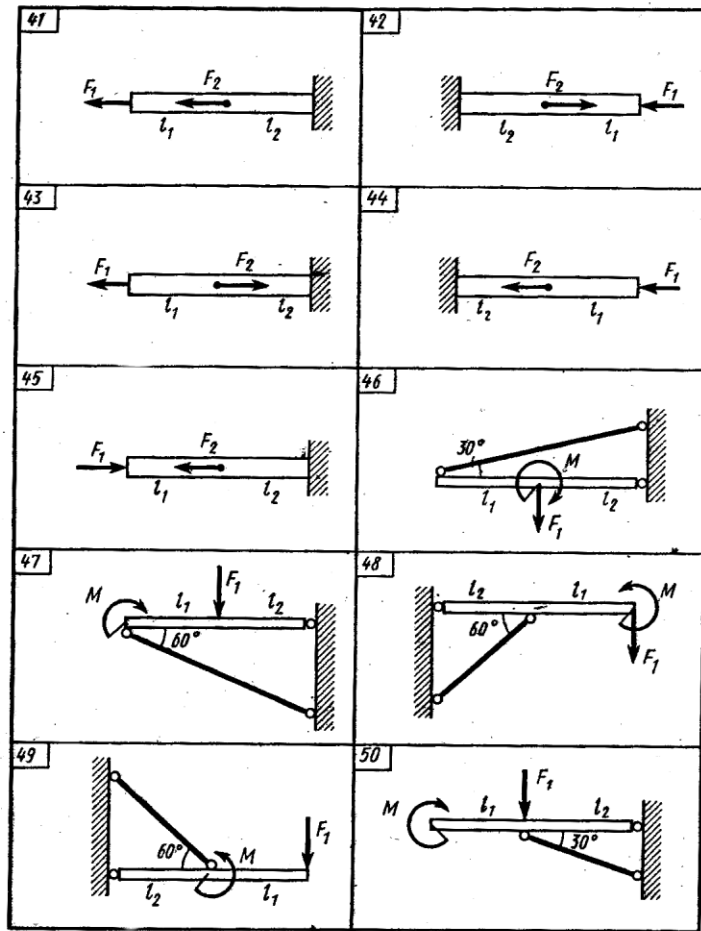


Рис. 61

Задачи 46...50 (рис. 61, табл. 9). Для стержня, удерживающего в равновесии горизонтальную балку, подобрать размер круглого сечения. Ответить на вопрос: во сколько раз большую нагрузку на балку можно допустить при увеличении размера сечения стержня в 2 раза? Во сколько раз возрастут при этом затраты материала? Определить также изменение длины стержня. Для материала стержня (сталь Ст3) принять $[\sigma_p] = 160 \text{ Н/мм}^2$, $[\sigma_c] = 120 \text{ Н/мм}^2$ и модуль продольной упругости $E = 2 \cdot 10^5 \text{ Н/мм}^2$.

Задачи 51...60 (рис. 62, табл. 10). Для заданного бруса построить эпюру крутящих моментов и подобрать размеры сечения в двух вариантах: а) круг; б) кольцо с заданным отношением $d_0/d = 0,8$ внутреннего и наружного диаметров. Сравнить массы брусьев по обоим расчетным вариантам. Указанные расчеты выполнить только для участка с опасным сечением. Ответить на вопрос: во сколько раз большую нагрузку на брус можно допустить при увеличении размера сечения в 2 раза? Во сколько раз возрастут при этом затраты материала? Для материала бруса (сталь Ст3) принять $[\tau] = 100 \text{ Н/мм}^2$.

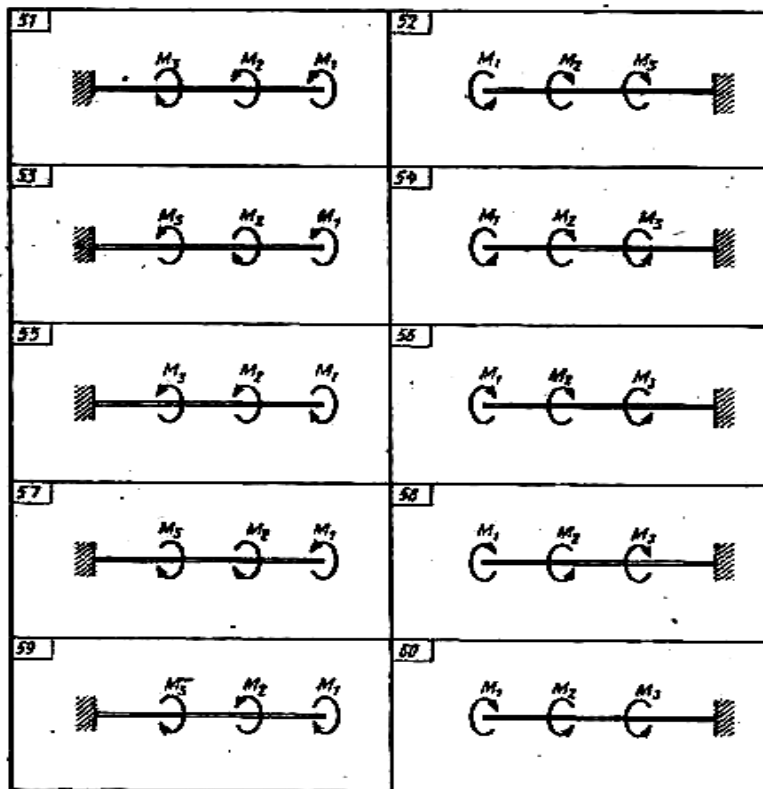


Рис. 62

Таблица 10

№ задачи	Нечетный вариант			Четный вариант		
	M_1	M_2	M_3	M_1	M_2	M_3
	Н·м			Н·м		
51	100	300	900	400	600	800
52	300	700	1100	440	200	860
53	500	300	500	200	460	640
54	250	350	300	400	220	880
55	150	700	350	600	400	600
56	700	500	300	200	240	460
57	900	300	500	480	400	220
58	300	1100	500	200	800	400
59	150	300	750	800	440	260
60	1300	350	150	400	200	600

Задачи 61...70 (рис. 63, табл. 11). Для заданной балки построить эпюру изгибающих моментов и подобрать размеры сечения в двух вариантах: а) двутавр; б) прямоугольник с заданным отношением h/b высоты и ширины. Сравнить массы балок по обоим расчетным вариантам. Ответить на вопрос: во сколько раз большую, нагрузку на балку можно допустить при увеличении размеров прямоугольного сечения в 2 раза? Во сколько раз возрастут при этом затраты материала? Для материала балки (сталь Ст3) принять $[\sigma] = 160 \text{ Н/мм}^2$.

№ задачи	Нечетный вариант						Четный вариант					
	F	M	l_1	l_2	l_3	h/b	F	M	l_1	l_2	l_3	h/b
	кН	кН·м	м				кН	кН·м	м			
61	13	9	0,3	0,5	0,7	3	32	24	0,8	0,6	0,4	2
62	25	55	0,3	0,7	0,5	3	30	40	0,8	0,4	0,6	2
63	15	11	0,7	0,5	0,3	3	20	30	0,4	0,8	0,6	2
64	19	5	0,7	0,3	0,5	3	30	20	0,4	0,6	0,8	2
65	25	19	0,5	0,7	0,9	3	10	30	0,4	0,8	0,6	2
66	39	23	0,5	0,9	0,7	3	90	40	0,4	0,6	0,8	2
67	21	13	0,9	0,5	0,7	3	10	40	0,2	0,6	0,8	2
68	11	15	0,9	0,7	0,5	3	24	4	0,2	0,8	0,6	2
69	13	7	0,3	0,9	0,5	3	36	12	0,8	0,2	0,4	2
70	31	5	0,7	0,3	0,9	3	20	12	0,6	0,8	0,2	2

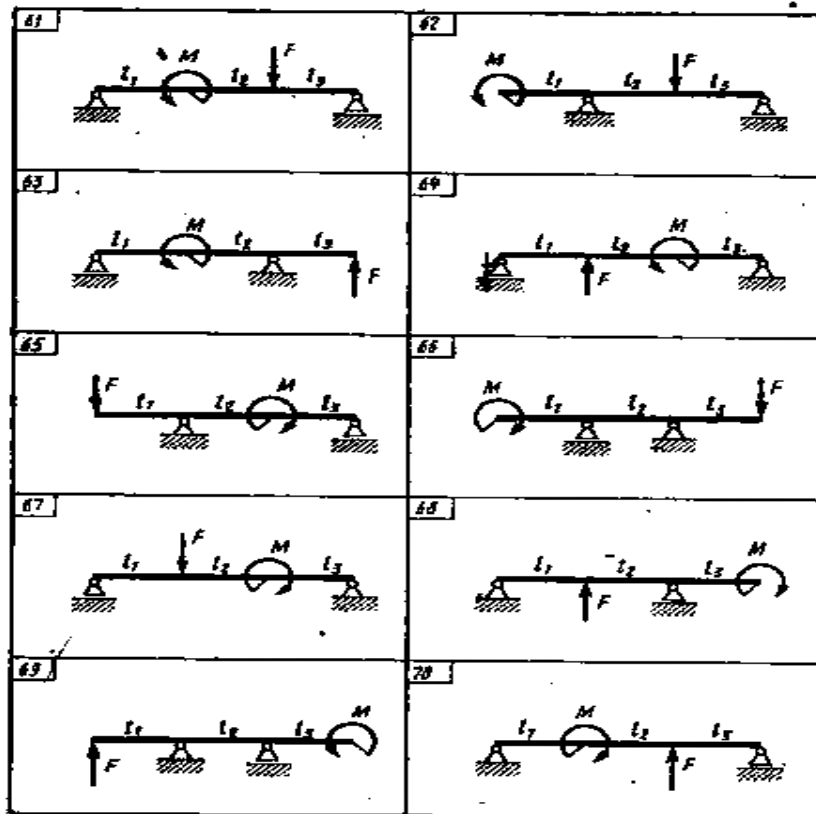


Рис. 63

ЗАДАНИЕ ВТОРОЕ

ПРОГРАММА

Раздел III. Элементы кинематики и динамики

Тема 3.1. Кинематика. Основные понятия: пространство и время, механическое движение; параметры движения и способы его задания; классификация видов движений точки и тела. Уравнение движения, скорость и ускорение точки при естественном способе задания движения. Виды движения точки в зависимости от ускорения. Понятие о равнопеременном движении.

Поступательное движение твердого тела и его свойства. Вращательное движение твердого тела вокруг неподвижной оси. Уравнение движения, угловая скорость и ускорение тела. Частота вращения. Траектории движения, скорость и ускорения точек вращающегося тела. Понятие о передачах, передаточное отношение.

Тема 3.2. Динамика. Аксиомы динамики. Сила инерции, метод кинетостатики. Работа постоянной силы при поступательном и вращательном движении тела. Мощность при поступательном и вращательном движении тела. Силы движущие и сопротивления. Трение скольжения, самоторможение; трение качения. Механический КПД. Понятие об импульсе постоянной силы, количестве движения и кинетической энергии точки; теоремы динамики точки. Кинетическая энергия тела. Момент инерции тела. Основное уравнение динамики для вращающегося тела.

Раздел IV. Детали механизмов и машин

Тема 4.1. Основные понятия и определения. Машина, классификация машин. Звено, кинематическая пара, кинематическая цепь, механизм и их классификация. Основные критерии работоспособности машин и их деталей. Основные требования к машинам и их деталям. Краткие сведения о стандартизации и взаимозаменяемости.

Тема 4.2. Соединения деталей. Неразъемные соединения, классификация, сравнительная оценка. Заклепочные соединения; классификация, материалы, расчет на прочность. Сварные соединения; классификация, расчет на прочность швов стыковых и нахлесточных соединений.

Разъемные соединения, классификация. Резьбовые соединения; классификация резьб. Крепежные детали, материалы, способы стопорения. Простейшие случаи расчета на прочность. Штифтовые соединения; расчет цилиндрических штифтов на срез. Шпоночные и шлицевые соединения, классификация, сравнительная оценка. Понятие о выборе призматических шпонок по ГОСТу и их расчет на смятие.

Тема 4.3. Механизмы поступательного, колебательного и прерывистого движений. Шарнирный четырехзвенник. Кривошипно-ползунные и кривошипно-кулисные механизмы. Кулачковые механизмы. Мальтийские механизмы. Храповые механизмы. Их устройство, принцип работы и область применения.

Тема 4.4. Винтовые механизмы. Устройство, принцип работы, область применения; классификация, материалы. Кинематические и силовые соотношения. Понятие о расчете грузовых винтов и гаек.

Тема 4.5. Механизмы передачи вращательного движения. Назначение механических передач. Основные кинематические и силовые отношения для одно- и многоступенчатых передач; классификация.

Фрикционные передачи; устройство, принцип работы, область применения, классификация. Кинематический и геометрический расчеты цилиндрической и конической передач. Определение требуемой силы прижатия. Понятие о вариаторах.

Зубчатые передачи; устройство, принцип работы, область применения, классификация, сравнительная оценка. Основные параметры эвольвентного зацепления.

Прямозубые цилиндрические передачи. Кинематический и геометрический расчеты. Виды разрушения зубьев. Материалы зубчатых колес. Краткие сведения о расчете на усталость.

Косозубые цилиндрические передачи; особенности геометрического расчета.

Конические зубчатые передачи; кинематический и геометрический расчеты прямозубой передачи.

Червячные передачи; устройство, принцип работы, область применения, классификация, сравнительная оценка, КПД передачи. Материалы. Кинематический и геометрический расчеты.

Ременные передачи: устройство, принцип работы, область применения, классификация, сравнительная оценка. Материалы. Кинематический и геометрический расчеты. Силы в ветвях ремня. Упругое скольжение. Расчет по тяговой способности.

Цепная передача; устройство, принцип работы, область применения, классификация, сравнительная оценка. Кинематический расчет. Понятие о расчете приводных цепей на износостойкость.

Тема 4.6. Направляющие вращательного движения. Валы и оси; назначение, конструкции, материалы. Опоры скольжения и качения, сравнительная оценка. Цилиндрические опоры скольжения; конструкции, материалы. Опоры качения; устройство, классификация; понятие о расчете на долговечность.

Тема 4.7. Муфты. Назначение, классификация. Устройство жёстких, компенсирующих, упругих и фрикционных муфт.

СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

Основной

1. Мовнин М.С., Израелит А.Б., Рубашкин А.Г. Основы технической механики. СПб. Политехника, 2016 г. <http://www.iprbookshop.ru/58853.html>
2. А.М. Лукьянов, М.А. Лукьянов. Техническая механика. ФГБОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2014 г. <https://e.lanbook.com/reader/book/55406>
2. Дополнительные источники:
 1. Аркуша А.И. Техническая механика. М.: Высшая школа, 2003.
 2. Аркуша А.И., Фролов М.И., Техническая механика. М.: Высшая школа, 1983.
 3. Никитин Е.М., Теоретическая механика для техникумов, Наука, 1988.
 4. Мовнин М.С., Израелит А.Б., Рубашкин А.Г. Руководство к решению задач по технической механике. М.: Высшая школа, 1977.
 5. ГОСТ 2.703—68. ЕСКД. Правила выполнения кинематических схем.
 6. ГОСТ 2.770—68. ЕСКД. Обозначения условные графические в схемах. Элементы кинематики.

Таблица 13

Наименование темы	Параграфы по учебнику 1
Кинематика	58-67
Динамика	68-81
Детали машин. Основные понятия и определения	82-85
Соединения деталей	86-89
Механизмы поступательного, колебательного и прерывистого движений	116-119
Винтовые механизмы	90-91
Механизмы передачи вращательного движения	92-93
Фрикционные передачи	94-96
Зубчатые передачи	97-106
Червячные передачи	107-108
Ременные передачи	109-113
Цепные передачи	114-115
Направляющие вращательного движения. Подшипники.	120-124
Муфты	126-128

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ИЗУЧЕНИЮ РАЗДЕЛА «ЭЛЕМЕНТЫ КИНЕМАТИКИ И ДИНАМИКИ»

К теме «Кинематика». Изучив кинематику точки, обратите внимание на то, что криволинейное движение точки, как неравномерное, так и равномерное, всегда характеризуется наличием нормального (центростремительного) ускорения. При поступательном движении тела (характеризуемом движением любой его точки) применимы все формулы кинематики точки. Формулы для определения угловых величин тела, вращающегося вокруг неподвижной оси, имеют полную смысловую аналогию с формулами для определения соответствующих линейных величин поступательно движущегося тела (табл. 14).

К теме «Динамика». Следует глубоко проникнуть в физический смысл аксиом динамики, воспользовавшись помимо основной и дополнительной литературой. Необходимо научиться использовать основанный на принципе Даламбера метод кинетостатики, позволяющий применять уравнения равновесия статики для движущегося с ускорением тела. Следует помнить при этом, что сила инерции прилагается к ускоряемому телу условно, так как в действительности на него не действует. Особое внимание следует уделить вопросу трения скольжения и понятию самоторможения, имеющим важнейшее значение в технике. Формулы для определения работы, мощности и кинетической энергии тела, а также основной закон динамики для случаев поступательного и вращательного движений тела имеют полную смысловую аналогию (табл. 14).

Таблица 14

Основные параметры		Поступательное движение	Вращательное движение
Кинематика	Расстояние	$s = f(t)$	$\varphi = f(t)$
	Скорость	$V = s'$	$\omega = \varphi'$
	Ускорение	$a_t = v'$	$\varepsilon = \omega'$
Динамика	Силовое воздействие	Сила F	Момент M
	Мера инертности тела	Масса m	Динамический момент инерции J
	Основной закон динамики	$F = ma$	$M = J\varepsilon$
	Работа	$W = Fs$	$W = M\varphi$
	Мощность	$P = Fv$	$P = M\omega$
	Кинетическая энергия	$E_k = mv^2/2$	$E_k = J\omega^2/2$

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ИЗУЧЕНИЮ РАЗДЕЛА «ДЕТАЛИ МЕХАНИЗМОВ И МАШИН»

Данный раздел курса технической механики — завершающий, требует от учащихся достаточно свободного владения как методами теоретической механики и сопротивления материалов, так и знаниями и навыками, полученными при изучении черчения, а также сведениями из курса материаловедения (технологии металлов). При изучении деталей механизмов и машин важнейшую роль играют рисунки и чертежи, приводимые в учебной литературе; их следует изучать весьма внимательно. Изучение механизмов и их деталей следует вести в единой последовательности: 1) назначение, устройство, принцип работы; 2) оценка достоинств и недостатков, область применения; 3) краткие сведения о материалах; 4) основные расчетные параметры, геометрические и кинематические соотношения; 5) расчет на прочность, износостойкость и др. (если таковой предусмотрен учебной программой).

К теме «Основные понятия и определения». В дополнение к материалу учебника [1]

следует, ознакомившись с ГОСТ 2.770-68, научиться самостоятельно выполнять кинематические схемы простейших механизмов.

К теме «Соединения деталей». Методика прочностного расчета соединений на срез и смятие базируется на понятиях, полученных в курсе сопротивления материалов; следует иметь в виду, что эти расчеты носят условный характер и выводы сопротивления материалов могут быть применимы лишь при введении некоторых допущений. Основное внимание нужно уделить практической стороне вопроса и среди прочего правильному выражению площади среза и площади смятия для различных случаев взаимодействия деталей конструкций. Достаточно подробно следует изучить конструктивные особенности различных видов соединений, а также ясно представлять себе область их применения.

К теме «Механизмы поступательного, колебательного и прерывистого движения». Следует достаточно подробно изучить приведенные в учебной литературе конструкции этих механизмов, а также привести примеры их применения в той отрасли промышленности, в которой работает сам учащийся.

К теме «Винтовые механизмы». Достаточно подробно ознакомившись с конструкциями этих механизмов, следует получить общее понятие о расчете применяемых в них винтов и гаек. При изучении резьбовых соединений (тема «Соединения деталей») и винтовых механизмов необходимо повторить учебный материал, относящийся к трению скольжения (коэффициент и угол трения, самоторможение).

