

**ОАО «Газпром»
Негосударственное образовательное учреждение
среднего профессионального образования
НОВОУРЕНГОЙСКИЙ ТЕХНИКУМ ГАЗОВОЙ
ПРОМЫШЛЕННОСТИ**

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

**Методические указания и контрольные задания
для студентов-заочников образовательного
учреждения среднего профессионального образования
по специальности**

**130502- «Сооружение и эксплуатация газонефтепроводов и
газонефтехранилищ»**

**130503 – «Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых
месторождений»**

/базовый уровень/

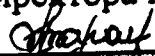
Новый Уренгой, 2005г.

Методические указания составлены
в соответствии с рабочей программой
по учебной дисциплине «Техническая
механика» по специальности

130502 - «Сооружение и эксплуатация
газонефтепроводов и газонефтехранилищ»

130503 - «Разработка и эксплуатация
нефтяных и газовых месторождений»

Зам. директора по УР


_____ А.В.Кугаевский
« 20 » 0 8 08 2008 г.

Составитель: Бондарь Ж.В. – преподаватель НТТИ

Редактор: Антонова О.Н. – преподаватель высшей категории

Технический уровень развития всех отраслей народного хозяйства связан и в значительной степени определяется уровнем развития машиностроения. Машиностроение является технической основой развития всех отраслей народного хозяйства. Только в результате насыщения всех отраслей народного хозяйства высокопроизводительными машинами, внедрение комплексной механизации и автоматизации производства можно добиться такого повышения производительности труда и расширения выпуска различной продукции, чтобы были удовлетворены все материальные и культурные потребности общества.

Важнейшим требованием при создании новых конструкций машин, приборов, аппаратов должно быть достижение максимального народнохозяйственного эффекта при снижении стоимости на единицу мощности.

Решение этих задач в значительной степени зависит от технически грамотных кадров. Высокая эрудиция техников не может быть достигнута при отсутствии достаточных знаний в области общетехнических дисциплин, среди которых большое и прочное место занимает «Техническая механика».

Дисциплина «Техническая механика» для немашиностроительных специальностей средних специальных учебных заведений состоит из трёх разделов: теоретической механики, сопротивления металлов и деталей машин. Назначение предмета - дать будущим техникам основные сведения о законах движения и равновесия материальных тел; о методах расчёта элементов конструкции на прочность, жёсткость и устойчивость, а также сведения об устройстве, области применения, методах проектирования деталей машин и несложных изделий общего назначения.

Общие методические указания

Материал программы «Техническая механика» разделён на три задания (раздела): теоретическая механика, сопротивление материалов и детали машин. Изучать материал каждой соответствующей темы задания следует в два этапа. Вначале нужно внимательно и вдумчиво прочитать в учебнике содержание всей темы (не производя выводов и доказательств), разобраться в основных понятиях, определениях, законах, следствиях и в их логической взаимосвязи. Затем тщательно изучить материал, во всех подробностях конспектируя основные положения, доказательства, правила; ответить также на запросы для самопроверки. В случае затруднений при ответах необходимо повторить соответствующий раздел по учебнику.

Для лучшего усвоения учебного материала следует разобрать при меры решения задач, приведенные в учебной литературе, а также в данных методических указаниях, при необходимости решить дополнительно возможно большее число задач. При затруднении в понимании какого-либо вопроса обратиться за разъяснением в техникум.

После изучения материала выполняется контрольная работа,

соответствующая заданию. Задачи контрольной работы даны в последовательности тем программы и поэтому должны решаться постепенно, по мере изучения материала. Студент должен выполнить одну контрольную работу.

При выполнении контрольной работы необходимо соблюдать следующие требования: контрольная работа должна быть выполнена в отдельной тетради (лучше в клетку) или предпочтительно на стандартных листах (210x197 мм писчей бумаги по форме 5 и 3а, ГОСТЗ. 106-68), сброшюрованных в тетрадь с плотной обложкой: на обложке тетради надо указать фамилию, имя, отчество, номер личного дела, шрифт, наименование предмета, номер контрольной работы, дату отправления, точный почтовый адрес студента; на последней странице тетради выполненной контрольной работы следует написать полностью наименование и год издания методического пособия, из которого взято задание.

Работу необходимо выполнять чернилами, чётко и аккуратно. Для пометок и замечаний преподавателя необходимо соблюдать интервал между строчками и оставлять на страницах поля не менее 30мм. Каждую задачу необходимо начинать с новой страницы. В конце тетради оставить несколько свободных страниц для рецензии.