К теме «Механизмы передачи вращательного движения». Начав изучение темы с повторения связанного с вращательным движением учебного материала тем «Кинематика» и «Динамика», следует получить затем твердые навыки определения передаточных отношений, угловых скоростей, мощностей и вращающих моментов на валах передач. При изучении геометрических расчетов по определению основных размеров звеньев необходимо, обратив внимание на аналогичность этих расчетов, добиться свободного владения ими для любого вида передачи. По окончании изучения темы целесообразно составить для себя свободную таблицу сравнительных характеристик отдельных видов передач: область применения, диапазон передаваемых мощностей и передаточных отношений, достоинства и недостатки, основные расчетные параметры.

К теме «Направляющие вращательного движения». Усвоив различие между осью и валом и рассмотрев их конструктивные особенности, необходимо подробнее остановиться на опорах скольжения и качения, их устройстве и практических вопросах эксплуатации подшипниковых узлов. Классификация и конструктивные разновидности подшипников качения должны быть усвоены достаточно прочно.

К теме «Муфты». Подробно изучив приведенные в учебной литературе конструкции муфт и четко представив себе область применения каждой из них, необходимо привести примеры применения муфт в той отрасли промышленности, в которой работает сам учащийся.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

К теме «Кинематика». **1.** Точка М движется из А в Е по траектории, показанной на рис. 65. Укажите: а) на каких участках движения отсутствует нормальное ускорение; б) направления скорости и ускорений для показанных положений точки М при ускоренном движении. **2.** На какую характеристику (s , v , a_t или a_n) движения точки М₁ (рис. 65) повлияет увеличение кривизны траектории на участке АВ и как повлияет? **3.** Определите характер прямолинейного движения точки по заданному закону движения: а) $s = 5t$; б) $s = 5t^2$ в) $s = 5t^3$. **4.** По данным предыдущего вопроса вычислите все кинематические характеристики движения точки для момента времени $t = 2$ с, приняв s в метрах. **5.** Расскажите, как двигалась точка, график скорости которой дан на рис. 66. **6.** Могут ли быть при поступательном движении тела траектории его точек не прямыми линиями? **7.** Для поступательно движущегося тела (рис. 67) указаны векторы скорости и ускорения точки А.

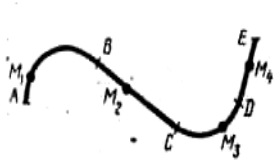


Рис. 65

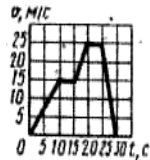


Рис. 66



Рис. 67

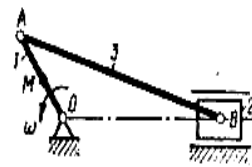


Рис. 68

Укажите их для точек В и D. **8.** На рис. 68 изображен кривошипно-ползунный механизм. Охарактеризуйте движение его звеньев 1, 2 и 3. **9.** Определите характер вращательного движения тела вокруг неподвижной оси для случаев: а) $\varepsilon = -4 \text{ рад/с}^2$; б) $\omega = 20 \text{ рад/с} = \text{const}$; в) $\omega = 10t \text{ рад/с}$; г) $\varepsilon = 0$. **10.** Для звена ОА кривошипно-ползунного механизма (рис. 68), вращающегося с постоянной угловой скоростью $\omega = 3 \text{ рад/с}$, определите: а) касательное ускорение точек А и М; б) скорость точки А, если $OA = 0,1 \text{ м}$; в) скорость точки М, если $OM = AM$; г) нормальные ускорения точек А и М. **11.** Равна ли скорость перемещения груза скоростям точек на ободе вращающегося барабана лебедки (рис. 69)? **12.** В период разгона барабан лебедки диаметром $0,2 \text{ м}$ (рис. 69) вращался по закону $\varphi = 10t^2$, где φ — в радианах, t — в секундах. Какую скорость получит груз в конце разгона, длившегося 2 с ? Как повлияет на скорость груза увеличение диаметра барабана при неизменной угловой скорости? **13.** Какое ускорение (касательное или нормальное) характерно для точек вращающегося тела?

К теме «Динамика». **1.** Какое свойство тела характеризует его масса? **2.** К двум материальным точкам массы 2 и 8 кг приложены одинаковые силы. Сравните между собой значения ускорений этих точек. **3.** Определите числовое значение и направление ускорения точки А массой 2 кг под действием приложенной к ней системы сил (рис. 70), если $F_1 = F_4 = 5 \text{ Н}$, $F_2 = F_5 = 10 \text{ Н}$, $F_3 = 20 \text{ Н}$ и $F_6 = 8 \text{ Н}$. **4.** Возникает ли сила инерции при равномерном и прямолинейном движении тела? При равномерном вращении тела вокруг неподвижной оси (для отдельных точек тела)? **5.** К чему приложена сила инерции в период разгона груза — к грузу или к тросу (рис. 69)? **6.** Определите силу натяжения троса барабанной лебедки (рис. 69), перемещающего вверх груз массой 800 кг , для трех случаев движения: а) равномерного, б) с ускорением 2 м/с^2 ; в) с замедлением 2 м/с^2 . При расчетах принять $g \approx 10 \text{ м/с}^2$. **7.** Определите силу давления человека на пол кабины лифта в случае движения кабины вниз с ускорением 2 м/с^2 . Сила тяжести человека 700 Н . При расчете принять $g \approx 10 \text{ м/с}^2$. **8.** Можно ли при вычислении работы при прямолинейном перемещении вместо угла между



Рис. 69



Рис. 70



Рис. 71

направлениями силы и перемещения принять угол между направлениями силы и скорости? **9.** При каком направлении перемещения груза (вверх или вниз) работа его силы тяжести будет отрицательной (рис. 69)? **10.** Какую работу совершит сила, приложенная к тяговому тросу лебедки (рис. 71), если тело силой тяжести 1000 Н равномерно переместилось на 10 м вверх по наклонной плоскости (трением пренебречь)? **11.** Какую мощность нужно развить на тяговом тросе (по данным предыдущего вопроса), если время перемещения груза равно $2,5 \text{ с}$? Определите также требуемую мощность электродвигателя лебедки, если КПД лебедки равен $0,8$. **12.** Вычислите вращающий момент на валу электродвигателя по заданным мощности 6 кВт и угловой скорости вала 150 рад/с . **13.** Коэффициент трения между телом и наклонной плоскостью $f = 0,105$. При каком угле наклона плоскости происходит самоторможение? **14.** Определите силу, требуемую для перемещения тела массой 10 кг по горизонтальной

плоскости (коэффициент трения $f=0,2$) с ускорением $1,5 \text{ м/с}^2$. При расчете принять $g \approx 10 \text{ м/с}^2$. **15.** По данным предыдущего вопроса определите мощность на тяговом тросе в тот момент разгона, когда скорость груза достигла 2 м/с . **16.** Как называется произведение массы точки на ее скорость? **17.** Определите значение силы, под действием которой точка массой 20 кг за промежуток времени 2 с увеличила свою скорость с 2 до 5 м/с . **18.** Определите, за какой промежуток времени после начала торможения остановится автомобиль, движущийся прямолинейно со скоростью 72 км/ч , если коэффициент трения заторможенных колес о дорогу равен $0,25$. При расчете принять $g \approx 10 \text{ м/с}^2$. **19.** Во сколько раз изменится кинетическая энергия прямолинейно движущегося автомобиля, если его скорость возрастет в два раза? **20.** Чему равна работа силы, приложенной к прямолинейно движущемуся телу массой 5 кг , если скорость тела увеличилась с 10 до 20 м/с ? Определите также значение этой силы, если перемещение тела составило 15 м , а направление силы совпало с направлением перемещения.

К теме «Основные понятия и определения». **1.** Как (подвижно или неподвижно) связаны между собой звенья кинематической пары? **2.** Часть вала соприкасается с втулкой подшипника скольжения по цилиндрической поверхности; шарик подшипника качения соприкасается с кольцами в точке; в зубчатой передаче контакт зубьев осуществляется по линии. Укажите, какие из перечисленных кинематических пар высшие, а какие — низшие. **3.** В каких кинематических парах (высших или низших) при прочих равных условиях больше давление, а значит, и износ? **4.** Начертите условное изображение элементов кинематических схем согласно ГОСТ 2.770—68: ползун в неподвижных направляющих; вал в радиальном и в радиально-упорном подшипнике качения или скольжения (без уточнения типа); соединение детали с валом свободное при вращении и глухое; соединение двух валов эластичное; кривошипно-кулисный механизм с вращающейся кулисой; храповой зубчатый механизм односторонний с наружным зацеплением; мальтийский механизм с наружным зацеплением; фрикционная передача с цилиндрическими роликами; передача клиновидным ремнем; передача цепью; передача зубчатая цилиндрическая; то же, коническая; то же, червячная с цилиндрическим червяком; то же, реечная (общее обозначение); неразъемная гайка на винте, передающем движение; пружины цилиндрические сжатия и растяжения.

К теме «Соединения деталей». **1.** На каких допущениях основан расчет на прочность при срезе? **2.** Пробойником вырубает в листе толщиной s отверстие прямоугольной формы шириной b и высотой h . Как в этом случае выразить площадь среза? **3.** Как выражается расчетная площадь смятия для контакта деталей по полуцилиндрической поверхности? **4.** Считая, что допускаемое напряжение при растяжении равно 100 Н/мм^2 , укажите приблизительные значения допускаемых напряжений при срезе и смятии. **5.** В чем преимущество сварных соединений перед заклепочными? **6.** В каких случаях заклепочные соединения в настоящее время незаменимы? **7.** Какое соединение деталей условно показано на рис. 72, а? **8.** По каким условиям прочности рассчитывают заклепочные соединения? **9.** По какому условию прочности (при растяжении или при срезе) рассчитывают сварные швы: а) стыковые; б) угловые? **10.** Какие профили резьбы применяют для резьбовых крепежных изделий? **11.** Какое направление винтовой линии показано на рис. 72, б? **12.** Сколько заходов имеет резьба винта, показанного на рис. 72, в? **13.** Какая резьба более надежна в отношении самоторможения: а) с крупным или мелким шагом; б) однозаходная или двухзаходная (при равном ходе резьбы)? **14.** Для каких целей применяют фундаментные болты? **15.** Назовите виды гаечных замков. **16.** Во сколько раз увеличится прочность стержня болта при увеличении его диаметра вдвое (при прочих равных условиях)? **17.** Каково назначение шпоночных и шлицевых соединений? **18.** Какую шпонку (клиновую или призматическую) можно применить при большой угловой скорости вала? **19.** Какие грани являются рабочими у клиновой шпонки, а какие — у призматической? Сделайте эскиз соединения.

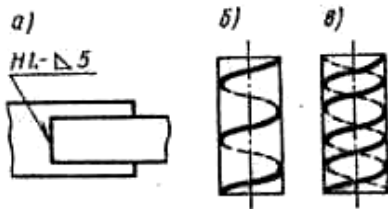


Рис. 72

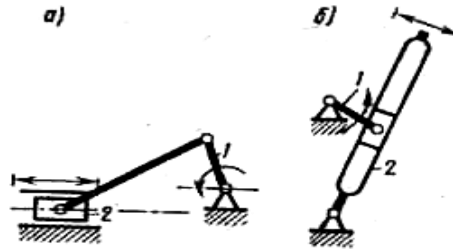


Рис. 73

20. Какие напряжения возникают на боковых гранях призматической шпонки при передаче окружной силы с вала на шпонку и затем на ступицу детали? **21.** Как определяют размеры поперечного сечения призматической шпонки? **22.** Какой вид соединения (шпоночное или шлицевое) следует применить для полого тонкостенного вала? **23.** В чем заключаются достоинства шлицевых соединений в сравнении со шпоночными?

К теме «Механизмы поступательного, колебательного и прерывистого движений». **1.** В каких механизмах (кривошипно-ползунных, кулачковых или мальтийских) ведущее и ведомое звенья можно поменять ролями? **2.** Назовите механизмы, изображенные на рис. 73 и 74. Какой из кривошипно-ползунных механизмов (см. рис. 68 и 73, а) называют центральным, а какой — нецентральным (дезаксиальным)? **4.** При равномерном вращении кривошипа 1 равномерно или неравномерно перемещается ползун 2 (рис. 73, а) или качается кулиса 2 (рис. 73, б)? **5.** Приведите примеры применения кривошипно-ползунных и кривошипно-кулисных механизмов. **6.** Возможно ли кулачковым механизмом преобразовать вращательное движение в качательное? Позволяет ли это осуществить кулачковый механизм, изображенный на рис. 74, а? **7.** Трение скольжения или качения имеет место между профилем кулачка и толкателем на рис. 74, а? **8.** Приведите примеры применения кулачковых механизмов, с которыми вам приходилось встречаться на практике. **9.** С какой целью обеспечивают силовое или геометрическое замыкание кинематической цепи в кулачковом механизме? **10.** На рис. 74, в

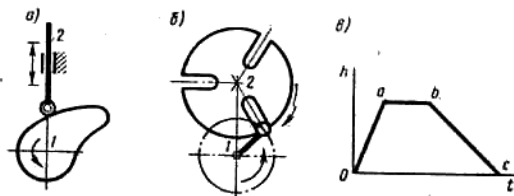


Рис. 74

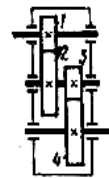


Рис. 75

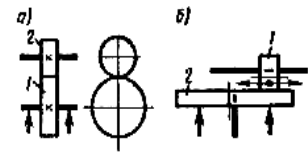


Рис. 76

изображена диаграмма перемещения толкателя кулачкового механизма. Каков характер движения толкателя, соответствующий участку ab диаграммы? Как должен быть очерчен соответствующий участок профиля кулачка? **11.** С какой целью во многих конструкциях грузоподъемных машин (лебедок) применен храповой механизм? **12.** Приведите примеры применения храповых механизмов, с которыми вам приходилось встречаться на практике. **13.** Сколько оборотов ведущего звена 1 соответствует одному обороту креста 2 в мальтийском механизме, изображенном на рис. 74, б?

К теме «Винтовые механизмы». **1.** Какие профили резьбы применяют для грузовых винтов? **2.** Будет ли грузовой винт самотормозящим при угле подъема резьбы прямоугольного профиля $3^\circ 30'$, если угол трения 6° ? **3.** Определите угол подъема однозаходной резьбы, если средний диаметр резьбы 24 мм, а шаг 3 мм. **4.** Определите осевое перемещение установочного винта относительно неподвижной гайки, если шаг резьбы равен 2,5 мм, а число заходов — 2? **5.** С помощью какого расчета можно определить высоту гайки винтового механизма?

К теме «Механизмы передачи вращательного движения». **1.** Укажите ведущие и ведомые звенья передач, показанных на рис. 75 и 76, а. **2.** Убыстряющая или замедляющая передача показана на рис. 75 и 76, а? Больше или меньше единицы передаточное отношение этих передач? **3.** Для чего применяют передачи с передаточным отношением, равным единице? **4.** Определите угловую скорость ведомого вала двухступенчатой передачи (рис. 75), если угловая скорость ведущего вала равна 100 рад/с, а расчетные диаметры колес 1, 2, 3 и 4 равны соответственно 60, 240, 70 и 350 мм. **5.** На каком валу (ведущем или ведомом)

показанной на рис. 75 передачи вращающий момент больше? 6. Определите по условиям вопроса 4 вращающий момент на ведомом валу, если ведущий вал передает мощность 5 кВт (потери на трение пренебречь).

Фрикционные передачи. 1. На каком рисунке (рис. 75 или 76) дано условное изображение фрикционной передачи? 2. Почему фрикционная передача применена в механизме электрофона для проигрывания пластинок? 3. Для чего часто на ободке одного из катков делают резиновую обкладку? 4. Что произойдет, если сила, прижимающая катки друг к другу, окажется недостаточной? 5. Обеспечивает ли фрикционная передача строгое постоянство передаточного отношения? 6. Определите, пренебрегая скольжением, диаметр ведомого катка, если диаметр ведущего катка равен 60 мм, а угловые скорости ведущего и ведомого катков — соответственно 75 и 15 рад/с? 7. Какой из показанных на рис. 76, а, б механизмов служит для бесступенчатого изменения угловой скорости вала? Какое название он имеет? Можно ли избежать значительного скольжения в этом механизме и почему?

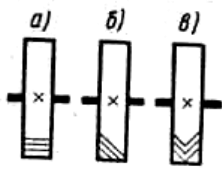


Рис. 77

Цилиндрические зубчатые передачи. 1. Обеспечивают ли зубчатые передачи постоянство передаточного отношения? 2. Передача с какими из показанных на рис. 77, а... в зубчатыми колесами: а) работает менее плавно при высоких окружных скоростях; б) имеет при прочих равных условиях более высокую нагрузочную способность; в) имеет в зацеплении нежелательную осевую силу, нагружающую опоры валов; г) имеет более высокую нагрузочную способность при отсутствии осевой силы? 3. Чему

равен угол между линией зацепления и касательной к начальным окружностям сопряженных колес в стандартном эвольвентном зацеплении? Совпадают ли делительные и начальные окружности колес, если межосевое расстояние передачи равно сумме радиусов делительных окружностей? 4. Какая величина является основной характеристикой размера зубьев? 5. Для какого из колес (1 или 2) зубчатой пары на рис. 75 модуль больше? 6. Определите полную высоту зуба колеса при модуле 4 мм. 7. Вычислите основные размеры зубчатого колеса, если из непосредственных измерений известно, что диаметр окружности вершин равен 80 мм, а число зубьев — 18 (колесо прямозубое). 8. Определите межосевое расстояние цилиндрической прямозубой передачи, если число зубьев шестерни (меньшего колеса) равно 20, передаточное число 4 и модуль 2,5 мм. 9. Для какой передачи (открытой или закрытой) при прочих равных условиях модуль должен быть больше и почему? 10. Зависит ли форма эвольвентного профиля зубьев от их числа на колесе? 11. Можно ли получить зуб нормальной прочности (не подрезанный у корня) для случая стандартного эвольвентного зацепления прямозубых колес, если принять число зубьев шестерни меньше 17? 12. Является ли стандартным значение модуля 2,7 мм? 13. Какой вид разрушения зубьев является основным для работающей в масляной ванне закрытой передачи? 14. Какой вид расчета зуба на усталость является основным для закрытой передачи? 15. От чего зависит контактная прочность и прочность на изгиб зубьев: от межосевого расстояния или от модуля зацепления? 16. Во сколько раз при прочих равных условиях увеличится межосевое расстояние передачи, если нагрузка возрастет в 8 раз? 17. Почему существует ограничение для ширины зубчатых колес передачи? 18. Какой модуль в косозубом колесе больше: нормальный или окружной (старый термин «торцовый»)? 19. В какой передаче (прямозубой или косозубой) при прочих равных условиях больше коэффициент перекрытия? Влияет ли коэффициент перекрытия на нагрузочную способность и плавность работы передачи? 20. Какой модуль (окружной или нормальный) в косозубой передаче должен выбираться по стандарту? 21. Габариты какой передачи (прямозубой или косозубой) при прочих равных условиях меньше?

Конические зубчатые передачи. 1. Постоянна ли высота зуба конического колеса по его длине? 2. Какой модуль, средний или внешний (старый термин «максимальный»), служит для определения геометрических размеров конического колеса? 3. Можно ли, зная только значение передаточного числа, определить углы делительных конусов обоих колес конической передачи? Если можно, то как это сделать? 4. Для конической зубчатой передачи известно: число зубьев шестерни 20, угловые скорости шестерни и колеса соответственно 148 и 37 рад/с, межосевой угол равен 90° . Определите углы делительных конусов шестерни и

колеса, а также число зубьев колеса.

Червячные передачи. 1. Какое звено червячной передачи (червяк ли червячное колесо) обычно бывает ведущим? 2. Правильно ли будет для червячной передачи (рис. 78) назвать величину z_1 числом зубьев? Если нет, то как называется эта величина? 3. Можно ли считать, что для изображенной на рис. 78 червячной передачи, у которой делительные диаметры червяка и червячного колеса разнятся примерно в 4 раза, угловые скорости этих звеньев различаются во столько же раз (конечно, в обратной пропорции)? 4. Является ли червячное колесо прямозубым? 5. Как изменится передаточное число червячной передачи, если, сохранив число зубьев колеса неизменным, изменить с 1 на 4 число витков (заходов) червяка? 6. Как влияет число витков (заходов) червяка на значение КПД червячной передачи? 7. Какую величину помимо модуля выбирают по стандарту при расчете червячной передачи? 8. Разнятся ли угол подъема витка червяка и угол наклона зуба червячного колеса? 9. Определите угол подъема витка червяка, для которого модуль 5 мм, число витков 2 и делительный диаметр 50 мм?