При выполнении задач необходимо полностью переписать условие, составить эскиз с обозначением усилий, моментов и других величин, предусмотренных условием задачи или решения. Решение задач следует сначала выполнить в общем виде, обозначая все данные и искомые величины буквами, после чего вместо буквенных обозначений проставить их численные значения и получить искомый результат. Эту подстановку следует проводить в том порядке, в каком стоят буквенные обозначения. Везде необходимо придерживаться стандартных обозначений. Каждое решение задачи должно быть выполнено в определённой последовательности, обосновано теоретически, пояснено необходимым текстом и краткими формулировками произведённых действий; эти действия следует располагать в таком порядке, чтобы был виден логический ход решения задачи.

Все вычисления в контрольных задачах рекомендуется производить в единицах Си (см, ниже). Перед тем как переписать выполненную контрольную работу начисто, нужно тщательно проверить все действия, правильность подстановки величин, соблюдение правильной размерности, правдоподобность ответа, решив задачу вторично каким-либо иным путём.

Выполненную контрольную работу следует своевременно сдать в техникум.

После получения зачтенной контрольной работы необходимо внимательно изучить рецензию и все замечания преподавателя, обратить внимание на ошибки, доработать материал. Незачтённая работа или выполняется заново, или переделывается частично по указанию преподавателя. Зачтённые контрольные работы предъявляются на экзамене.

Программой предусмотрено выполнение студентами практических работ. В зависимости от местных условий эти работы выполняются либо в течение

учебного семестра, либо в период экзаменационной сессии.

По теоретической механике:

1. Определение центра тяжести плоских несимметричных фигур или фигур составных сечений.
2. Решение задач «Кинематика».
3. Решение задач «Динамика».

Единицы международной системы (СИ), наиболее часто встречающиеся в расчетах и вычислениях по технической механике (основные, дополнительные, производные)

Наименование величины	Единица измерения	Сокращенное обозначение	Размер единицы
Длина (l)	метр	м	—
Масса (m)	килограмм	кг	—
Время (t, T)	секунда	с	—
Плоский угол ($\alpha, \beta, \gamma, \theta, \varphi, \psi$)	радиан	рад	—
Площадь (A, S)	квадратный метр	м ²	(1 м) ²
Момент сопротивления плоской фигуры (Z, W)	метр в третьей степени	м ³	(1 м) ³
Осевой момент инерции площади плоской фигуры (I, I _x)	метр в четвертой степени	м ⁴	(1 м) ⁴
Скорость (линейная) (v, u, w, c)	метр в секунду	м/с	(1 м) : (1 с)
Угловая скорость (ω)	радиан в секунду	рад/с	(1 рад) : (1 с)
Ускорение, линейное ускорение (a)	метр на секунду в квадрате	м/с ²	{1 м) : (1 с) ²

Угловое ускорение (α)	радиан на секунду в квадрате	рад/с ²	(1 рад : 1 с) ²
Сила, сила тяжести (P, F)	ньютон	Н	(1 кг) X (1 м) : (1 с) ²
Момент силы (пары, сил, изгибающий момент) (M)	ньютон-метр	Н-м	(1 Н)X(1 м)
Давление (механическое напряжение) (p)	паскаль	Па	(1 Н) : (1 м ²)
Работа, энергия (A, W, E)	джоуль	Дж	(1 Н) X (1 м)
Мощность (P, N)	ватт	Вт	(1 Дж) : (1 с)

По деталям машин:

1. Определение параметров зубчатых колес по их размерам.
2. Изучение конструкции зубчатого редуктора (разборка, сборка, определение параметров, составление описания схемы).
3. Изучение конструкции червячного редуктора.

В данном методическом указании, а также в ряде учебников и другой учебной литературе в качестве единицы напряжения принята внесистемная единица — ньютон на квадратный миллиметр (Н/мм²). Эта единица, величина которой совпадает с мегапаскалем (1 МПа = 1 Н/мм²), особенно удобна для расчетов в сопротивлении материалов и в деталях машин, так как линейные размеры на чертежах и схемах принято указывать в миллиметрах и при подстановке в расчетные формулы не нужно вводить переводные коэффициенты.

На соблюдение размерности валички следует обратить особое внимание. Решение задач и особенно конечный результат надлежит записывать в одно! размерности.

ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

ПРОГРАММА

Введение

Содержание предмета «Техническая механика». Роль и значение тех-

нической механики в технике. Материя и движение. Механическое движение. Равновесие. Теоретическая механика и ее разделы: статика, кинематика и динамика.