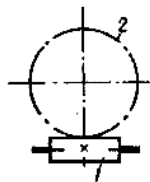


Рис. 78

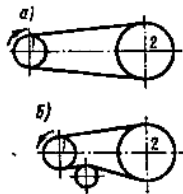


Рис. 79

10. Из каких материалов изготавливают червяк и венец червячного колеса? 11. Определите основные размеры червячной передачи при следующих данных: $\omega_1 = 100$ рад/с; $\omega_2 = 4$ рад/с; $z_1 = 2$; $m = 5$ мм; $q = 12,5$.

Ременные передачи. 1. Какая из двух показанных на рис. 79 ременных передач не может иметь клинового ремня? 2. Обеспечивает ли ременная передача строгое постоянство передаточного отношения? 3. Зачем в ременной передаче на рис. 79, б применен натяжной ролик? 4. Какая ветвь ремня (верхняя или нижняя) является ведущей для передач на рис. 79, а, б? 5. Чему равна окружная сила на ободе ведомого шкива, если натяжение ведущей ветви ремня равно 1500 Н, а ведомой — 1000 Н? 6. Влияет ли предварительное натяжение ремня на тяговую способность ременной передачи? 7. К чему может привести недопустимо большое вытягивание ремня в процессе эксплуатации передачи? 8. Как влияет толщина ремня на возникающие в нем напряжения изгиба при огибании шкива? При огибании какого шкива эти напряжения больше? 9. Гарантирует ли нормальную работу ременной передачи условие усталостной прочности ремня? 10. Какой тип ременных передач применяют в настоящее время наиболее часто при небольших межосевых расстояниях? 11. Значение какой величины находят в конечном итоге при расчете на тяговую способность: а) плоскоременной передачи; б) клиноременной передачи?

Цепные передачи. 1. Какая передача (ременная или цепная) способна передать большую мощность? 2. С какой целью любую цепную передачу следует оснащать натяжным устройством? 3. Как влияют на неравномерность хода цепной передачи число зубьев ведущей звездочки и шаг цепи? 4. Какие виды приводных цепей (роликовые или зубчатые) получили наибольшее распространение? 5. Какую цепь лучше применить, если передача должна работать бесшумно? 6. Какой расчет цепной передачи гарантирует долговечность цепи? 7. В каком случае следует вместо однорядной цепи применять двухрядную? 8. Какая величина, определяемая из условия износостойкости шарниров, служит основным параметром для подбора цепи по ГОСТу?

К теме «Направляющие вращательного движения». 1. Какому виду расчета подлежат валы и вращающиеся оси: на статическую прочность или на усталость? 2. Где вам приходилось встречать на практике гибкие валы? 3. Каково назначение галтели? 4. Какой вид опор (скольжения или качения) следует применить при наличии значительной ударной или вибрационной нагрузки? 5. От каких факторов зависит в основном износ вкладышей подшипников скольжения? Из каких материалов делают вкладыши? 6. С какой целью на

рабочей поверхности вкладыша делают смазочные канавки? **7.** Дайте сравнительную оценку подшипников качения и скольжения. **8.** В каких случаях применяют самоустанавливающиеся подшипники? **9.** Какие подшипники (качения или скольжения) могут нормально работать при бедной смазке? **10.** Какие (по форме) тела качения применяют в подшипниках? **11.** Какие подшипники (шариковые или роликовые) имеют более высокую грузоподъемность (при прочных равных условиях)? **12.** Каков основной вид разрушения тел качения и колец подшипников? **13.** Что гарантирует расчет подшипников на долговечность?

К теме «Муфты». **1.** Укажите виды несоосности (смещений) валов. **2.** Глухой или компенсирующей является втулочная муфта? **3.** Какие функции выполняет упругая втулочно-пальцевая муфта? Опишите ее конструкцию. **4.** В каких случаях применяют крестово-шарнирную муфту (карданное соединение валов)? **5.** Приведите примеры применения постоянных, сцепных и предохранительных муфт, с которыми вам приходилось встречаться на практике.

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ часть 2

При решении задач следует строго соблюдать требования Международной системы единиц (СИ) (подробнее см. «Указания по применению единиц физических величин»).

К задачам 81 ...90. К решению этих задач следует приступать после тщательного изучения тем «Кинематика» и «Динамика», уяснения приведенных ниже методических указаний и разбора примеров. Предлагаемые задачи носят комплексный характер, что требует от учащихся свободного владения учебным материалом обеих тем.

Напоминаем, что для поступательно движущегося тела применимы все формулы кинематики точки. Между основными формулами кинематики и динамики для поступательного и вращательного движений существует полная смысловая и структурная аналогия (см. табл. 14). При решении задач необходимо иметь в виду, что в случае равномерного движения действующая на тело система сил является уравновешенной в случае, неравномерного движения — неуравновешенной. В первом случае уравнения равновесия статики для тела применимы непосредственно, во втором — лишь при условии добавления к заданной системе сил силы инерции (такой метод решения называют методом кинетостатики).

Пример 17 (рис. 80, а). Для перемещения груза применена барабанная лебедка, привод которой состоит из электродвигателя 1 и редуктора 2 (понижает угловую скорость вала двигателя до требуемой на барабане). Барабан 3 служит для преобразования вращательного движения в поступательное движение груза. Диаметр барабана $d = 0,2$ м, а уравнение его вращения $\varphi = 30t + 6t^2$, где φ — угол поворота, рад, и t — время, с. Для момента времени $t_1 = 0,5$ с определить все кинематические характеристики движения барабана, точки на его ободе, а также груза. Направление движения груза — вверх.

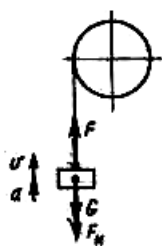


Рис. 81

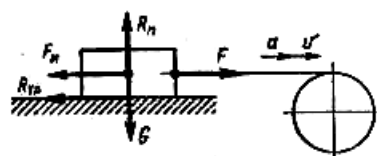


Рис. 82

Решение.

1. Определяем кинематические характеристики движения барабана.

Угол поворота барабана за время t_1 : $\varphi_1 = 30 \cdot 0,5 + 6 \cdot 0,5^2 = 16,5$ рад.

Угловая скорость барабана: $\omega = \varphi' = (30t + 6t^2)' = 30 + 12t \neq \text{const}$ — движение неравномерное. При $t_1 = 0,5$ с получим $\omega_1 = 30 + 12 \cdot 0,5 = 36$ рад/с.

Угловое ускорение барабана $\varepsilon = \omega' = (30 + 12t)' = 12$ рад/с² = const. Так как ускорение положительно и постоянно, то барабан вращается равноускоренно.

2. Кинематические характеристики движения любой точки на ободе барабана, например точки А (рис. 80,б), определяются через угловые характеристики движения барабана.

Для момента времени t_1 получим: расстояние, пройденное точкой $s_1 = \varphi_1 r = 16,5 \cdot 0,1 = 1,65$ м; скорость точки $v_1 = \varphi_1 r = 36 \cdot 0,1 = 3,6$ м/с; касательное ускорение $a_t = \varepsilon r = 12 \cdot 0,1 = 1,2$ м/с²; нормальное ускорение $a_{n1} = \omega_1^2 r = 36^2 \cdot 0,1 = 130$ м/с².

Эти характеристики можно было определить и иначе.

Уравнение движения точки $s = \varphi r = (30t + 6t^2) 0,1 = 3t + 0,6t^2$. Тогда $v = s' = (3t + 6t^2)' = 3 + 1,2t$; $a_t = v' = (3 + 1,2t)' = 1,2$ м/с².

При $t_1 = 0,5$ с получим: $s_1 = 3 \cdot 0,5 + 0,6 \cdot 0,5^2 = 1,65$ м; $v_1 = 3 + 1,2 \cdot 0,5 = 3,6$ м/с; $a_{n1} = v_1^2 / r = 3,6^2 / 0,1 = 130$ м/с².

3. Кинематические характеристики движения груза равны соответствующим характеристикам любой точки тягового троса, а значит, и точки А, лежащей на ободе барабана — см. предыдущий пункт расчета (конечно, для прямолинейно движущегося груза $a_n = 0$).

Пример 18 (рис. 81). По данным примера 17 определить массу m перемещаемого груза, если для времени t_1 потребляемая электродвигателем мощность $P_{дв1} = 16,1$ кВт. КПД привода $\eta = 0,75$. При расчете принять $g \approx 10$ м/с².

Решение. 1. Кинематические характеристики движения груза при $t_1 = 0,5$ с (см. пример 17): $v_1 = 3,6$ м/с; $a = a_t = 1,2$ м/с².

2. На груз действует система сил: сила тяги троса F и сила тяжести груза $G = mg$. Заметим, что вектор силы F всегда направлен в сторону барабана, в какую бы сторону (вверх или вниз) не перемещался груз. Как известно, при неравномерном движении тела система действующих на него сил по направлению движения не является уравновешенной. Согласно принципу Даламбера (метод кинестатики), тело в этом случае можно считать находящимся в условном равновесии, если ко всем действующим на него силам добавить силу инерции тела $F_{и} = ma$, вектор которой направлен противоположно вектору ускорения. В нашем случае ускоренного движения вверх вектор силы инерции направлен вниз. Составим уравнение условного равновесия для груза, совместив координатную ось y с направлением движения:

$\Sigma F_y = 0$; $F - G - F_{и} = 0$; $F - mg - ma = 0$, отсюда $F = m(g + a) = m(10 + 1,2) = 11,2m$.

3. Мощность на тросе, являющуюся в рассматриваемом механизме полезной, определим по известной формуле:

$P_{пол1} = F_{v1} = 11,2m \cdot 3,6 = 40,3m$.

4. Учтя, что затраченной является мощность двигателя $P_{затр1} = P_{дв1}$ из формулы КПД

$\eta = P_{пол1} / P_{затр1}$ получим: $P_{пол1} = \eta P_{затр1}$.

$40,3m = \eta P_{дв1}$, отсюда масса груза, $m = \eta P_{дв1} / 40,3 = 0,75 \cdot 16,1 \cdot 10^3 / 40,3 = 300$ кг.

Здесь $P_{дв1} = 16,1$ кВт = $16,1 \cdot 10^3$ Вт.

Пример 19 (рис. 82). По данным примеров 17 и 18 определить массу m груза для случая его перемещения по горизонтальной опорной плоскости. Принять коэффициент трения скольжения между грузом и осью $f = 0,25$.

Решение. Ход решения этой задачи аналогичен предыдущей, за исключением определения силы тяги троса F (п. 2 расчета).

1. Кинематические характеристики движения груза при $t_1 = 0,5$ с (см. пример 17): $v_1 = 3,6$ м/с; $a = a_t = 1,2$ м/с².

2. На груз действует система сходящихся сил: сила тяги троса F , сила тяжести груза $G = mg$, нормальная реакция опорной плоскости R_n и сила трения $R_{тр}$, направленная навстречу движению тела (навстречу вектору скорости v). По закону трения $R_{тр} = fR_n$. Добавляем к действующей на груз системе сил силу его инерции $F_{и} = ma$, направив ее вектор противоположно вектору ускорения — в нашем случае влево. Выбираем направление координатных осей, как показано на рисунке, и составляем два уравнения условного равновесия для груза:

$\Sigma F_y = 0; R_n - G = 0$, отсюда $R_n = G = mg$;

$\Sigma F_x = 0; F - R_{тр} - F_{и} = 0$; отсюда $F = R_{тр} + F_{и} = f R_n + F_{и} = fmg + ma = m(fg + a) =$
 $= m(0,25 \cdot 10 + 1,2) = 3,7m$.

3. $P_{пол1} = Fv_1 = 3,7m \cdot 3,6 = 13,3m$.

4. $P_{пол1} = \eta \cdot P_{затр1}$; $13,3m = \eta \cdot P_{дв1}$, отсюда масса груза $m = \eta \cdot P_{дв1} / 13,3 = 0,75 \cdot 16,1 \cdot 10^3 / 13,3 = 908$ кг.

К задачам 91...100. К решению этих задач следует приступить после изучения темы «Соединения деталей» и разбора примера.

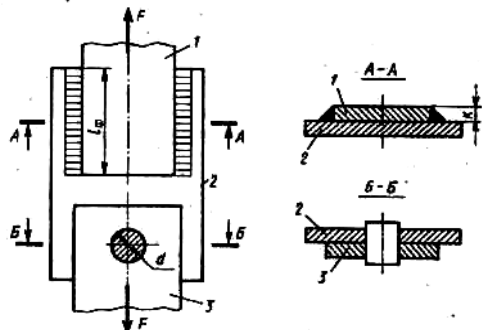


Рис. 83

Пример 20 (рис. 83). Соединение деталей 1 и 3 нагружено силой $F = 70$ кН и осуществлено через накладку 2. Накладка крепится к детали 1 сварным соединением фланговыми швами, а к детали 3 — шарнирным соединением с помощью пальца. Определить длину l_{ϕ} каждого сварного шва и диаметр пальца d . Для материала пальца принять $[\tau_{cp}] = 80$ Н/мм², для материала сварного шва $[\tau'_{cp}] = 100$ Н/мм². Расчет шарнирного соединения на смятие производить не требуется, так как принято пониженное значение $[\tau_{cp}]$.

Решение. 1. Из условия прочности угловых сварных швов при срезе определяем длину l_{ϕ} каждого шва, учтя, что в нашем случае суммарная длина швов $l = 2l_{\phi}$, и приняв катет шва $k = 5$ мм:

$\tau_{cp} = F/A_{ср} = F/0,7 \cdot k \cdot l = F/0,7 \cdot 2k \cdot l_{\phi} \leq [\tau'_{cp}]$; $\tau_{cp} = 70 \cdot 10^3 / 0,7 \cdot 2 \cdot 5l_{\phi} \leq 100$.
отсюда $l_{\phi} = 100$ мм. Здесь сила $F = 70$ кН = $70 \cdot 10^3$ Н.

2. Из условия прочности пальца при срезе определяем его диаметр d :

$\tau_{cp} = F/A_{ср} = F/(\pi d^2/4) \cdot n \leq [\tau]$; $\tau_{cp} = 70 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot d^2/4) \cdot 1 \leq 80$

отсюда $d = 33,5$ мм. Принимаем $d = 34$ мм. Здесь в нашем случае число плоскостей среза пальца $n = 1$.

К задачам 101...110. К решению этих задач следует приступить после повторения относящегося к вращательному движению учебного материала тем «Кинематика» и «Динамика», изучения темы «Механизмы передачи вращательного движения», уяснения приведенных ниже методических указаний и разбора примера.

В предлагаемых задачах требуется определить кинематические (ω) и силовые (P , M) параметры для всех валов многоступенчатой передачи привода. Приступая к решению задачи, следует ознакомиться с ГОСТ 2.770—68 и 2.703—68 на условные обозначения элементов и правила выполнения кинематических схем. Валы и звенья нумеруются по направлению силового потока (направлению передачи движения) — от входного вала (вал двигателя) к выходному (рабочему) валу. Индекс в обозначениях параметров валов ω , P и M соответствует номеру вала, а в обозначениях d и z — номеру насаженного на вал звена (колеса, шкива, звездочки и т. п.). Для общих параметров передачи — КПД η и передаточного отношения (числа) u — принята двойная индексация, соответствующая номерам валов передачи. Параметры любого последующего вала определяют через заданные параметры входного вала при условии, что известны КПД и передаточные отношения отдельных передач привода. Напоминаем, что при последовательном соединении общее переданное отношение равно произведению передаточных отношений отдельных передач, то же — для КПД.

В настоящем пособии для передаточного отношения ω_1/ω_2 и передаточного числа z_2/z_1

принято единое обозначение u (во многих учебниках передаточное отношение обозначено i). Следует помнить, что для зубчатых передач $u = \omega_1/\omega_2 = d_2/d_1 = z_2/z_1$, для червячных и цепных $u = \omega_1/\omega_2 = z_2/z_1$ и для ременных $u = \omega_1/\omega_2 = d_2/d_1$, где индекс 1 относится к ведущему, а индекс 2 — к ведомому звену передачи.

Приводим таблицу средних значений КПД некоторых передач (с учётом потерь в подшипниках):

Тип передачи	Закрытая	Открытая
Зубчатая цилиндрическая	0,97	0,95
Зубчатая коническая	0,96	0,95
Цепная	—	0,92
Клиноременная	—	0,95

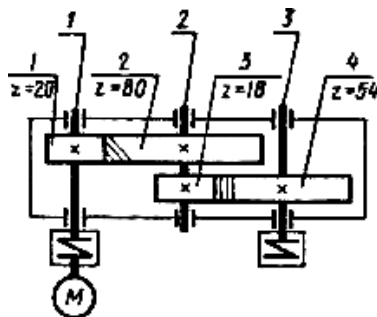


Рис. 84

Пример 21 (рис.84). Привод состоит из электродвигателя мощностью $P_{дв} = 17$ кВт с угловой скоростью вала $\omega_{дв} = 144$ рад/с и многоступенчатой передачи. Требуется определить: а) общие КПД и передаточное отношение передачи; б) мощности, вращающие моменты и угловые скорости для всех валов.

Решение. 1. Кинематическая и конструктивная характеристики привода: передача двухступенчатая (1-2 — первая ступень, 2-3 — вторая ступень), понижающая (т. е. уменьшающая угловую скорость, так как в каждой ступени диаметр выходного звена больше, чем входного). Первая ступень передачи — цилиндрическая косозубая, вторая — цилиндрическая прямозубая. Передача закрытая, т. е. в корпусе. Передача называется *редуктором* (так как понижающая закрытая). Для подсоединения к входному и выходному валам редуктора предусмотрены упругие муфты.

2. КПД отдельных передач: $\eta_{1-2} = 0,97$; $\eta_{2-3} = 0,97$ (см. рекомендации). Общий КПД передачи $\eta = \eta_{1-2} \cdot \eta_{2-3} = 0,97 \cdot 0,97 = 0,94$.

3. Мощности на валах: $P_1 = P_{дв} = 17$ кВт; $P_2 = P_1 \cdot \eta_{1-2} = 17 \cdot 0,97 = 16,5$ кВт; $P_3 = P_2 \cdot \eta_{2-3} = 16,5 \cdot 0,97 = 16$ кВт. Мощность на третьем (выходном) валу можно было определить и иначе: $P_3 = P_1 \cdot \eta_{1-3} = P_1 \cdot \eta = 17 \cdot 0,94 = 16$ кВт.

4. Передаточные числа отдельных передач: $u_{1-2} = z_2/z_1 = 80/20 = 4$; $u_{2-3} = z_4/z_3 = 54/18 = 3$. Передаточные отношения равны точным числам. Общее передаточное отношение передачи $u = u_{1-2} \cdot u_{2-3} = 4 \cdot 3 = 12$.

5. Угловые скорости валов: $\omega_1 = \omega_{дв} = 144$ рад/с; $u_{1-2} = \omega_1/\omega_2$ отсюда $\omega_2 = \omega_1/u_{1-2} = 144/4 = 36$ рад/с; $u_{2-3} = \omega_2/\omega_3$, отсюда $\omega_3 = \omega_2/u_{2-3} = 36/3 = 12$ рад/с. Угловую скорость третьего (выходного) вала можно было определить и иначе: $u = u_{1-3} = \omega_1/\omega_3$, отсюда $\omega_3 = \omega_1/u = 144/12 = 12$ рад/с.

6. Вращающие моменты на валах: $M_1 = P_1/\omega_1 = 17 \cdot 10^3/144 = 118$ Н·м; $M_2 = P_2/\omega_2 = 16,5 \cdot 10^3/36 = 458$ Н·м; $M_3 = P_3/\omega_3 = 16 \cdot 10^3/12 = 1330$ Н·м. Здесь мощность взята в ваттах, например $P_1 = 17$ кВт = $17 \cdot 10^3$ Вт.

В понижающих передачах понижение угловых скоростей валов сопровождается соответствующим повышением вращающих моментов. Мощности на валах снижаются незначительно вследствие потерь на трение в подшипниках и при взаимодействии звеньев.

К задачам 111...120. К решению этих задач следует приступать после изучения темы «Механизмы передачи вращательного движения», уяснения методических указаний к теме и разбора примеров.

В предлагаемых задачах требуется выполнить геометрический расчет (определить основные геометрические размеры) зубчатой цилиндрической или червячной передачи. Этот расчет, как известно, базируется на заданном (т. е. найденном из силового расчета на контактную усталость зубьев) межосевом расстоянии a . При расчете учащиеся должны применять наименования и обозначения расчетных параметров только в соответствии с действующими ГОСТами (как это сделано в настоящем пособии и учебной литературе издания последних лет).

Методика геометрического расчета зубчатых цилиндрических передач. Исходные данные: передаточное число u , межосевое расстояние a и относительная ширина колеса (коэффициент ширины венца колеса) ψ .

1. Выбираем модуль m по рекомендации: $m = (0,01...0,02) \cdot a$, принимая стандартное значение (мм) из ряда: 1,5; 2; 2,5; 3; 4; 5; 6; 8; 10; 12; 16; 20.

2. Определяем число зубьев шестерни z_1 из формулы $a = (d_1 + d_2)/2 = mz_1(u + 1)/(2\cos\beta)$, где β — угол наклона линии зуба. Для прямозубых передач $\beta = 0^\circ$ и $\cos\beta = 1$, для косозубых передач $\beta = 8...15^\circ$. Полученное значение z_1 округляем до ближайшего целого числа, но не менее 17.

3. Из формулы $u = z_2/z_1$ определяем число зубьев колеса z_2 , округляя полученное значение до ближайшего целого числа. Уточняем знамение передаточного числа u .

4. Определяем основные геометрические параметры зацепления: а) шаг $p = \pi m$; б) высота головки зуба $h_a = m$, высота ножки зуба $h_f = 1,25m$.

5. Определяем основные геометрические размеры колес: а) делительные диаметры $d_1 = mz_1/\cos\beta$ и $d_2 = mz_2/\cos\beta$; б) диаметры вершин зубьев $d_{a1} = d_1 + 2h_a$ и $d_{a2} = d_2 + 2h_a$; в) диаметры впадин $d_{f1} = d_1 - 2h_f$ и $d_{f2} = d_2 - 2h_f$; г) уточненное межосевое расстояние $a = (d_1 + d_2)/2$; д) из формулы $\psi = b/a$ находим ширину зубчатого венца b .

В п. **4** и **5** вычисления следует вести с точностью до второго знака после запятой, за исключением размера b , который округляют до ближайшего целого числа.

Поясним изложенное на **примере**. Исходные данные: передача цилиндрическая косозубая, $a = 340$ мм, $u = 4,5$, $\psi = 0,4$.

Решение. **1.** $m = (0,01...0,02)340 = 3,4...6,8$ мм, принимаем $m = 5$ мм. **2.** Принимаем $\beta = 10^\circ$, $\cos\beta = 0,985$, $z_1 = 2 \cdot 340 \cdot 0,985 / (5(4,5 + 1)) = 24,4$, принимаем $z_1 = 24$. **3.** $z_2 = 24 \cdot 4,5 = 108$. **4.** $p = 3,14 \cdot 5 = 15,7$ мм; $h_a = 5$ мм; $h_f = 1,25 \cdot 5 = 6,25$ мм. **5.** $d_1 = 5 \cdot 24 / 0,985 = 121,83$ мм; $d_2 = 5 \cdot 108 / 0,985 = 548,22$ мм; $d_{a1} = 121,83 + 2 \cdot 5 = 131,83$ мм; $d_{a2} = 548,22 + 2 \cdot 5 = 558,22$ мм; $d_{f1} = 121,83 - 2 \cdot 6,25 = 109,33$ мм; $d_{f2} = 548,22 - 2 \cdot 6,25 = 535,72$ мм; $a = (121,83 + 548,22) / 2 = 335,03$ мм; $b = 0,4 \cdot 335,03 = 134$ мм.

Методика геометрического расчета червячных передач. Исходные данные: передаточное число u , межосевое расстояние a .

1. Число витков (заходов) червяка z_1 определяем в зависимости от u по рекомендации:

$u \dots 8 \dots 16$	$16 \dots 32$	$32 \dots 80$
$z_1 \dots 4$	2	1

2. Из формулы $u = z_2/z_1$ определяем число зубьев червячного колеса z_2 , округляя полученное значение до ближайшего целого числа. Уточняем значение передаточного числа u .

3. Выбираем коэффициент диаметра червяка q по рекомендации: $q = 0,25 \cdot z_2$, принимая ближайшее целое число из ряда 8...20.

4. Определяем модуль m из формулы $a = (d_1 + d_2)/2 = m \cdot (q + z_2)/2$. Принимаем для модуля стандартное значение (мм) из ряда: 2; 2,5; 3,15; 4; 5; 6,3; 8; 10; 12,5; 16; 20.

5. Определяем основные геометрические параметры зацепления: а) осевой шаг червяка и окружной шаг колеса $p = \pi \cdot m$; б) высота головки витка червяка и зуба колеса $h_a = m$; в) высота ножки витка червяка и зуба колеса $h_f = 1,2m$.

6. Определяем основные геометрические размеры червяка: а) делительный диаметр $d_1 = m \cdot q$; б) диаметр вершин витков $d_{a1} = d_1 + 2 \cdot h_a$; в) диаметр впадин $d_{f1} = d_1 - 2 \cdot h_f$; г) угол подъема линии витка $\tan \gamma = z_1/q$; д) длина нарезанной части червяка $b_1 = m \cdot (11 + 0,06z_2)$.

7. Определяем основные геометрические размеры червячного колеса: а) делительный диаметр $d_2 = m \cdot z_2$; б) диаметр вершин зубьев $d_{a2} = d_2 + 2 \cdot h_a$; в) диаметр впадин $d_{f2} = d_2 - 2 \cdot h_f$; г) наружный диаметр колеса $d_{ae2} = d_{a2} + 6 \cdot m / (z_1 + 2)$; д) ширина зубчатого венца колеса $b_2 = 0,75 \cdot d_{a1}$.

8. Уточняем межосевое расстояние: $a = (d_1 + d_2) / 2$.

В п. 5, 6, 7 и 8 вычисления следует вести с точностью до второго знака после запятой, за исключением размеров b_1 , b_2 и d_{ae2} , которые округляют до ближайшего целого числа.

Поясним изложенное на примере. Исходные данные: $a = 220$ мм, $u = 30$.

Решение. 1. $z_1 = 2$. 2. $z_2 = 2 \cdot 30 = 60$. 3. $q = 0,25 \cdot 60 = 15$. 4. $m = 2 \cdot 220 / (15 + 60) = 5,87$ мм, принимаем $m = 6,3$ мм. 5. $p = 3,14 \cdot 6,3 = 19,78$ мм; $h_a = 6,3$ мм; $h_f = 1,2 \cdot 6,3 = 7,56$ мм. 6. $d_1 = 6,3 \cdot 15 = 94,5$ мм; $d_{a1} = 94,5 + 2 \cdot 6,3 = 107,1$ мм; $d_{f1} = 94,5 - 2 \cdot 7,56 = 79,38$ мм; $\text{tg } \gamma = 2/15 = 0,133$, отсюда $\gamma = 7^\circ 35' 41''$; $b_1 = 6,3 \cdot (11 + 0,06 \cdot 60) = 91,98$ мм, принимаем $b_1 = 92$ мм. 7. $d_2 = 6,3 \cdot 60 = 378$ мм; $d_{a2} = 378 + 2 \cdot 6,3 = 390,6$ мм; $d_{f2} = 378 - 2 \cdot 7,56 = 362,88$ мм; $d_{ae2} = 390,6 + 6 \cdot 6,3 / (2 + 2) = 400,05$ мм, принимаем $d_{ae2} = 400$ мм; $b_2 = 0,75 \cdot 107,1 = 80,3$ мм, принимаем $b_2 = 80$ мм. 8. $a = (94,5 + 378) / 2 = 236,25$ мм.

ЗАДАЧИ ДЛЯ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ часть 2

Внимание: числовые данные из таблиц 15, 16, 17 и 18 выбираются в зависимости от номера задачи по табл. 1 и четности или нечетности номера варианта. К нечетным относятся варианты 0.1, 03, ..., 11, 13, ..., 97, 99; к четным — 02, 04, ..., 12, 14, ..., 98, 00.

Задачи 81 ...86 (рис. 85, табл. 15). Вертикальное перемещение груза массой m осуществляется лебедкой, состоящей из электродвигателя, редуктора (на рисунке не показаны) и барабана диаметром d . Общий КПД привода η . Задано уравнение движения груза $s = f(t)$ или вращения барабана $\varphi = f(t)$, где s — в метрах, φ — в радианах и t — в секундах. Определить мощность $P_{дв1}$, потребляемую электродвигателем в момент времени t_1 . Массой барабана пренебречь. При решении принять $g \approx 10$ м/с².

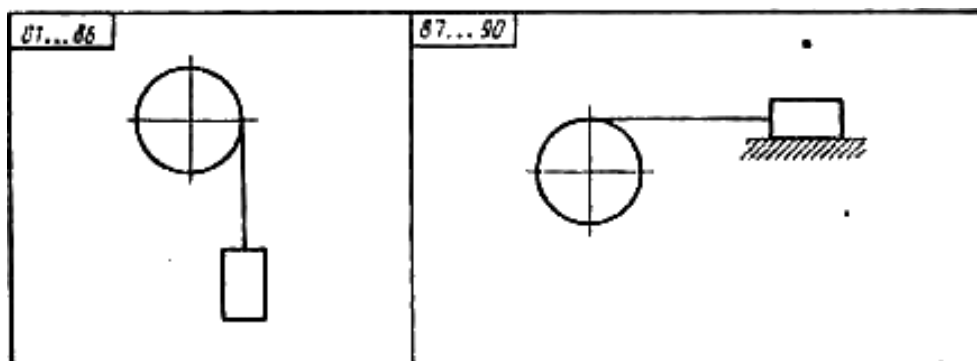


Рис. 85

Таблица 15

№ задачи	Уравнение движения	Направление движения	f	η	d	m	t ₁
					м	кг	с
Нечётный вариант							
81	$\varphi = 15t + 5t^2$	Вверх	—	0,75	0,3	350	3
82	$\varphi = 35t - 3t^2$	Вверх	—	0,75	0,3	550	3
83	$\varphi = 15t + 7t^2$	Вниз	—	0,75	0,3	750	3
84	$\varphi = 29t - 5t^2$	Вниз	—	0,75	0,3	950	1
85	$s = 5t + 0,7t^2$	Вверх	—	0,75	—	370	3
86	$s = 7t - 0,9t^2$	Вниз	—	0,9	—	900	3
87	$s = 3t + 1,5t^2$	Влево	0,3	0,9	—	700	1
88	$s = 9t - 1,1t^2$	Влево	0,3	0,9	—	300	3
89	$\varphi = 19t + 3t^2$	Влево	0,3	0,9	0,3	500	1
90	$\varphi = 23t - 3t^2$	Влево	0,3	0,9	0,3	770	3
Чётный вариант							
81	$\varphi = 20t + 8t^2$	Вверх	—	0,88	0,2	440	2
82	$\varphi = 20t - 4t^2$	Вверх	—	0,88	0,2	660	2
83	$\varphi = 10t + 6t^2$	Вниз	—	0,88	0,2	840	2
84	$\varphi = 18t - 2t^2$	Вниз	—	0,88	0,2	280	2
85	$s = 2t + 0,6t^2$	Вверх	—	0,88	—	620	2
86	$s = 4t - 0,8t^2$	Вниз	—	0,78	—	200	2
87	$s = 2t + 0,8t^2$	Влево	0,2	0,78	—	400	2
88	$s = 12t - 0,8t^2$	Влево	0,2	0,78	—	600	4
89	$\varphi = 12t + 2t^2$	Влево	0,2	0,78	0,2	800	2
90	$\varphi = 28t - 2t^2$	Влево	0,2	0,78	0,2	680	4

Задачи 87...90 (рис. 85, табл. 15). Перемещение груза массой m по горизонтальной плоскости осуществляется лебедкой, состоящей из электродвигателя, редуктора (на рисунке не показаны) и барабана диаметром d . Общий КПД привода η , коэффициент трения скольжения между грузом и плоскостью — f . Задано уравнение движения груза $s = f(t)$ или вращения барабана $\varphi = f(t)$, где s — в метрах, φ — в радианах и t — в секундах. Определить мощность $P_{\text{дв}}$, потребляемую электродвигателем в момент времени t_1 . Массой барабана пренебречь. При решении принять $g \approx 10 \text{ м/с}^2$.

Задачи 91...95 (рис. 86, табл. 16). Шарнирное соединение деталей 1 и 2 (рис. 86, а) с помощью пальца диаметром d решено заменить на сварное соединение (рис. 86, б) фланговыми швами с катетом k . Определить длину $l\varphi$ каждого сварного шва. Для материала пальца (сталь 45) принять $[\tau_{\text{сп}}] = 80 \text{ Н/мм}^2$, для материала сварного шва $[\tau'_{\text{сп}}] = 100 \text{ Н/мм}^2$. Указание: необходимую для расчета швов силу F найти из условия прочности пальца при срезе.

Задачи 96...100 (рис. 86, табл. 16). Сварное соединение деталей 1 и 2 (рис. 86, б) фланговыми швами с катетом k и длиной $l\phi$ каждый решено заменить на шарнирное соединение (рис. 86, а) с помощью пальца диаметром d . Определить диаметр пальца d из условия прочности при срезе. Для материала сварного шва принять $[\tau'_{ср}] = 100 \text{ Н/мм}^2$, для материала пальца (сталь 45) $[\tau_{ср}] = 80 \text{ Н/мм}^2$. Указание: необходимую для расчета пальца силу F найти из условия прочности швов при срезе.

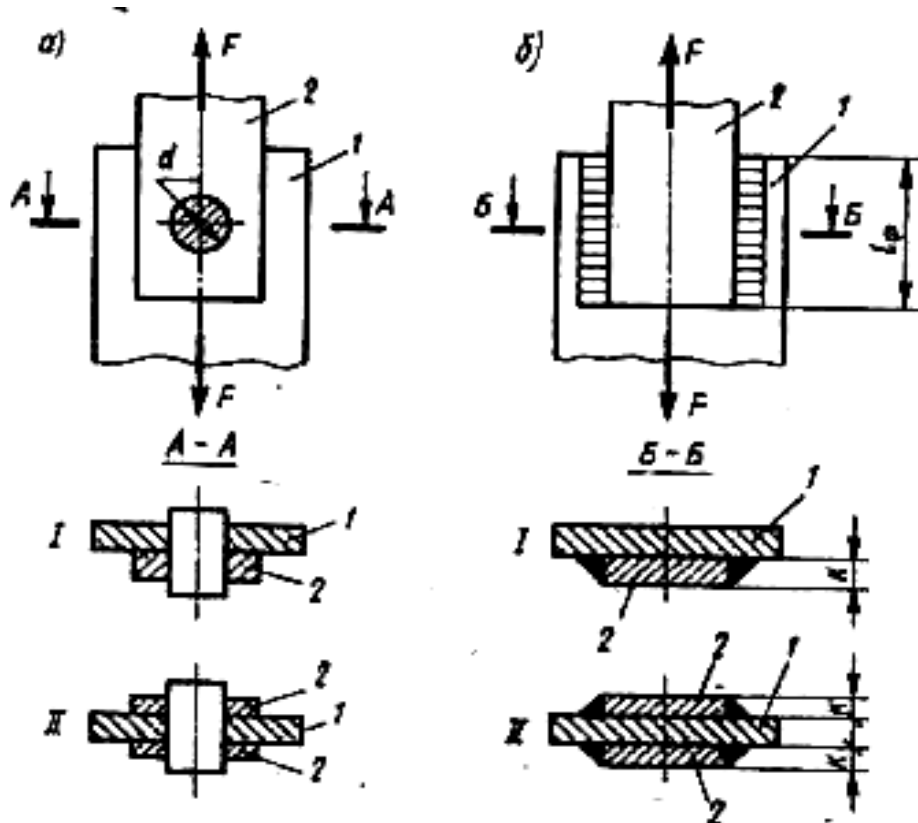


Рис. 86

Таблица 16

№ задачи	Тип сечения по рис.		Нечетный вариант			Четный вариант		
	86, а	86,б	d	$l\phi$	k	d	$l\phi$	k
	мм			мм			мм	
91	I	I	31	—	5	24	—	8
92	I	II	35	—	7	28	—	4
93	II	I	39	—	9	32	—	6
94	II	II	27	—	5	36	—	8
95	I	I	23	—	7	40	—	4
96	I	II	—	85	9	—	120	6
97	II	I	—	95	5	—	110	8
98	II	II	—	105	7	—	130	4
99	II	I	—	115	9	—	100	6
100	I	II	—	125	5	—	90	8

Таблица 17

№ задачи	Рдв	ωдв	ωвых	d1	d2	z1	z2	z3	z4
	кВт	рад/с		мм					
Нечётный вариант									
101	3	149	11	105	315	—	—	—	—
102	5,5	143	13	—	—	21	63	—	—
103	7,5	157	15	—	—	19	57	—	—
104	11	155	13	—	—	—	—	15	45
105	3	147	11	—	—	—	—	19	57
106	5,5	153	17	95	285	—	—	—	—
107	7,5	145	13	—	—	—	—	25	75
108	5,5	153	1,5	—	—	—	—	17	51
109	7,5	147	2,5	115	345	—	—	—	—
110	15	145	5	—	—	23	69	—	—
Чётный вариант									
101	22	156	10	120	360	—	—	—	—
102	2,2	148	20	—	—	20	40	—	—
103	4	146	14	—	—	18	36	—	—
104	2,2	144	24	—	—	—	—	20	40
105	4	154	16	—	—	—	—	16	32
106	22	150	20	120	240	—	—	—	—
107	4	158	28	—	—	—	—	24	36
108	2,2	158	2	—	—	—	—	18	36
109	4	150	2	80	240	—	—	—	—
110	22	154	4	—	—	20	60	—	—

Задачи 101...110 (рис. 87, табл. 17). Привод состоит из электродвигателя мощностью Рдв с угловой скоростью вала ωдв и двухступенчатой передачи, включающей редуктор и открытую передачу, характеристики звеньев которой (d или z) заданы. Угловая скорость выходного (третьего) вала привода ωвых. Требуется определить: а) общие КПД и передаточное отношение привода; б) передаточное число редуктора; в) мощности, угловые скорости и вращающие моменты для всех валов. Кроме того, следует дать характеристику привода и его отдельных передач. При расчете принять следующие значения КПД передач (с учетом потерь в подшипниках): а) червячных — 0,72 (задача 108), 0,77 (задача 109) и 0,87 (задача 110); б) зубчатых, цепных и ременных — в соответствии с рекомендациями, данными в методических указаниях к выполнению контрольной работы. Упругим скольжением в ременных передачах пренебречь.

Задачи 111...120 (табл. 18). Выполнить геометрический расчет передачи редуктора. Тип передачи (червячная, цилиндрическая прямо- или косозубая) и ее передаточное число и взять из предыдущей (101...110) задачи, а межосевое расстояние а — из таблицы. При расчёте цилиндрических передач принять следующие значения относительной ширины колеса ψ: 0,4 для прямозубой передачи и 0,5 для косозубой.