СТАТИКА

Тема 1. Основные понятия и аксиомы статики

Материальная точка. Абсолютно твердое тело. Сила: сила — векторная величина. Сила тяжести. Система сил. Эквивалентные системы сил. Равнодействующая сила. Уравновешивающая сила. Первая аксиома статики (закон инерции). Вторая аксиома (условие равновесия двух сил). Третья аксиома (принцип присоединения и исключения уравновешенных сил). Перенос силы вдоль линии ее действия (сила — скользящий вектор). Свободное и несвободное тело. Связи. Реакции связей.

Тема 2. Плоская система сходящихся сил

Система сходящихся сил. Четвертая аксиома статики (прибыло параллелограмма); правило треугольника. Аналитическое определение равнодействующей двух сил, приложенной в той же точке. Сложение плоской системы сходящихся сил. Силовой многоугольник. Проекция силы на ось; правило знаков. Проекция силы на две взаимно перпендикулярные оси. Аналитическое определение равнодействующей плоской системы сходящихся сил (метод проекций). Геометрическое условие равновесия плоской системы сходящихся сил. Аналитические условия равновесия плоской системы сходящихся сил (условие равновесия).

Тема 3. Пара сил

. Пара сил. Вращающее действие пары сил. Плечо пары, момент пары, знак момента. Теорема об эквивалентных парах. Возможность переноса пары в плоскости ее действия. Сложение пар. Условие равновесия пар.

Тема 4. Плоская система произвольно расположенных сил

Момент силы относительно точки. Присоединение силы к данной точке (центру). Приведение плоской системы сил к данной точке. Главный вектор и главный момент плоской системы сил. Равнодействующая плоской системы сил. Теорема Вариньона. Применение теоремы Вариньона к определению равнодействующей параллельных сил, направленных в одну и в разные стороны.

Уравнения равновесия плоской системы сил (3 вида). Уравнения равновесия плоской системы параллельных сил (2 вида). Рациональный выбор

направления осей координат и центра моментов при решении задач. Балочные

неопределимых системах. Связи с трением. Трение скольжения. Силы трения, угол трения, коэффициент трения. Особенности трения качения, коэффициент трения качения, его размерность.

Тема 5. Пространственная система сил

Параллелепипед сил. Проекция силы на три взаимно перпендикулярные оси. Момент силы относительно оси. Понятие о главном моменте и главном векторе произвольной пространственной системы сил. Условия равновесия и шесть уравнений равновесия (без вывода).

Тема 6. Центр тяжести

Понятие о центре параллельных сил. Формулы для определения положения центра параллельных сил (без вывода). Сила тяжести. Центр тяжести тела, как центр параллельных сил. Формулы для определения положения центра тяжести тела, имеющего вид тонкой однородной пластинки. Положение центра тяжести прямоугольника и треугольника. Определение положения центра тяжести тонких, пластинок или сечений, составленных из простых геометрических фигур и из стандартных профилей, проката.

КИНЕМАТИКА Тема 7. Основные понятия

кинематики

Кинематика, как наука о механическом движении, изучаемом с точки зрения геометрии. Покой и движение. Относительность этих понятий. Основные понятия кинематики: траектория, расстояние, путь, скорость и ускорение.

Тема 8. Кинематика точки

Способы задания движения точки. Уравнение движения точки по заданной криволинейной траектории. Средняя скорость и скорость в данный момент. Ускорение полное, нормальное и касательное. Виды движения точки, уравнения движения; кинематические графики и связь между ними, Равномерное и равнопеременное движение точки: уравнение движения, основные формулы.

Тема 9. Простейшие движения твердого тела

Поступательное движение твердого тела и его свойства. Вращательное

движение твердого тела вокруг неподвижной оси. Угловое перемещение. Уравнение вращательного движения. Средняя угловая скорость и угловая скорость в данный момент; частота вращения. Угловое ускорение. Единицы измерения угловой, скорости и частоты вращения; связь между ними. Единицы измерения углового ускорения. Равномерное и равнопеременное вращение. Уравнения вращения. Линейные скорости точек вращающегося тела. Нормальное (центростремительное), касательное (тангенциальное) и полное ускорения точек вращающегося тела; выражение нормального и касательного ускорения точки соответственно через угловую скорость и угловое ускорение тела. Способы передачи вращательного движения. Понятие о передаточном отношении. Определение передаточных отношений простейших фрикционных, ременных и зубчатых передач.

Тем» 10. Сложное движение точки

Относительное, переносное и абсолютное движение точки. Теорема сложения скоростей (без вывода).