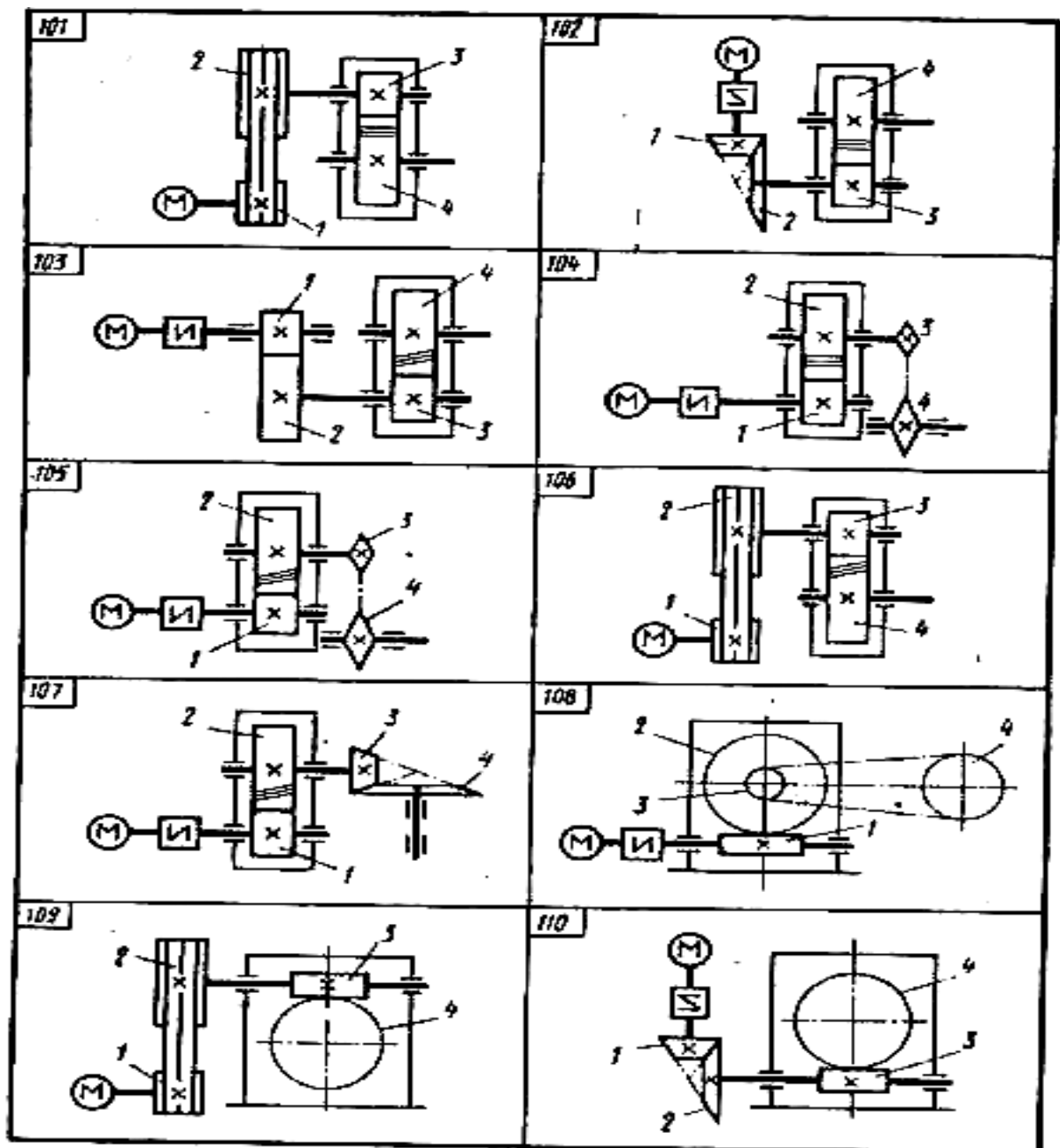


Рис. 87

Таблица 18

№ задачи	а, мм		№ задачи	а, мм	
	Нечетный вариант	Четный вариант		Нечетный вариант	Четный вариант
111	130	220	116	210	160
112	170	120	117	190	140
113	230	180	118	310	220
114	150	100	119	390	320
115	110	200	120	430	520

ОТВЕТЫ НА ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

Задание первое

К теме «Основные понятия и аксиомы статики». 2. Не одинаково, так как разнятся направления сил. 3. ≈ 100 Н, 100 кН. 4. Равновесие сохранится, а вид нагружения изменится: вместо растяжения будет сжатие. 5. Можно. 6. При $\alpha = 180^\circ$ и $F_1 = F_2$. 7. а) При $\alpha = 90^\circ$; при $\alpha = 0^\circ$; в) при $\alpha = 180^\circ$. 8. Правилom треугольника. 9. Не могут. 10. К опирающемуся телу.

К теме «Плоская система сходящихся сил». 1. а) Не «является»; б) является; в) является. 2. Вектор OD. 3. Равна нулю. 4. Графический метод - для случая б. 5. Нельзя. 6. Справа налево. 7. а) 90° ; б) 0° ; в) 180° . 8. 15 Н. 9. Случай б.

К теме «Плоская система пар. Моменты сил». 1. Не эквивалентны. 2. Момент пары на рис. 10, б. 3. 200 Н·м. 4. Потому что сумма проекций сил пары на любую ось равна нулю. 5. 10 Н·м.

К теме «Плоская система произвольно расположенных сил». 1. 10 Н·м. 2. Нулю. 3. Нельзя. 5. Значения составляющих реакций зависят от направлений осей, а полной реакции — не зависит. 6. 8,66; 2; 3 кН.

К теме «Пространственные системы сил». 1. а) F_{1y}, F_{1z} ; б) F_{1x}, N_1, N_2 ; в) F_{2y}, F_{1x}, N_1, N_2 . 2. а) не изменятся; б) изменятся лишь $M_y(N_1), M_y(N_2), M_y(F_{1x}), M_x(F_{1y}), M_y(F_{2x}), M_x(F_{2y})$.

К теме «Центр тяжести. Геометрические характеристики плоских сечений». 1. Является. 2. 10 кН; 0,74 м. 3. а) Может; б) может. 4. Не могут. 5. Относительно продольной оси. 6. Для кольца. 7. В два раза. 8. Здесь $I_x > I_y$. 9. 360; 3360 см⁴. 10. Относительно оси x. 11. 314 мм²; $\approx 16 \cdot 10^3$ мм⁴; $\approx 8 \cdot 10^3$ мм⁴.

Задание второе

К теме «Основные положения». 1. Пластические деформации. 2. а) Недостаточная жесткость; б) недостаточная прочность; в) недостаточная устойчивость. 3. В центре тяжести сечения; с главными центральными осями. 4. а) N — растяжение; б) N, $M_{из}$ — растяжение и чистый изгиб; в) Q, $M_{из}$ — поперечный изгиб; г) $M_{кр}$ — кручение; д) Q, $M_{из}$, $M_{кр}$ — поперечный изгиб и кручение.

К теме «Растяжение — сжатие». 1. Силами по центральной продольной оси бруса. 2. Направлением по отношению к проведенному сечению. 3. $N_1 = 0$; $N_2 = 10$ кН; $N_3 = -8$ кН. 4. Эпюра на рис. 37, в. 5. Равномерно. 6. Площадь сечения. 7. Модуль упругости E. 8. а) Не зависит; б) не зависит; удлинение бруса зависит от его материала. 9. а) Увеличится в 2 раза; б) уменьшится в 4 раза; изменение длины на прочность бруса не влияет; прочность бруса при увеличении диаметра возрастет в 4 раза. 10. а) 125 Н/мм²; б) длина увеличится на 0,5 мм, ширина уменьшится на $3,75 \cdot 10^{-3}$ мм. 11. До предела пропорциональности. 12. Для пластичного материала; для хрупкого материала. 13. Прочность брусьев одинакова. 14. Для обеспечения запаса прочности. 15. Масса уменьшится; надежность уменьшится. 17. а) 175 Н/мм²; б) 100 Н/мм²; в) 150, 160, 165 Н/мм². 18. ≈ 7 мм. 19. 10 кН; 0,24 мм.

К теме «Кручение». 1. $G \approx 0,4E$. 2. При растяжении. 3. Парами сил в поперечных плоскостях. 5. Нулю. 6. Эпюра на рис. 40, в. 7. Неравномерно в линейной зависимости от расстояния до полюса сечения. 8. а) Полярный момент сопротивления W_p ; б) полярный момент инерции I_p . 9. а) Не зависит; б) зависит. 10. а) Зависит; б) загасит. 11. а) Увеличится в два раза; б) уменьшится в 16 раз; изменение длины на прочность бруса не влияет; прочность бруса при увеличении диаметра возрастет в 8 раз. 12. Точка контура сечения; для любых точек контура сечения, в том числе точек А, В, Д и К. 13. Брус кольцевого сечения. 14. ≈ 80 мм.

К теме «Изгиб». 1. Силами или (и) парами сил в главных плоскостях xz или yz при условии, что силы перпендикулярны продольной оси бруса. 2. Нулю. 3. $M_{из1} = -0,2$ кН·м; $M_{из2} = 0,5$ кН·м. 4. Эпюра на рис. 43, в. 5. Неравномерно, в линейной зависимости от расстояния до нейтральной оси сечения. 6. Осевой момент сопротивления W. 7. а) Не зависит; б) зависит. 8. Относительно нейтральной оси x. 9. Формула $\sigma = M_{из}/W$ применима для опасных

точек, которыми являются точки А и D контура сечения, максимально удаленные от нейтральной оси. **10.** а) Увеличится в 8 раз; б) уменьшится в 2 раза. **11.** Балка двутаврового сечения; г, а, б, в, д. **12.** ≈ 39 мм.

К теме «Изгиб и кручение». **1.** а) F_{2y}, F_{1x}, N_1, N_2 ; б) F_{2y}, F_{1y}, F_{1z} ; в) F_{2x}, F_{1x}, N_1, N_2 . **2.** Максимально удаленные от нейтральной оси точки А и D контура сечения; для точек А и D. **3.** Увеличится в 8 раз. **4.** $500 \text{ Н}\cdot\text{мм}$; ≈ 37 мм.

К теме «Устойчивость сжатых стержней». **1.** Стержень изгибается. **2.** Стержень на рис. 46,а. **3.** При гибкости большей, чем предельная гибкость для материала стержня. **4.** а) Уменьшится в 4 раза; б) уменьшится в 16 раз. **5.** Кольцо; вокруг оси у; в плоскости хz; прямоугольник. **6.** $46,5 \text{ кН}$.

К теме «Расчет на усталость». **2.** Предел выносливости. **3.** а) Не влияют; б) влияют. **4.** Симметричный цикл.

Задание третье

К теме «Кинематика». **1.** а) На участках ВС и DE. **2.** Увеличению кривизны, т. е. уменьшению радиуса кривизны, соответствует увеличение a_n . **3.** а) Равномерное; б) равнопеременное, ускоренное; в) неравнопеременное, ускоренное. **4.** а) $s = 10 \text{ м}, v = 5 \text{ м/с} = \text{const}, a_t = 0, a_n = 0$; б) $s = 20 \text{ м}, v = 20 \text{ м/с}, a_t = 10 \text{ м/с}^2 = \text{const}, a_n = 0$; в) $s = 40 \text{ м}, v = 60 \text{ м/с}, a_t = 60 \text{ м/с}^2, a_n = 0$. **6.** Могут быть. **8.** Звено 1 — вращательное, звено 2 — поступательное, звено 3 — сложное движение. **9.** а) Равнозамедленное; б) равномерное; в) равноускоренное; г) равномерное. **10.** а) Равны нулю; б) $0,3 \text{ м/с}$; в) $0,15 \text{ м/с}$; г) $0,9$ и $0,45 \text{ м/с}^2$. **11.** Равна. **12.** 1 м/с ; скорость увеличится. **13.** Нормальное ускорение.

К теме «Динамика». **1.** Инертность тела. **2.** Ускорение точки массой 2 кг в 4 раза больше. **3.** 6 м/с^2 . **4.** Не возникает; возникает. **5.** К тросу. **6.** а) 8 кН ; б) $9,6 \text{ кН}$; в) $6,4 \text{ кН}$. **7.** 560 Н . **8.** Можно. **9.** При движении вверх. **10.** 5 кДж . **11.** 2 кВт ; $2,5 \text{ кВт}$. **12.** $40 \text{ Н}\cdot\text{м}$. **13.** При угле наклона меньше 6° . **14.** 35 Н . **15.** 70 Вт . **16.** Количество движения (импульс). **17.** 30 Н . **18.** 8 с . **19.** В 4 раза. **20.** 750 Дж ; 50 Н .

К теме «Основные понятия и определения». **1.** Подвижно. **2.** Пара «вал — втулка» является низшей. **3.** В высших.

К теме «Соединения деталей». **2.** $s(2h + 2b)$. **7.** Сварной шов внахлестку, без скоса кромок, односторонний, катет шва 5 мм . **8.** По условиям прочности при срезе и смятии. **9.** По условию прочности: а) при растяжении (сжатии); б) при срезе. **10.** Треугольный, резе полукруглый. **11.** Правое. **12.** Резьба двухзаходная. **13.** а) С мелким шагом; б) двухзаходная. **16.** В 4 раза. **18.** Призматическую шпонку. **19.** У клиновой шпонки — верхняя и нижняя грани, у призматической — боковые. **20.** Напряжения смятия. **21.** Подбирают по ГОСТу в зависимости от диаметра вала. **22.** Шлицевое соединение.

К теме «Механизмы поступательного, колебательного и прерывистого движений». **1.** В кривошипно-ползунных механизмах. **2.** Кривошипно-ползунный (рис. 73, а), кривошипно-кулисный (рис. 73,б), кулачковый (рис. 74, а) и мальтийский (рис. 74, б) механизмы. **3.** Центральный кривошипно-ползунный механизм изображен на рис. 68. **4.** Неравномерно. **6.** Возможно; не позволяет. **7.** Трение качения. **9.** С целью предотвращения отрыва толкателя от профиля кулачка вследствие инерции толкателя. **10.** Толкатель неподвижен; дугой окружности, проведенной из центра вращения кулачка. **11.** Для предотвращения падения поднятого груза. **13.** Три оборота.

К теме «Винтовые механизмы». **1.** Прямоугольная, трапецидальная и упорная. **2.** Будет. **3.** $2^\circ 17'$. **4.** 5 мм . **5.** Из расчета на износостойкость поверхности витков.

К теме «Механизмы передачи вращательного движения». **1.** Ведущие звенья обозначены 1, ведомыми звеньями являются 4 (рис. 75) и 2 (рис. 76, а). **2.** Рис. 75 — передача замедляющая, $u > 1$; рис. 76, а — передача убыстряющая, $u < 1$. **3.** Для изменения направления вращения вала или увеличения межосевого расстояния. **4.** 5 рад/с . **5.** На ведомом валу, так как передача замедляющая. **6.** $1000 \text{ Н}\cdot\text{м}$.

Фрикционные передачи. **1.** На рис. 76. **2.** Из-за бесшумности работы и предохранительных свойств при случайных перегрузках. **3.** Для увеличения коэффициента трения. **4.** Буксование. **5.** Не обеспечивает. **6.** 300 мм . **7.** Механизм на рис. 76, б; лобовой вариатор; скольжение неизбежно.

Цилиндрические зубчатые передачи. 1. Обеспечивают. 2. а) С прямозубыми колесами (рис. 77, а); б) с непрямо зубными колесами (рис. 77,б); в) с косозубыми колесами (рис. 77,б); г) с шевронными колесами (рис. 77, в). 3. Угол зацепления равен 20° ; совпадают. 4. Модуль. 5. Модули сопряженных колес должны быть равны. 6. 9 мм. 7. $m = 4$ мм; $d = 72$ мм; $d_a = 80$ мм; $d_f = 62$ мм. 8. 125 мм. 9. Для открытой передачи, из-за повышенного износа. 10. Зависит.

11. Нельзя. 12. Указанное значение не соответствует стандарту. 13. Усталостное выкрашивание рабочих поверхностей зубьев. 14. Расчет зубьев на контактную усталость. 15. Контактная прочность зубьев зависит от межосевого расстояния, а прочность на изгиб — от модуля. 16. В 2 раза. 17. Чем больше относительная ширина колес, тем больше нежелательная неравномерность распределения нагрузки по длине зуба. 18. Окружной модуль больше. 19. В косозубой передаче коэффициент перекрытия выше, что повышает нагрузочную способность и плавность работы. 20. Нормальный модуль. 21. Габариты косозубой передачи.

Конические зубчатые передачи. 1. Высота зуба уменьшается в направлении к вершине конуса. 2. Внешний модуль. 3. Можно. 4. 14° ; 76° ; 80 зубьев.

Червячные передачи. 1. Червяк. 2. Червяк представляет собой винт, понятия «число зубьев» для него не существует. 3. Нельзя, так как в червячной передаче передаточное число не равно отношению делительных диаметров звеньев. 4. Нет, у червячного колеса косые зубья. 5. Уменьшится в 4 раза. 6. С увеличением числа витков КПД возрастет. 7. Коэффициент диаметра червяка (старый термин «число модулей в делительном диаметре червяка»). 8. Эти углы одинаковы. 9. $\approx 11^\circ 19'$. 11. $d_1 = 62,5$ мм; $d_{a1} = 72,5$ мм; $d_{f1} = 50,5$ мм; $d_2 = 250$ мм; $d_{a2} = 260$ мм; $d_{f2} = 238$ мм; $a = 150$ мм.

Ременные передачи. 1. Передача на рис. 79,б. 2. Не обеспечивает. 3. Для увеличения угла обхвата на меньшем шкиве. 4. Для передачи ни рис. 79, а — нижняя ветвь, на рис. 79, б — верхняя. 5. 500 Н. 6. Влияет. 7. К буксованию. 8. С увеличением толщины ремня напряжения изгиба в нем возрастают; они больше на меньшем шкиве. 9. Не гарантирует. 10. Клиноременные передачи. 11. а) Ширину ремня; б) число ремней.

Цепные передачи. 1. Цепная передача. 3. Неравномерность хода возрастает с уменьшением числа зубьев ведущей звездочки и увеличением шага цепи. 4. Роликовые цепи. 5. Зубчатую цепь. 6. Расчет на износостойкость шарниров цепи. 7. При передаче большой нагрузки. 8. Шаг цепи.

К теме «Направляющие вращательного движения». 1. На усталость. 3. Уменьшать концентрацию напряжений в месте сопряжения участков вала. 4. Опоры скольжения. 5. От среднего давления на трущихся поверхностях, условий смазки и материала вкладыша. 6. Для распределения смазки по трущимся поверхностям. 8. Для валов недостаточной жесткости. 9. Подшипники качения. 11. Роликовые подшипники. 12. Усталостное выкрашивание. 13. Требуемую долговечность при заданной грузоподъемности.

К теме «Муфты». 1. Осевая, радиальная и угловая несоосности. 2. Глухой муфтой. 3. Смягчает толчки и удары, компенсирует в небольших пределах все виды несоосности валов. 4. Для соединения валов при большом межосевом угле.

УКАЗАНИЯ ПО ПРИМЕНЕНИЮ ЕДИНИЦ ФИЗИЧЕСКИХ ВЕЛИЧИН

Действующим стандартом ГОСТ 8.417—81 «Метрология. Единицы физических величин» запрещается применение единиц физических величин, не соответствующих Международной системе единиц (СИ). Ниже приводится перечень основных, дополнительных и производных единиц СИ величин, встречающихся в курсе технической механики для техникумов, а также указания по применению кратных и дольных единиц.

Обращаем внимание на единицы СИ, имеющие специальные наименования (применение этих наименований обязательно): ньютон (Н), равный килограмм-метру на секунду в квадрате; паскаль (Па), равный ньютону на квадратный метр; джоуль (Дж), равный ньютон-метру; ватт (Вт), равный джоулю в секунду.

К применению допущены также следующие внесистемные единицы: для времени — минута (мин), час (ч); для плоского угла — градус (\dots°), минута (\dots'), секунда (\dots'').

При необходимости применяют десятичные кратные и дольные единицы, образуемые с

помощью множителей и приставок. Наиболее часто употребляемые из них:

Множитель	Приставка	Обозначение приставки	Множитель	Приставка	Обозначение приставки
10^6	мега	М	10^{-6}	микро	мк
10^3	кило	к	10^{-3}	милли	м
10^2	гекто	г	10^{-2}	санتي	с

Величина наименование	Единица	
	наименование	Обозначение
Длина, расстояние, путь, линейное перемещение, радиус инерции сечения	метр	м
Масса	килограмм	кг
Время	секунда	с
Плоский угол, угловое перемещение, угол поворота	радиан	рад
Площадь фигуры, сечения	квадратный метр	$м^2$
Объем, момент сопротивления сечения, статический момент сечения	кубический метр	$м^3$
Момент инерции сечения	метр в четвертой степени	$м^4$
Скорость линейная	метр в секунду	м/с
Ускорение линейное	метр на секунду в квадрате	$м/с^2$
Скорость угловая	радиан в секунду	рад/с
Ускорение угловое	радиан на секунду в квадрате	$рад/с^2$
Количество движения (импульс)	килограмм-метр в секунду	кг·м/с
Момент инерции тела (динамический)	килограмм-метр в квадрате	кг·м ²
Плотность	килограмм на кубический метр	кг/м ³
Сила, вес	ньютон	Н
Момент силы, момент пары сил	ньютон-метр	Н·м
Интенсивность линейно-распределенной нагрузки, жесткость деформируемого тела	ньютон на метр	Н/м
Импульс силы	ньютон-секунда	Н·с
Удельный вес	ньютон- на кубический	Н/м ³
Давление, напряжение, модули продольной упругости и сдвига	паскаль	Па
Работа, энергия	джоуль	Дж
Мощность	Ватт	Вт

Некоторые сведения из элементарной математики.

Пропорция $a/b = c/d$

- 1) $ad=bc$;
- 2) $a=bc/d$;
- 3) $b=ad/c$;
- 4) $c=ad/b$;
- 5) $d=bc/a$.

Действия со степенями:

- 1) $(ab)^n = a^n * b^n$;
- 2) $(a/b)^n = a^n / b^n$;
- 3) $a^m * a^n = a^{m+n}$;
- 4) $a^m / a^n = a^{m-n}$;
- 5) $(a^m)^n = a^{m*n}$;
- 6) $1/a^m = a^{-m}$.

Действия с корнями:

- 1) $\sqrt[m]{a*b} = \sqrt[m]{a} * \sqrt[m]{b}$;
- 2) $\sqrt[m]{a/b} = \sqrt[m]{a} / \sqrt[m]{b}$;
- 3) $\sqrt[m]{a^n} = a^n / \sqrt[m]{}$.

Вычисления с приведением чисел к стандартному виду:

- 1) $305 = 3,05 * 10^2$; $0,0305 = 3,05 * 10^{-2}$.

Плоский угол: $1 \text{ рад} \approx 57,3^\circ$.

Круг, окружность:

- 1) площадь круга $\pi r^2 = \pi d^2 / 4 \approx 0,785 d^2$;
- 2) площадь кругового кольца $\pi (R^2 - r^2) = \pi (D^2 - d^2) / 4 \approx 0,785(D^2 - d^2)$;
- 3) площадь кругового сектора $\pi r^2 (\alpha / 360)$;
- 4) длина окружности $2\pi r = \pi d$;
- 5) длина дуги кругового сектора $2\pi r (\alpha / 360)$.

Здесь r, d – радиус и диаметр круга, сектора; α – центральный угол сектора; R, r и D, d – наружный и внутренний радиусы и диаметры кольца.

Круговой цилиндр:

- 1) площадь поперечного сечения $\pi r^2 = \pi d^2 / 4 \approx 0,785 d^2$;
- 2) площадь продольного диаметрального сечения $2rh = dh$;
- 3) боковая поверхность $2\pi rh = \pi dh$.

Здесь r, d – радиус и диаметр цилиндра; h – высота цилиндра.

Треугольник косоугольный:

- 1) теорема косинусов $c^2 = a^2 + b^2 - 2ab \cos \gamma$;

2) теорема синусов $a/\sin \alpha = b/\sin \beta = c/\sin \gamma$

Здесь α, β, γ и a, b, c — соответственно углы и их противолежащие стороны.

Треугольник прямоугольный:

1) теорема Пифагора $c^2 = a^2 + b^2$

2) тригонометрические функции: $\sin \alpha = a/c$; $\cos \alpha = b/c$; $\operatorname{tg} \alpha = a/b$;

3) нахождение катетов: $a = c \sin \alpha$; $b = c \cos \alpha$; $a = b \operatorname{tg} \alpha$;

4) нахождение гипотенузы: $c = a/\sin \alpha = b/\cos \alpha$.

Здесь α и a, b — соответственно острый угол и его противолежащий и прилежащий катеты; c — гипотенуза.

Формулы приведения тригонометрических функций:

1) $\sin \alpha = \cos(90^\circ - \alpha)$; 2) $\sin(180^\circ - \alpha) = \sin \alpha$; 3) $\cos(180^\circ - \alpha) = -\cos \alpha$.

Синусы и косинусы некоторых углов (с точностью до трех значащих цифр)

α , град	$\sin \alpha = \cos \beta$	β , град	α , град	$\sin \alpha = \cos \beta$	β , град
0	0,000	90	50		
5	0,087	85	55	0,766	40
10	0,174	80	60	0,819	35
15	0,259	75	65	0,866	30
20	0,342	70	70	0,906	25
25	0,423	65	75	0,940	20
30	0,500	60	80	0,966	15
35	0,574	55	85	0,985	10
40	0,643	50	90	0,996	5
45	0,707	45		1,000	0

Степени чисел (с точностью до трёх значащих цифр)*

n	n²	n³	n	n²	n³
0,1	0,01	0,001	4,4	19,4	85,2
0,2	0,04	0,008	4,5	20,3	91,1
0,3	0,09	0,027	4,6	21,2	97,3
0,4	0,16	0,064	4,7	22,1	104
0,5	0,25	0,125	4,8	23,0	111
0,6	0,36	0,216	4,9	24,0	118
0,7	0,49	0,343	5,0	25,0	125
0,8	0,64	0,512	5,1	26,0	133
0,9	0,81	0,729	5,2	27,0	141
1,0	1,00	1,00	5,3	28,1	149
1,1	1,21	1,33	5,4	29,2	157
1,2	1,44	1,73	5,5	30,3	166
1,3	1,69	2,20	5,6	31,4	176
1,4	1,96	2,74	5,7	32,5	185
1,5	2,25	3,38	5,8	33,6	195
1,6	2,56	4,10	5,9	34,8	205
1,7	2,89	4,91	6,0	36,0	216
1,8	3,24	5,83	6,1	37,2	227
1,9	3,61	6,86	6,2	38,4	238
2,00	4,00	8,00	6,3	39,7	250
2,1	4,41	9,26	6,4	41,0	262
2,2	4,84	10,7	6,5	42,3	275
2,3	5,29	12,2	6,6	43,6	287
2,4	5,76	13,8	6,7	44,9	301
2,5	6,25	15,6	6,8	46,2	314
2,6	6,76	17,6	6,9	47,6	329
2,7	7,29	19,7	7,0	49,0	343
2,8	7,84	22,00	7,1	50,4	358
2,9	8,41	24,4	7,2	51,8	373
3,0	9,00	27,0	7,3	53,3	389
3,1	9,61	29,8	7,4	54,8	405
3,2	10,2	32,8	7,5	56,3	422
3,3	10,9	35,9	7,6	57,8	439
3,4	11,6	39,3	7,7	59,3	457
3,5	12,3	42,9	7,8	60,8	475
3,6	13,0	46,7	7,9	62,4	493
3,7	13,7	50,7	8,0	64,0	512
3,8	14,4	54,9	8,1	65,6	531
3,9	15,2	59,3	8,2	67,2	551
4,0	16,0	64,0	8,3	68,9	572
4,1	16,8	68,9	8,4	70,6	593
4,2	17,6	74,1	8,5	72,3	614
4,3	18,5	79,5	8,6	74,0	636

Продолжение таблицы

n	n²	n³	n	n²	n³
8,7	75,7	659	9,4	88,4	831
8,8	77,4	681	9,5	90,3	857
8,9	79,2	705	9,6	92,2	885
9,0	81,0	729	9,7	94,1	913
9,1	82,8	754	9,8	96,0	941
9,2	84,7	779	9,9	98,0	970
9,3	86,5	804	10,0	100,0	1000

* Таблицей можно пользоваться и для возведения в степень чисел, отличающихся от табличных в 10^m раз, например:

1) $650^2 = 6,5^2 \cdot 100^2 = 42,3 \cdot 10^4$;

2) $650^3 = 6,5^3 \cdot 100^3 = 275 \cdot 10^6$;

3) $0,65^2 = (6,5 \cdot 10^{-1})^2 = 6,5^2 \cdot 10^{-2} = 42,3 \cdot 10^{-2}$

4) $0,065^3 = (6,5 \cdot 10^{-2})^3 = 6,5^3 \cdot 10^{-6} = 275 \cdot 10^{-6}$

Площадь круга А диаметра d

(Если диаметр круга увеличить или уменьшить в 10, 100 и т. д. раз, то площадь круга соответственно увеличится или уменьшится в 10^2 , 100^2 и т.д. раз.)

d	A	d	A	d	A
1,00	0,785	3,6	10,18	7,1	38,48
1,01	0,801	3,7	10,75	7,2	40,72
1,02	0,817	3,8	11,34	7,3	41,85
1,03	0,833	3,9	11,95	7,4	43,01
1,04	0,850	4,0	12,57	7,5	44,18
1,05	0,866	4,1	13,20	7,6	45,36
1,06	0,883	4,2	13,85	7,7	46,57
1,07	0,899	4,3	14,52	7,8	47,78
1,08	0,916	4,4	15,21	7,9	49,02
1,09	0,933	4,5	15,90	8,0	50,27
1,1	0,950	4,6	16,62	8,1	51,53
1,2	1,131	4,7	17,35	8,2	52,81
1,3	1,327	4,8	18,10	8,3	54,11
1,4	1,539	4,9	18,86	8,4	55,42
1,5	1,767	5,0	19,63	8,5	56,75

Площадь круга А диаметра d

(Если диаметр круга увеличить или уменьшить в 10, 100 и т. д. раз, то площадь круга соответственно увеличится или уменьшится в 10^2 , 100^2 и т.д. раз.)

d	A	d	A	d	A
----------	----------	----------	----------	----------	----------

1,6	2,011	5,1	20,43	8,6	58,09
1,7	2,270	5,2	21,24	8,7	59,45
1,8	2,545	5,3	22,06	8,8	60,82
1,9	2,835	5,4	22,90	8,9	62,21
2,0	3,142	5,5	23,76	9,0	63,62
2,1	3,464	5,6	24,63	9,1	65,04
2,2	3,801	5,7	25,52	9,2	66,48
2,3	4,155	5,8	26,42	9,3	67,93
2,4	4,524	5,9	27,34	9,4	69,40
2,5	4,909	6,0	28,27	9,5	70,88
2,6	5,309	6,1	29,22	9,6	72,38
2,7	5,726	6,2	30,19	9,7	74,05
2,8	6,158	6,3	31,17	9,8	75,43
2,9	6,605	6,4	32,17	9,9	76,98
3,0	7,069	6,5	33,18	10,0	78,54
3,1	7,548	6,6	34,21		
3,2	8,042	6,7	35,26		
3,3	8,553	6,8	36,32		
3,4	9,079	6,9	37,39		
3,5	9,621	7,0	38,48		

Значения часто встречающихся постоянных величин

Величина	Её значение	Величина	Её значение
π	3,142	$\pi^3 \sqrt{\pi}$	4,601
$\pi/2$	1,571	$\pi \sqrt{2}$	4,443
$\pi/3$	1,047	$\pi / \sqrt{2}$	2,221
$\pi/4$	0,785	$\sqrt{2\pi}$	2,507
$\pi/6$	0,524	$\sqrt{\pi/2}$	1,253
$\pi/180$	0,018	$\sqrt{1/\pi}$	0,564
π^2	9,870	$\sqrt{2/\pi}$	0,798
$4\pi^2$	39,48	$\sqrt[3]{2/\pi}$	1,845
$\pi^2/4$	2,467	$\sqrt[3]{\pi/2}$	1,162
π^3	31,01	$\sqrt[3]{1/\pi}$	0,683
$1/\pi$	0,318	$\sqrt[3]{2/\pi}$	0,680
$1/\pi^2$	0,101	g	9,810
$1/\pi^3$	0,032	g ²	96,24

$180/\pi$	57,30	\sqrt{g}	3,132
$\sqrt{\pi}$	1,773	$\pi\sqrt{g}$	9,840
$\sqrt[3]{\pi}$	1,465	$\sqrt{2g}$	13,92
$\pi\sqrt{\pi}$	5,563	$1/g$	0,102

Переход от единиц частоты вращения, об/мин, к единицам угловой скорости, рад/с
($\omega = \pi n/30$)

n, об/мин	ω, рад/с	n, об/мин	ω, рад/с
1	0,105	180	18,8
3	0,314	200	20,9
5	0,524	250	26,2
10	1,05	300	31,4
15	1,57	350	36,7
20	2,09	400	41,9
25	2,62	450	47,1
30	3,14	500	52,4
35	3,67	550	57,6
40	4,19	600	62,8
45	4,71	650	68,1
50	5,24	700	73,3
55	5,76	750	78,5
60	6,28	800	83,8
65	6,80	850	89,0
70	7,33	900	94,2
75	7,85	950	99,5
80	8,38	1000	105,0
85	8,90	1100	116,0
90	9,42	1200	126,0
100	10,5	1300	136,0
120	12,6	1400	147,0
150	15,7	1500	157,0

Переход от градусной меры к радианной.

α, град.	α, рад.	α, град.	α, рад.	α, град.	α, рад.
1°	0,0175	10°	0,1745	55°	0,9599
2°	0,0349	15°	0,2618	60°	1,0472
3°	0,0524	20°	0,3491	65°	1,1345
4°	0,0698	25°	0,4363	70°	1,2217
5°	0,0873	30°	0,5236	75°	1,3090
6°	0,1047	35°	0,6109	80°	1,3962
7°	0,1222	40°	0,6981	85°	1,4835
8°	0,1396	45°	0,7854	90°	1,5708
9°	0,1571	50°	0,8727		

Чтобы найти длину дуги l окружности радиуса r , зная меру этой дуги α в градусах, достаточно умножить r на радианную меру этой дуги. Например, при $r = 25$ см и $\alpha = 35^\circ$ $l = 25 \cdot 0,6109 = 15,27$ см.

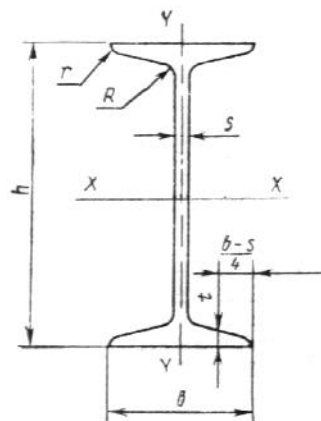
Приложение II. Таблица соотношений между некоторыми единицами физических величин, подлежащих изъятию, и единицами СИ

Наименование величины	Единица				Соотношение единиц
	подлежащая изъятию		СИ		
	наименование	обозначение	наименование	обозначение	
Сила; нагрузка; вес	килограмм-сила тонна-сила грамм-сила	кгс тс гс	ньютон	Н	1 кгс~9,8 Н~10 Н 1 тс~9,8·10 ³ Н~10кН 1 гс~9,8·10 ⁻³ Н~10мН
Линейная нагрузка	килограмм-сила на метр	кгс/м	ньютон на метр	Н/м	1 кгс/м~10 Н/м
Поверхностная нагрузка	килограмм-сила на квадратный метр	кгс/м ²	ньютон на квадратный метр	Н/м ²	1 кгс/м ² ~10 Н/м ²
Давление	килограмм-сила на квадратный сантиметр	кгс/см ²	паскаль	Па	1 кгс/см ² ~9,8·10 ⁴ Па~ ~10 ⁵ Па~0,1 МПа
	миллиметр водяного столба	мм вод. ст.			1 мм вод. ст.~9,8 Па ~10 Па
	миллиметр ртутного столба	мм рт. ст.			1 мм рт. ст.~133,3 Па
Механическое напряжение Модуль продольной упругости; модуль объемного сжатия	килограмм-сила на квадратный миллиметр	кгс/мм ²	Паскаль	Па	1 кгс/мм ² ~9,8·10 ⁶ Па~10 ⁷ Па~10 МПа
	килограмм-сила на квадратный сантиметр	кгс/см ²	Паскаль	Па	1 кгс/см ² ~9,8·10 ⁴ Па~10 ⁵ Па~0,1 МПа
Момент силы Момент пары сил	килограмм-сила-метр	кгс · м	ньютон — метр	Н·м	1 кгс·м~9,8 Н·м ~ 10 Н·м
Работа (энергия)	килограмм-сила-метр	кгс · м	джоуль	Дж	1 кгс·м~9,8 Дж~10 Дж
Мощность	килограмм-сила-метр в секунду	кгс · м/с	ватт	Вт	1 кгс·м/с~9,8Вт~10Вт
	лошадиная сила	л.с			1 л. с~735,5 Вт

ГОСТ 8239-89: Двутавры стальные горячекатаные

Настоящий стандарт устанавливает сортамент горячекатаных стальных двутавров с уклоном внутренних граней полок.

1. Поперечное сечение двутавров должно соответствовать указанному на черт. 1.



h — высота двутавра; b — ширина полки; s — толщина стенки; t — средняя толщина полки; R — радиус внутреннего закругления; r — радиус закругления полки

Черт. 1

Примечание. Уклон внутренних граней полок должен быть 6—12 %.

Таблица 1

Номер двутавра	Размеры						Площадь поперечного сечения, см^2	Масса 1 м, кг	Справочные значения для осей						
	h	b	s	t	R	r			X — X				Y — Y		
	не более мм								I_x	W_x	i_x	S_x	I_y	W_y	i_y
						см^4	см^3	см	см^3	см^4	см^3	см			
10	100	55	4,5	7,2	7,0	2,5	12,0	9,46	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	7,3	7,5	3,0	14,7	11,50	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	7,5	8,0	3,0	17,4	13,70	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,50	1,55
16	160	81	5,0	7,8	8,5	3,5	20,2	15,90	873	109,0	6,57	62,3	58,6	14,50	1,70
18	180	90	5,1	8,1	9,0	3,5	23,4	18,40	1290	143,0	7,42	81,4	82,6	18,40	1,88
20	200	100	5,2	8,4	9,5	4,0	26,8	21,00	1840	184,0	8,28	104,0	115,0	23,10	2,07
22	220	110	5,4	8,7	10,0	4,0	30,6	24,00	2550	232,0	9,13	131,0	157,0	28,60	2,27
24	240	115	5,6	9,5	10,5	4,0	34,8	27,30	3460	289,0	9,97	163,0	198,0	34,50	2,37
27	270	125	6,0	9,8	11,0	4,5	40,2	31,50	5010	371,0	11,20	210,0	260,0	41,50	2,54
30	300	135	6,5	10,2	12,0	5,0	46,5	36,50	7080	472,0	12,30	268,0	337,0	49,90	2,69
33	330	140	7,0	11,2	13,0	5,0	53,8	42,20	9840	597,0	13,50	339,0	419,0	59,90	2,79
36	360	145	7,5	12,3	14,0	6,0	61,9	48,60	13380	743,0	14,70	423,0	516,0	71,10	2,89
40	400	155	8,3	13,0	15,0	6,0	72,6	57,00	19062	953,0	16,20	545,0	667,0	86,10	3,03
45	450	160	9,0	14,2	16,0	7,0	84,7	66,50	27696	1231,0	18,10	708,0	808,0	101,00	3,09

50	500	170	10,0	15,2	17,0	7,0	100,0	78,50	39727	1589,0	19,90	919,0	1043,0	123,00	3,23
55	550	180	11,0	16,5	18,0	7,0	118,0	92,60	55962	2035,0	21,80	1181,0	1356,0	151,00	3,39
60	600	190	12,0	17,8	20,0	8,0	138,0	108,00	76806	2560,0	23,60	1491,0	1725,0	182,00	3,54

Примечания:

1. Площадь поперечного сечения и масса 1 м двутавра вычислены по номинальным размерам; плотность стали принята равной $7,85 \text{ г/см}^3$.

2. Величины радиусов закругления, уклона внутренних граней полок, толщины полок, указанные на черт. 1 и в табл. 1, приведены для построения калибров и на готовом прокате не контролируется.

3. В таблицах используют обозначения:

- I — момент инерции;
- W — момент сопротивления;
- S — статический момент полусечения;
- i — радиус инерции.

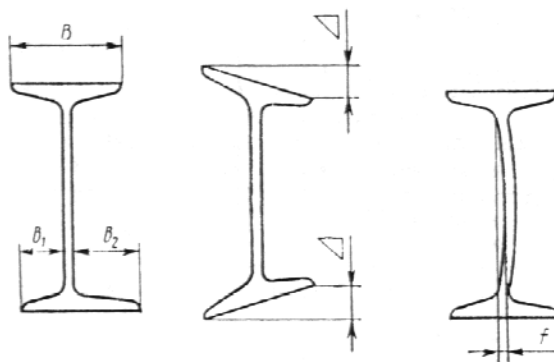
4. Двутавры от № 24 до № 60 не рекомендуется применять в новых разработках.

2. Номинальные размеры двутавров, площадь поперечного сечения, масса и справочные значения для осей должны соответствовать приведенным в табл. 1.

3. По точности прокатки двутавры изготавливают:

- повышенной точности — Б,
- обычной точности — В.