Тема!! Плоскопараллельное движение твердого тела

Понятие о плоскопараллельном движении тела. Разложение плоскопараллельного движения: поступательное и вращательное. Мгновенный центр скоростей. Определение абсолютной скорости любой точки тела.

ДИНАМИКА Тема 12. Основные

понятия и аксиомы динамики

Первая, аксиома (принцип инерции). Вторая аксиома (основной закон динамики точки). Масса материальной точки и единицы её изменения в системах СИ и МКГСС, зависимость между массой, и силой тяжести. Третья аксиома (закон независимости действия сил). Четвертая аксиома (закон равенства действия и противодействия).

Тема 13. Метод кинетостатики для материальной точки

Силы инерции при криволинейном движении материальной точки, касательная и нормальная составляющие силы инерции. Принцип Даламбера; метод кинетостатики.

Тема 14. Работа и мощность

Работа постоянной силы при прямолинейном движении, единицы работы в системах СИ и МКГСС. Работа равнодействующей силы. Работа силы тяжести. Работа движущих сил и сил сопротивления. Мощность:

единицы мощности в системах СИ и МКГСС. Понятие о механическом коэффициенте полезного действия (КПД). Работа и мощность силы при вращательном движении тела.

Тем» 15. Теоремы динамики

Понятие об импульсе силы, количестве движения и кинетической энергии точки. Теорема о количестве движения материальной точки. Теорема о кинетической энергии для материальной точки. Система материальных точек. Внешние и внутренние силы системы. Основное уравнение динамики вращательного движения твердого тела. Момент инерции тела. Кинетическая энергия тела при поступательном и вращательном движении.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

К теме 1.

1. Назовите разделы теоретической механики и укажите, какие вопросы в них изучаются. 2. Что такое материя? Перечислите формы движения материи. 3. В чем общность понятий абсолютно твёрдого тела и материальной точки и в чём их различие? 4. Дайте определение силы. 5. Какие системы сил называются статически эквивалентными? 6. Что такое равнодействующая системы сил, уравновешивающая сила? 7. Сформулируйте аксиомы статики. 8. Что означает: «сила — скользящий вектор»? 9. Какие тела называются свободными, а какие -несвободными? 10. Что называется связью? Что такое реакция связи? 11. Перечислите типы связей и укажите направление соответствующих им реакций.

К теме 2.

1. Как геометрически находится равнодействующая плоской системы сходящихся сил? 2. Что называется проекцией силы на ось? В каком случае проекция силы на ось равна модулю силы? В каком случае она равна нулю? 3. Как найти числовое значение и направление равнодействующей системы сил, если заданы проекции составляющих сил на две взаимно перпендикулярные оси? 4. Сформулируйте аналитическое условие равновесия плоской системы сходящихся сил.

К теме 3.

1. Что такое пара сил? 2. Что такое момент пары сил, плечо пары сил? 3. Назовите свойства пар сил. 4. Сформулируйте условие равновесия системы пар сил.

К теме 4.

1. Что такое момент силы относительно точки? Как назначают знак момента силы относительно точки? Что называется плечом силы? 2. В каком случае момент силы относительно точки равен нулю? 3. Докажите теорему о параллельном переносе силы. 4. Что такое главный вектор и главный момент плоской системы сил? 5. В каком случае главный вектор плоской системы сил является ее равнодействующей? 6. Сформулируйте

теорему Вариньона. 7. Сформулируйте аналитическое условие равновесия плоской системы произвольно расположенных сил. 8. Укажите три вида уравнения равновесия плоской системы произвольно расположенных сил. 9. Укажите, как рационально выбрать направления осей координат и центр моментов. 10. Какие уравнения равновесия можно составить для плоской системы параллельных сил? 11. Какие нагрузки называются сосредоточенными и распределенными? 12. Что такое интенсивность равномерно распределённой нагрузки? Как найти величину, направление и точку приложения равнодействующей равномерно распределённой нагрузки? 13. Какие системы называются статически неопределимыми? 14. Что называется силой трения? 15. Перечислите основные законы трения скольжения. 16. Что такое угол трения, конус трения? 17. Каковы особенности трения качения?

К теме 5.

1. Сколько уравнений равновесия и какие можно составить для пространственной системы сходящихся сил? 2. Что такое момент силы относительно оси? В каких случаях момент силы относительно оси равен нулю? 3. Сколько уравнений равновесия и какие можно составить для произвольной пространственной системы сил, а также для пространственной системы параллельных сил?

К тем сб.

1. Что такое центр параллельных сил? 2. Как найти координаты центра параллельных сил? 3. Что такое центр тяжести тела? 4. Как можно найти координаты центра тяжести прямоугольника, треугольника, круга? 5. Как найти координаты центра тяжести плоского составного сечения?