4. Предельные отклонения по размерам и форме поперечного сечения двутавров (черт. 1—2) должны соответствовать приведенным в табл. 2.



b_1 — ширина укороченного фланца; b_2 — ширина удлиненного фланца; D — перекося полки; f — прогиб стенки

Черт. 2

Таблица 2, мм

Параметр двутавра, показатель качества	Размер	Предельные отклонения при точности прокатки	
		повышенной	обычной
Высота h	До 140 включ.		$\pm 2,0$
	Св. 140 ” 180 ”	$\pm 2,0$	$\pm 2,5$
	” 180 ” 300 ”		$\pm 3,0$

	” 300 ” 360 ”	± 3,0	± 3,5
	” 360 ” 600 ”	±4,0	±4,0
Ширина полки <i>b</i>	До 73 включ.		± 2,0
	Св. 73 ” 90 ”	±2,0	± 2,5
	” 90 ” 135 ”		±3,0
	” 135 ” 155 ”		± 3,5
	” 155	±3,0	±4,0
Толщина полки <i>t</i> *	До 7,5 включ.	– 0,4	– 0,7
	Св. 7,5 ” 8,9 ”	– 0,5	– 0,7
	” 8,9 ” 10,7 ”	– 0,6	– 0,8
	” 10,7 ” 12,3 ”	– 0,7	
	” 12,3 ” 14,2 ”	– 0,8	– 1,0
	” 14,2 ” 15,2 ”	– 0,9	
	” 15,2	– 1,0	– 1,2
Перекося полки <i>D</i> при ширине <i>b</i>	От 55 до 190 включ.	Не более 0,0125 <i>b</i>	Не более 0,02 <i>b</i>
Отклонение от симметричности <i>d</i> $\delta = \frac{b_1 - b_2}{2}$	До 73 включ.		2,0
	Св. 73 ” 90 ”	2,0	2,5
	” 90 ” 135 ”		3,0
при ширине <i>b</i>	” 135 ” 145 ”		3,5
	” 145	3,0	4,0
Длина	До 8 м включ.	+40	+40
	Св. 8 м	К допуску +40 прибавлять по 5 мм на каждый метр длины св. 8 м	+80

* Плюсовые отклонения ограничиваются предельными отклонениями по массе.

5. Прогиб стенки (*f*) не должен превышать 0,15 *S*.

6. Кривизна двутавра не должна превышать 0,2 % длины.

7. Притупление наружных кромок полок двутавров повышенной точности не должно превышать 2,2 мм, для двутавров обычной точности — не контролируется.

8. Профили изготавливают длиной от 4 до 12 м:

- мерной длины;
- кратной мерной длины;
- немерной длины.

По согласованию изготовителя с потребителем допускается изготовление двутавров длиной свыше 12 м.

9. Отклонения по массе 1 м двутавра не должны превышать плюс 3, минус 5 %.

По согласованию изготовителя с потребителем отклонение по массе без контроля толщины полок и стенки двутавра не должно превышать плюс 3, минус 3 % для двутавров до № 16 и плюс 2,5, минус 2,5 % для двутавров свыше 16.

10. Размеры и геометрическую форму контролируют на расстоянии не менее 500 мм от торца двутавра.

Высоту двутавра контролируют в плоскости $Y - Y$.

ИНФОРМАЦИОННЫЕ ДАННЫЕ

1. РАЗРАБОТАН И ВНЕСЕН Министерством черной металлургии СССР, ГОССТРОЕМ СССР, Центральным научно-исследовательским институтом строительных конструкций.

2. УТВЕРЖДЕН И ВВЕДЕН В ДЕЙСТВИЕ Постановлением Государственного комитета СССР по стандартам от 27.09.89 № 2940

3. Стандарт полностью соответствует СТ СЭВ 2209-80

4. Стандарт соответствует МС ИСО 657/13

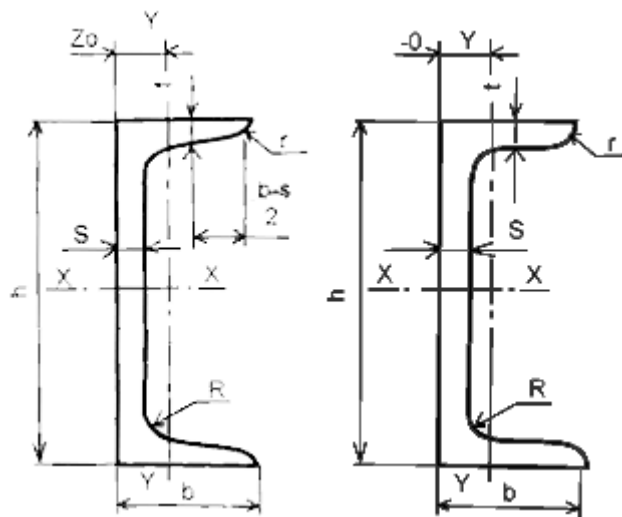
5. Стандарт унифицирован с БДС 5951—75, TGL 10369

6. ВЗАМЕН ГОСТ 8239—72

ГОСТ 8240-89: Швеллеры стальные горячекатаные

Настоящий стандарт устанавливает сортамент швеллеров с уклоном внутренних граней полок и швеллеры с параллельными гранями полок.

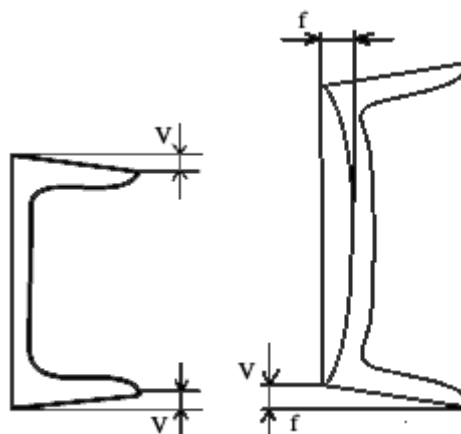
1. Поперечное сечение швеллеров должно соответствовать указанному на черт. 1 и 2.
2. Номинальные размеры швеллеров, площадь поперечного сечения, масса 1 м и справочные значения для осей должны соответствовать приведенным в табл. 1 и 2.
3. По точности прокатки швеллеры изготовляют: повышенной точности—Б; обычной точности — В.
4. Предельные отклонения по размерам и форме швеллеров (черт. 1—3) должны соответствовать приведенным в табл. 3.



Черт.1

Черт.2

h—высота;
 b—ширина полки;
 s—толщина стенки;
 t—толщина полки;
 R — радиус внутреннего закругления;
 r—радиус закругления полки;
 Zo—расстояние от оси Y—Y до наружной грани стенки.
 Примечание. Уклон внутренних граней полок должен быть 4—10%.



перекос полки; f - прогиб стенки
 Черт.3

Таблица 1. Швеллеры с уклоном внутренних граней полок

№ швеллера	h	b	s	t	R	r	Площадь поперечного сечения см ²	Масса 1 м, кг	Справочные значения для осей						Z ₀ , см	
					не более				X - X			Y - Y				
					мм						I _x , см ⁴	W _x , см ³	i _x , см	S _x , см ³		I _y , см ⁴
5	50	32	4,4	7,0	6,0	2,5	6,16	4,84	22,8 48,6	9,1	1,92	5,59	5,61	2,75	0,95	1,16
6.5	65	36	4,4	7,2	6,0	2,5	7,51	5,90		89,4	15,0	2,54	9,00	8,70	3,68	1,08
8	80	40	4,5	7,4	6,5	2,5	8,98	7,05	174,0	22,4	3,16	23,30	12,80	4,75	1,19	1,31
10	100	46	4,5	7,6	7,0	3,0	10,90	8,59	304,0	34,8	3,99	20,40	20,40	6,46	1,37	1,44
12	120	52	4,8	7,8	7,5	3,0	13,30	10,40	491,0	50,6	4,78	29,60	31,20	8,52	1,53	1,54
14	140	58	4,9	8,1	8,0	3,0	15,60	12,30	747,0	70,2	5,60	40,80	45,40	11,00	1,70	1,67
16	160	64	5,0	8,4	8,5	3,5	18,10	14,20	823,0	93,4	6,42	54,10	63,30	13,80	1,87	1,80
16а	160	68	5,0	9,0	8,5	3,5	19,50	15,30	1090,0	103,0	6,49	59,40	78,80	16,40	2,01	2,00
18	180	70	5,1	8,7	9,0	3,5	20,70	16,30	1190,0	121,0	7,24	69,80	86,00	17,00	2,04	1,94
18а	180	74	5,1	9,3	9,0	3,5	22,20	17,40	1520,0	132,0	7,32	76,10	105,00	20,00	2,18	2,13
20	200	76	5,2	9,0	9,5	4,0	23,40	18,40	2110,0	152,0	8,07	87,80	113,00	20,50	2,20	2,07
22	220	82	5,4	9,5	10,0	4,0	26,70	21,00	2900,0	192,0	8,89	110,00	151,00	25,10	2,37	2,21
24	240	90	5,6	10,0	10,5	4,0	30,60	24,00	4160,0	242,0	9,73	139,00	208,00	31,60	2,60	2,42
27	270	95	6,0	10,5	11,0	4,5	35,20	27,70	5810,0	308,0	10,90	178,00	262,00	37,30	2,73	2,47
30	300	100	6,5	11,0	12,0	5,0	40,50	31,80	7980,0	387,0	12,00	224,00	327,00	43,60	2,84	2,52
33	330	105	7,0	11,7	13,0	5,0	46,50	36,50	10820,0	484,0	13,10	281,00	410,00	51,80	2,97	2,59
36	360	110	7,5	12,6	14,0	6,0	53,40	41,90	15220,0	601,0	14,20	350,00	513,00	61,70	3,10	2,68
40	400	115	8,0	13,5	15,0	6,0	61,50	48,30		761,0	15,70	444,00	642,00	73,40	3,23	2,75

Таблица 2. Швеллеры с параллельными гранями полок

№ швеллера	h	b	s	t	R	r	Площадь поперечного сечения см ²	Масса 1 м, кг	Справочные значения для осей						Z ₀ , см	
					не более				X - X			Y - Y				
					мм						I _x , см ⁴	W _x , см ³	i _x , см	S _x , см ³		I _y , см ⁴
5П	50	32	4,4	7,0	6,0	3,5	6,16	4,84	22,8 48,6	9,1	1,92	5,61	5,95	2,99	0,98	1,21
6.5П	65	36	4,4	7,2	6,0	3,5	7,51	5,90		89,4	15,0	2,55	9,02	9,35	4,06	1,12
8П	80	40	4,5	7,4	6,5	3,5	8,98	7,05	174,0	22,5	3,16	13,30	13,90	3,31	1,24	1,38
10П	100	46	4,5	7,6	7,0	4,0	10,90	8,59	304,0	34,9	3,99	20,50	22,60	7,37	1,44	1,53
12П	120	52	4,8	7,8	7,5	4,5	13,30	10,40	491,0	50,8	4,79	29,70	34,90	9,84	1,62	1,66
14П	140	58	4,9	8,1	8,0	4,5	15,60	12,30	747,0	70,4	5,61	40,90	51,50	12,90	1,81	1,82
16П	160	64	5,0	8,4	8,5	5,0	18,10	14,20	823,0	93,8	6,44	54,30	72,80	16,40	2,00	1,97
16аП	160	68	5,0	9,0	8,5	5,0	19,50	15,30	1090,0	103,0	6,51	59,50	90,50	19,60	2,15	2,19
18П	180	70	5,1	8,7	9,0	5,0	20,70	16,30	1190,0	121,0	7,26	70,00	100,00	20,60	2,20	2,14
18аП	180	74	5,1	9,3	9,0	5,0	22,20	17,40	1520,0	133,0	7,34	76,30	123,00	24,30	2,35	2,36
20П	200	76	5,2	9,0	9,5	5,5	23,40	18,40	2110,0	153,0	8,08	88,00	134,00	25,20	2,39	2,30
22П	220	82	5,4	9,5	10,0	6,0	26,70	21,00	2900,0	193,0	8,90	111,00	178,00	31,00	2,58	2,47
24П	240	90	5,6	10,0	10,5	6,0	30,60	24,00	4160,0	243,0	9,75	139,00	248,00	39,50	2,85	2,72
27П	270	95	6,0	10,5	11,0	6,5	35,20	27,70	5810,0	310,0	10,90	178,00	314,00	46,70	2,99	2,78
30П	300	100	6,5	11,0	12,0	7,0	40,50	31,80	7980,0	389,0	12,00	224,00	393,00	54,80	3,12	2,83
33П	330	105	7,0	11,7	13,0	7,5	46,50	36,50	10820,0	486,0	13,10	281,00	491,00	64,60	3,25	2,90
36П	360	110	7,5	12,6	14,0	8,5	53,40	41,90	15220,0	603,0	14,30	350,00	611,00	76,30	3,38	2,99
40П	400	115	8,0	13,5	15,0	9,0	61,50	48,30		763,0	15,80	445,00	760,00	89,00	3,51	3,05

Примечания к табл. 1 и 2:

1. Площадь поперечного сечения и масса 1 м швеллера, вычислены по номинальным размерам; плотность стали принята равной 7,85 г/см³.
2. Значения радиусов закругления, уклона внутренних полок, толщины полок, указанные на черт. 1 и 2 и в табл. 1 и 2, на профиле не контролируются и приведены для построения калибров.
3. В таблицах используют обозначения: I—момент инерции; W—момент сопротивления; i—радиус инерции, s—статический момент полусечения.

Таблица 3

Параметр швеллера, показатель качества	Размер	Предельные отклонения при точности прокатки	
		повышенной	обычной
Высота h	До 80 включ.	±1,5	±1,5
	Св. 80 до 140		±2,0
	140 - 180	±2,0	±2,5
	180 - 300		±3,0
Ширина полки b	300 - 400	±3,0	±3,5
	До 40 включ.	±1,5	±1,5
	Св. 40 до 58		±2,0
	58 - 70	±2,0	±2,5
Толщина полки t*	70 - 100		±3,0
	100	±3,0	±3,5
	До 7,4 включ.	-0,3	-0,7
	Св. 7,4 до 8,1	-0,4	
Перекося полки при ширине полки b	8.1 - 9,3	-0,5	-0,8
	9,3 - 10,2	-0,6	
	10.2 - 11,0	-0,7	-1,0
	11,0	-0,8	
Прогиб стенки f	До 115 включ.	Не более 0,0125 b	Не более 0,025 b
Кривизна швеллера	До 400 включ.	Не более 0,15 s	Не более 0,25 s
Кривизна швеллера	—	Не более 0,2% длины	Не более 0,2% длины
Длина	До 8 м Св. 8 м	+40 К допуску +40 прибавлять по 5 мм на каждый метр длины св. 8 м	+40 +80

*Плюсовые отклонения ограничиваются предельными отклонениями по массе.

5. Притупление наружных углов швеллеров повышенной точности до № 20 не должно превышать 2,2 мм, свыше 20—3 мм; для швеллеров обычной точности—не контролируется.

6. Швеллеры изготовляют длиной от 4 до 12 м:

- мерной длины;
- кратной мерной длины;
- немерной длины.

По согласованию изготовителя с потребителем допускается изготовление швеллеров длиной свыше 12 м.

7. Отклонения по массе 1 м швеллера не должны превышать плюс 3, минус 5%.

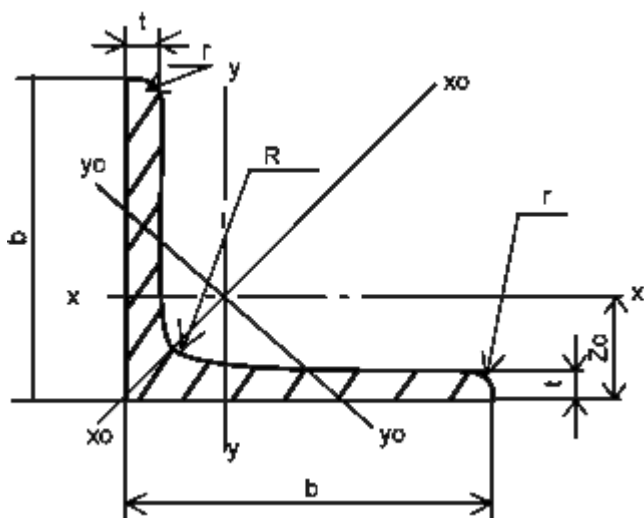
По согласованию изготовителя с потребителем отклонение по массе без контроля толщины полок и стенки швеллера не должно превышать плюс 3, минус 3% для швеллеров до № 16 и плюс 2,5, минус 2,5% для швеллеров свыше 16.

8. Размеры и геометрическую форму швеллера контролируют на расстоянии не менее 500 мм от торца. Высоту швеллера контролируют в плоскости его стенки

ГОСТ 8509-86: Уголки стальные горячекатаные равнополочные

1. Настоящий стандарт распространяется на стальные горячекатаные равнополочные уголки. Стандарт полностью соответствует СТ СЭВ 104—74.

2. Размеры уголков, площадь поперечного сечения, справочные величины для осей и массы 1 м уголков должны соответствовать указанным на чертеже и в табл. 1.



Чертеж 1

Условные обозначения к чертежу 1 и таблице 1.

- b - ширина полки;
- t - толщина полки
- R - радиус внутреннего закругления;
- r - радиус закругления полок;
- J - момент инерции;
- i - радиус инерции;
- Z₀ - расстояние от центра тяжести до наружной грани полки;
- J_{xy} - центробежный момент инерции

Таблица 1

Номер уголка	мм				Площадь поперечного сечения, см ²	Справочные величины для осей		
	b	t	R	r		x-x		
						I _x , см ⁴	W _x , см ³	i _x , см
2	20	3	3,5	1,2	1,13	0,40	0,28	0,59
		4			1,46	0,50	0,37	0,58
2,5	25	3	4,0	1,3	1,43	0,81	0,46	0,75
		4			1,86	1,03	0,59	0,74
		5*			2,27	1,22	0,71	0,73
2,8	28	3	4,0	1,3	1,62	1,16	0,58	0,85
3	30	3	4,0	1,3	1,74	1,45	0,67	0,91
		4			2,27	1,84	0,87	0,80
		5*			2,78	2,20	1,06	0,89
3,2	32	3	4,5	1,5	1,86	1,77	0,77	0,97
		4			2,43	2,26	1,0	0,96
3,5	35	3	4,5	1,5	2,04	2,35	0,93	1,07
		4			2,17	3,01	1,21	1,06
		5			3,28	3,61	1,47	1,05
4	40	3	5,0	1,7	2,35	3,55	1,22	1,23
		4			3,08	4,58	1,60	1,22
		5			3,79	5,53	1,95	1,21
		6*			4,48	6,41	2,30	1,20
4,5	45	3	5,0	1,7	2,65	5,13	1,56	1,39
		4			3,48	6,63	2,04	1,38
		5			4,29	8,03	2,51	1,37
		6*			5,08	9,35	2,95	1,36

5	40	3	5,5	1,8	2,96	7,11	1,94	1,55
		4			3,89	9,21	2,54	1,54
		5			4,80	11,20	3,13	1,53
		6			5,69	13,07	3,69	1,52
		7*			6,56	14,84	4,23	1,50
8*	7,41	16,51	4,76	1,49				
5,6	56	4	6,0	2,0	4,38	13,10	3,21	1,73
		5			5,41	15,97	3,96	1,72
6*	60	4	7,0	2,3	4,72	16,21	3,70	1,85
		5			5,83	19,79	4,56	1,84
		6			6,92	23,21	5,40	1,83
		8			9,04	29,55	7,00	1,81
		10			11,08	35,32	8,52	1,79
6,3	63	4			4,96	18,86	4,09	1,95
		5			6,13	23,10	5,05	1,94
		6			7,28	27,06	5,98	1,93

Продолжение

Номер уголка	t, mm	Справочные величины для осей							Масса 1м уголка, кг
		хо-хо		yo-yo			Jxy, см ⁴	Zo, см	
		Jxo max, см ⁴	ixо max, см	Jyo min, см ⁴	Wyо, см ³	iyо min, см			
2	3	0,63	0,75	0,17	0,20	0,39	0,23	0,60	0,89
	4	0,75	0,73	0,22	0,24	0,38	0,28	0,64	1,15
2,5	3	1,29	0,95	0,34	0,33	0,49	0,47	0,73	1,12
	4	1,62	0,93	0,44	0,41	0,48	0,59	0,76	1,46
	5*	1,91	0,92	0,53	0,47	0,48	0,69	0,80	1,78
2,8	3	1,84	1,07	0,48	0,42	0,55	0,68	0,80	1,27
3	3	2,30	1,15	0,60	0,53	0,59	0,85	0,85	1,36
	4	2,92	1,13	0,77	0,61	0,58	1,08	0,89	1,78
	5*	3,47	1,12	0,94	0,71	0,58	1,27	0,93	2,18
3,2	3	2,80	1,23	0,74	0,59	0,63	1,03	0,89	1,46
	4	3,58	1,21	0,94	0,71	0,62	1,32	0,94	1,91
3,5	3	3,72	1,35	0,97	0,71	0,69	1,37	0,97	1,60
	4	4,76	1,33	1,25	0,88	0,68	1,75	1,01	2,10
	5	5,71	1,32	1,52	1,02	0,68	2,10	1,05	2,58
4	3	5,63	1,55	1,47	0,95	0,79	2,08	1,09	1,85
	4	7,25	1,53	1,90	1,19	0,78	2,68	1,13	2,42
	5	8,75	1,52	2,30	1,39	0,78	3,22	1,17	2,98
	6*	10,13	1,50	2,70	1,58	0,78	3,72	1,21	3,52
4,5	3	8,13	1,75	2,12	1,24	0,89	3,00	1,21	2,08
	4	10,52	1,74	2,74	1,54	0,89	3,89	1,26	2,73
	5	12,74	1,72	3,33	1,81	0,88	4,71	1,30	3,37
	6*	14,80	1,71	3,90	2,06	0,88	5,45	1,34	3,99
5	3	11,27	1,95	2,95	1,57	1,00	4,16	1,33	2,32
	4	14,53	1,94	3,80	1,95	0,99	5,42	1,38	3,05
	5	17,77	1,92	4,63	2,30	0,98	6,57	1,42	3,77
	6	20,72	1,91	5,43	2,63	0,98	7,65	1,46	4,47
	7*	22,43	1,89	6,21	2,93	0,97	8,63	1,50	5,15
8*	25,03	1,87	6,98	3,22	0,97	9,52	1,53	5,82	
5,6	4	20,79	2,18	5,41	2,52	1,11	7,69	1,52	3,44
	5	25,36	2,16	6,59	2,97	1,10	9,41	1,57	4,25
6*	4	25,69	2,33	6,72	2,93	1,19	9,48	1,62	3,71
	5	31,40	2,32	8,18	3,49	1,18	11,61	1,66	4,58
	6	36,81	2,31	9,60	3,99	1,18	13,60	1,70	5,43
	8	46,77	2,27	12,34	4,90	1,17	17,22	1,78	7,10
	10	55,64	2,24	15,00	5,70	1,16	20,32	1,85	8,70
6,3	4	29,90	2,45	7,81	3,26	1,25	11,00	1,69	3,90
	5	35,80	2,44	9,52	3,87	1,25	13,70	1,74	4,81
	6	42,91	2,43	11,18	4,44	1,24	15,90	1,78	5,72

Продолжение

Номер уголка	мм				Площадь поперечного сечения, см ²	Справочные величины для осей						
	b	t	R	r		x-x						
						Ix, см ⁴	Wx, см ³	ix, см				
7	70	4,5	8,0	2,7	6,20	29,04	5,67	2,16				
		5			6,86	31,94	6,27	2,16				
		6			8,15	37,58	7,43	2,15				
		7			9,42	42,98	8,57	2,14				
		8			10,67	48,16	9,68	2,12				
		10*			13,11	57,90	11,82	2,10				
7,5	75	5	9,0	3,0	7,39	39,53	7,21	2,31				
		6			8,78	46,57	8,57	2,30				
		7			10,15	53,34	9,89	2,29				
		8			11,50	59,84	11,18	2,28				
		9			12,83	66,10	12,43	2,27				
8	80	5,5	9,0	3,0	8,63	52,68	9,03	2,47				
		6			9,38	56,97	9,80	2,47				
		7			10,85	65,31	11,32	2,45				
		8			12,30	73,36	12,80	2,44				
		10*			15,14	83,58	15,67	2,42				
		12*			17,90	102,74	18,42	2,40				
9	90	6	10,0	3,3	10,61	82,10	12,49	2,78				
		7			12,28	94,30	14,45	2,77				
		8			13,93	106,11	16,36	2,76				
		9			15,60	118,00	18,29	2,75				
		10*			17,17	128,60	20,07	2,74				
		12*			20,33	149,67	23,85	2,71				
10	100	6,5	12,0	4,0	12,82	122,10	16,69	3,09				
		7			13,75	130,59	17,90	3,08				
		8			15,60	147,19	20,30	3,07				
		10			19,24	178,95	24,97	3,05				
		12			22,80	208,90	29,47	3,03				
		14			26,28	237,15	33,83	3,00				
		15*			27,99	250,68	35,95	2,99				
		16			29,68	263,82	38,04	2,98				
		11			110	7	12,0	4,0	15,15	175,61	21,83	3,40
						8			17,20	198,17	24,77	3,39
12*	120	8	12,0	4,0	18,80	259,75	29,68	3,72				
		10			23,24	317,16	36,59	3,69				
		12			27,60	371,80	43,30	3,67				
		15			33,99	448,90	52,96	3,63				
12,5	125	8	14,0	4,6	19,69	294,36	32,20	3,87				
		9			22,0	327,48	36,00	3,86				
		10			24,33	359,82	39,74	3,85				
		12			28,89	422,23	47,06	3,82				
		14			33,37	481,76	54,17	3,80				
		16			37,37	538,56	61,09	3,78				
14	140	9	14,0	4,6	24,72	465,72	45,55	4,34				
		10			27,33	512,29	50,32	4,33				
		12			32,49	602,49	59,66	4,31				
15*	150	10	14,0	4,6	29,33	634,76	58,07	4,65				
		12			34,89	747,48	68,90	4,63				
		15			43,08	908,38	84,66	4,59				
		18			51,09	1060,08	99,86	4,56				
16	160	10	16,0	5,3	31,43	774,24	66,19	4,96				
		11			34,42	844,21	72,44	4,95				
		12			37,39	912,89	78,62	4,94				
		14			43,57	1046,47	90,77	4,92				
		16			49,07	1175,19	102,64	4,89				
		18			54,79	1290,24	114,24	4,87				
		20			60,40	1418,85	125,60	4,85				

18	180	11			38,80	1216,44	92,47	5,60
		12			42,19	1316,62	100,41	5,59
		15*			52,18	1607,36	123,74	5,55
		18*			61,99	1884,07	146,36	5,51
		20*			68,43	2061,11	161,07	5,49
20	200	12	18,0	6,0	47,10	1822,78	124,61	6,22
		13			50,85	1960,77	134,44	6,21
		14			54,60	2097,00	144,17	6,20
		16			61,98	2362,57	163,37	6,17
		18*			69,30	2620,64	182,22	6,15
		20			76,54	2871,47	200,73	6,12
		24*			90,78	3350,66	236,77	6,08
		25			94,29	3466,21	245,59	6,06
22	220	14	21,0	7,0	60,38	2814,36	175,18	6,82
		16			68,58	3175,44	198,71	6,31
25	250	16	24,0	8,0	78,40	4717,10	258,43	7,76
		18			87,72	5247,24	288,82	7,73
		20			96,96	5764,87	318,76	7,71
		22			106,12	6270,32	348,26	7,09
		25			119,71	7006,39	391,72	7,65
		28			133,12	7716,86	434,25	7,61
		30			141,96	8176,52	462,11	7,59

Продолжение

Номер уголка	t, mm	Справочные величины для осей						Jxy, см ⁴	Zo, см	Масса 1 м уголка, кг
		хо-хо		yo-yo						
		Jxo max, см ⁴	ixо max, см	Jyo min, см ⁴	Wyо, см ³	iyо min, см				
7	4,5	46,03	2,72	12,04	4,53	1,39	17,00	1,88	4,87	
	5	50,67	2,72	13,22	4,92	1,39	18,70	1,90	5,38	
	6	59,64	2,71	15,52	5,66	1,38	22,10	1,94	6,39	
	7	68,19	2,69	17,77	6,31	1,37	25,20	1,99	7,39	
	8	76,35	2,68	19,97	6,99	1,37	28,20	2,02	8,37	
	10*	91,52	2,64	24,27	8,17	1,36	33,60	2,10	10,29	
7,5	5	62,6	2,91	16,41	5,74	1,49	23,10	2,02	5,80	
	6	72,87	2,90	19,28	6,62	1,48	27,30	2,06	6,89	
	7	86,81	2,89	22,07	7,43	1,47	31,20	2,10	7,96	
	8	94,89	2,87	24,80	8,16	1,47	35,00	2,15	9,02	
	9	104,72	2,86	27,48	8,91	1,46	38,60	2,18	10,07	
8	5,5	83,56	3,11	21,80	7,10	1,59	30,90	2,17	6,78	
	6	90,40	3,11	23,54	7,60	1,58	33,40	2,19	7,36	
	7	103,60	3,09	26,97	8,55	1,58	38,30	2,23	8,51	
	8	116,39	3,08	30,32	9,44	1,57	43,00	2,27	9,65	
	10*	140,31	3,04	36,85	11,09	1,56	56,70	2,35	11,88	
	12*	162,27	3,01	43,21	12,62	1,55	59,50	2,42	14,05	
9	6	130,00	3,50	33,97	9,88	1,79	48,10	2,43	8,33	
	7	149,67	3,49	38,94	11,15	1,78	55,40	2,47	9,64	
	8	168,42	3,48	43,80	12,34	1,77	62,30	2,51	10,93	
	9	186,00	3,46	48,60	13,48	1,77	68,00	2,55	12,20	
	10*	203,93	3,45	53,27	14,54	1,76	75,30	2,59	13,48	
	12*	235,88	3,41	62,40	16,53	1,75	86,20	2,67	15,96	
10	6,5	193,46	3,89	50,73	13,38	1,99	71,40	2,68	10,06	
	7	207,01	3,88	54,16	14,13	1,98	76,40	2,71	10,79	
	8	233,46	3,87	60,92	15,66	1,98	86,30	2,75	12,25	
	10	283,83	3,84	74,08	18,51	1,96	110,00	2,83	15,10	
	12	330,95	3,81	86,84	21,10	1,95	122,00	2,91	17,90	
	14	374,98	3,78	99,32	23,49	1,94	138,00	2,99	20,63	
	15*	395,87	3,76	105,48	24,62	1,94	145,00	3,03	21,97	
	16	416,04	3,74	111,61	25,79	1,94	152,00	3,06	23,30	

11	7	276,54	4,29	72,68	17,36	2,19	106,00	2,96	11,89
	8	314,51	4,28	81,83	19,29	2,18	116,00	3,00	13,50
12*	8	412,45	4,68	107,04	23,29	2,39	153,00	3,25	14,76
	10	503,79	4,66	130,54	27,72	2,37	187,00	3,33	18,24
	12	590,28	4,62	153,33	31,79	2,36	218,00	3,41	21,67
	15	711,32	4,57	186,48	37,35	2,34	262,00	3,53	26,68
12,5	8	466,76	4,87	121,98	25,67	2,49	172,00	3,36	15,46
	9	520,00	4,86	135,88	28,26	2,48	192,00	3,40	17,30
	10	571,04	4,84	148,59	30,45	2,47	211,00	3,45	19,10
	12	670,02	4,82	174,43	34,94	2,46	248,00	3,53	22,68
	14	763,90	4,78	199,62	39,10	2,45	282,00	3,61	26,20
	16	852,84	4,75	224,29	43,10	2,44	315,00	3,68	29,65
14	9	739,42	5,47	192,03	35,92	2,79	274,00	3,78	19,41
	10	813,62	5,46	210,96	39,05	2,78	301,00	3,82	21,45
	12	956,98	5,43	248,01	44,97	2,76	354,00	3,90	25,50
15*	10	1008,56	5,86	260,97	45,34	2,98	374,00	4,07	23,02
	12	1187,86	5,83	307,09	52,32	2,97	440,00	4,15	27,39
	15	1442,60	5,79	374,17	61,96	2,95	534,00	4,27	33,82
	18	1680,92	5,74	439,24	70,91	2,93	621,00	4,38	40,11
16	10	1229,10	6,25	319,38	52,52	3,19	455,00	4,30	24,67
	11	1340,06	6,24	347,77	56,53	3,18	496,00	4,35	27,02
	12	1450,00	6,23	375,78	60,53	3,17	537,00	4,39	28,35
	14	1662,13	6,20	430,81	68,15	3,16	615,00	4,47	33,97
	16	1865,73	6,17	484,64	75,92	3,14	690,00	4,55	38,52
	18	2061,03	6,13	537,46	82,08	3,13	771,00	4,63	43,01
	20	2248,26	6,10	589,43	90,02	3,12	830,00	4,70	47,44
18	11	1933,10	7,06	499,78	72,86	3,59	716,00	4,85	30,47
	12	2092,78	7,04	540,45	78,15	3,58	776,00	4,89	33,12
	15*	2554,99	7,00	659,73	93,11	3,56	948,00	5,01	40,96
	18*	2992,69	6,95	775,44	106,88	3,54	1108,00	5,13	48,66
	20*	3271,31	6,91	850,92	115,71	3,53	1210,00	5,20	53,72
20	12	2896,16	7,84	749,40	98,68	3,99	1073,00	5,37	36,97
	13	3116,18	7,83	805,35	105,07	3,98	1156,00	5,42	39,92
	14	3333,00	7,81	861,00	111,50	3,97	1236,00	5,46	42,80
	16	3755,39	7,78	969,74	123,77	3,96	1393,00	5,54	48,65
	18*	4164,54	7,75	1076,74	135,48	3,94	1544,00	5,62	54,40
	20	4560,42	7,72	1181,92	146,62	3,93	1689,00	5,70	60,08
	24*	5313,50	7,65	1387,73	167,74	3,91	1963,00	5,85	71,25
	25	5494,04	7,63	1438,38	172,68	3,91	2028,00	5,89	74,02
	30	6351,05	7,55	1698,16	193,06	3,89	2332,00	6,07	87,56
22	14	4470,15	8,60	1158,56	138,62	4,38	1655,00	5,91	47,40
	16	5045,37	8,58	1305,52	153,34	4,36	1869,00	6,02	53,83
25	16	7492,10	9,78	1942,09	203,45	4,98	2775,00	6,75	61,55
	18	8336,69	9,75	2157,78	223,39	4,96	3089,00	6,83	68,86
	20	9159,73	9,72	2370,01	242,52	4,94	3395,00	6,91	76,11
	22	9961,60	9,69	2579,04	260,52	4,93	3691,00	7,00	83,31
	25	11125,52	9,64	2857,26	287,14	4,91	4119,00	7,11	93,97
	28	12243,84	9,59	3189,89	311,98	4,90	4527,00	7,23	104,50
	30	12964,66	9,56	3388,98	327,82	4,89	4788,00	7,31	111,44

Примечания:

1. Площадь поперечного сечения и справочные величины вычислены по номинальным размерам. При вычислении массы 1 м уголка плотность стали принята равной 7,85 г/см³.
2. Радиусы закругления, форма и размеры участка сопряжения внутренних граней полок, указанные на чертеже и в табл.1, даны для построения калибра и на уголке не проверяют.
3. Уголки, отмеченные звездочкой, изготовляют по требованию потребителя.

Пример условного обозначения равнополочного уголка размерами 50x50x3 мм высокой точности прокатки (А) из стали марки Ст. Зсп, категории 3, подгруппы 1:

50x50x3—А ГОСТ 8509—86

Уголок—-----

СтЗсп—1 ГОСТ 535

По точности прокатки уголки изготовляют: А - высокой точности; В - обычной точности;

4. Предельные отклонения по размерам уголков не должны превышать указанных в таблице 2.

Таблица 2

Номер уголка	по ширине полки	Предельные отклонения, мм					
		по толщине полки					
		до 6 включ.		от 6,5 до 9 включ.		св.9	
		А	В	А	В	А	В
от 2 до 4,5	±1,0	+0,2	±0,3	—	—	—	—
		-0,3		+0,3	+0,4	+0,3	+0,4
5 - 9	±1,5	+0,2	0,3 -0,4	+0,2	+0,3	-0,5	-0,5
		-0,4		-0,5	-0,5	+0,3	+0,4
10 - 15	±2,0	—	—	+0,3	+0,4	-0,6	-0,6
		—	—	-0,5	-0,5	-0,6	-0,6
16 - 20	±3,0	—	—	—	—	+0,4	+0,5
		—	—	—	—	-0,7	-0,7
22 - 25	±4,0	—	—	—	—	+0,5	+0,5
		—	—	—	—	-0,8	-0,8

5. Предельные отклонения по размерам уголков, изготовленных на станах, не оборудованных жесткими клетями, не должны превышать указанных в таблице 3 до 01.07.90 г.

Номер уголка	по ширине полки	Предельные отклонения, мм					
		по толщине полки					
		до 6 включ.		от 6,5 до 9 включ.		св.9	
		А	В	А	В	А	В
от 2 до 4,5	±1,0	+0,2	0,3 -0,4	—	—	—	—
		-0,3		+0,3	+0,4	+0,3	+0,4
5 - 9	±1,5	+0,2	0,3 -0,5	+0,2	+0,3	-0,5	-0,6
		-0,4		-0,5	-0,6	+0,3	+0,4
10 - 15	±2,0	—	—	+0,3	+0,4	-0,6	-0,7
		—	—	-0,5	-0,6	-0,6	-0,7
16 - 20	±3,0	—	—	—	—	+0,4	+0,5
		—	—	—	—	-0,7	-0,8
22 - 25	±4,0	—	—	—	—	+0,4	+0,5
		—	—	—	—	-0,8	-0,9

6. По требованию потребителя предельные отклонения по толщине полки допускается заменять предельными отклонениями по массе, равными +3 -5%.

7. Отклонение от прямого угла при вершине не должно превышать 35°.

8. Притупление внешних углов полок (в том числе и угла при вершине) не должно превышать:

- 0,3 толщины полки—для уголков толщиной до 10 мм включ.;
- 3,0 мм —для уголков толщиной св. 10 до 16 мм включ.;
- 5,0 мм —для уголков толщиной св. 16 мм.

9. Уголки изготовляют длиной от 4 до 12 м:

- мерной длины;
- кратной мерной длины;

- немерной длины;
- ограниченной длины в пределах немерной

Допускается изготавливать уголки длиной свыше 12 м.

10. Предельные отклонения по длине уголков мерной длины или кратной мерной длины не должны превышать в миллиметрах:

- +30—при длине 4 м;
- +50 — при длине свыше 4 м до 6 м включ.;
- +70 — при длине свыше 6 м.

По требованию потребителя +40 мм—для уголков длиной свыше 4 до 7 м; +5 мм на каждый 1 м свыше 7 м.

11. Кривизна уголков не должна превышать 0,4% длины.

По требованию потребителя изготавливают уголки, кривизна которых не превышает 0,2% длины. Для уголков от № 2 до 4,5 включ. кривизну проверяют по длине 1 м.

12. Скручивание вокруг продольной оси не допускается.

13. Размеры поперечного сечения уголка проверяют на расстоянии не менее 500 мм от торца штанги.

Содержание

Введение.....	2
Общие методические указания.....	2
Требования к оформлению и выполнению контрольных работ.....	3

Задание первое

Программа.....	5
Список литературы.....	6
Методические указания к изучению раздела «Статика».....	6
Вопросы для самопроверки.....	7
Методические указания к выполнению контрольной работы (часть 1).....	10
Задачи для контрольной работы (часть 1).....	17
Раздел 2 Основы сопротивления материалов.....	20
Список литературы.....	20
Методические указания к изучению раздела «Основы сопротивления материалов»	21
Вопросы для самопроверки.....	22
Методические указания к выполнению контрольной работы (часть 1).....	26
Задачи для контрольной работы (часть 1).....	35

Задание второе

Программа.....	39
Список литературы.....	40
Методические указания к изучению раздела «Элементы кинематики и динамики».....	41
Методические указания к изучению раздела «Детали механизмов и машин».....	41
Вопросы для самопроверки.....	42
Методические указания к выполнению контрольной работы (часть 2).....	48
Задачи для контрольной работы (часть 2)	53
Ответы на вопросы для самопроверки.....	58
Указания по применению единиц физических величин.....	60
Приложения.....	62