К теме 7.

1. В чем заключается относительность понятий покоя и движения? 2. Дайте определение основных понятий кинематики (траектория, расстояние, путь, скорость, ускорение, время).

К теме 8.

1. Какими способами может быть задан закон движения точки? 2. Как направлен вектор скорости точки при криволинейном движении? 3. Как направлены касательное и нормальное ускорения точки? 4. В каком случае вектор полного ускорения составляет острый, прямой, тупой угол с вектором скорости точки? 5. Какое движение совершает точка, если касательное ускорение равно нулю, а нормальное не изменяется с течением времени? 6. Как выглядят кинематические графики при равномерном и равнопеременном движении?

К теме 9.

1. Какое движение твердого тела называется поступательным? 2. Перечислите свойства поступательного движения твердого тела. 3. Дайте определение вращательного движения твердого тела вокруг неподвижной оси. 4. Как записывается в общем виде уравнение вращательного движения твердого тела? 5. Напишите формулу, устанавливающую связь между частотой вращения тела n и угловой скоростью вращения ω . 6. Дайте определение равномерного и

равнопеременного вращательного движения. 7. Какая дифференциальная зависимость существует между угловым перемещением, угловой скоростью и угловым ускорением? 8. Какая зависимость существует между линейным перемещением, скоростью и ускорением точек вращающейся тела с угловым перемещением, скоростью и ускорением тела? 9. Перечислите способы передачи вращательного движения. 10. Что такое передаточное отношение передачи?

К теме 10.

1. Какое движение точки называется относительным, переносным, абсолютным? Приведите примеры относительного, переносного и абсолютного движения точки. 2. Может ли быть, равной пулю скорость абсолютного движения точки, если скорости переносного и относительного движения не равны нулю? 3. Сформулируйте теорему сложения скоростей при сложном движении точки. 4. С какой скоростью должен перемещаться поезд, следующий по параллельному участку пути, чтобы пассажиру поезда, который движется со скоростью 80 км/ч, он казался неподвижным?

К теме 11.

1. Какое движение твердого тела называется плоскопараллельным? 2. На какие виды движений может быть разложено плоскопараллельное движение? 3. Что такое мгновенный центр скоростей? 4. Как определить абсолютную скорость любой точки тела, если положение ее мгновенного центра скоростей известно? 5. Чему равны максимальная и минимальная скорости абсолютного движения точек колесу автомобиля, движущегося по прямолинейному участку траектории со скоростью 60 км/ч?

К теме 12.

1. Сформулируйте первую и вторую аксиомы динамики (соответственно принцип инерции и основной закон динамики точки). 2. Сформулируйте две основные задачи динамики. 3. Сформулируйте третью и четвертую аксиомы динамики (соответственно, закон независимости действия сил и закон равенства действия и противодействия). 4. Какая зависимость существует между силой тяжести тела и его массой?

К теме 13.

1. Дайте определение силы инерции. Как определяется модуль и направление силы инерции? К чему приложена эта сила? 2. В чём заключается принцип Даламбера? 3. С каким нормальным ускорением должен лететь самолет для того, чтобы в наивысшей точке мертвой петли летчик не прижимался к сиденью?

К теме 14.

1. Как определяется работа постоянной силы на прямолинейном пути? 2. Что называется мощностью? 3. Что такое механический коэффициент полезного действия? 4. Назовите формулу, позволяющую определить вращающий момент, через передаваемую мощность и угловую скорость вращения тела при равномерном вращении.

К теме 15.

1. Дайте определение импульса силы, количества движения.

Сформулируйте теорему об изменении количества движения точки. 2. Что такое кинетическая энергия точки? Сформулируйте теорему об изменении кинетической энергии материальной точки. 3. Сформулируйте основной закон динамики вращательного движения твёрдого тела. 4. Что такое момент инерции тела? От чего зависит его величина?

СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

ПРОГРАММА

Тема 16. Основные положения

Деформируемое тело; упругость и пластичность. Основные задачи сопротивления материалов. Предварительные понятия о расчетах на прочность, жёсткость и устойчивость. Классификация нагрузок; силы поверхностные и объемные, статические, динамические и переменные нагрузки.

Основные гипотезы и допущения, применяемые в сопротивлении материалов о свойствах деформируемого тела (однородность, изотропность, непрерывность строения, идеальная упругость в определенных пределах погружения) и характере деформации (принцип начальных размеров, линейная зависимость между силами и вызываемыми ими упругими перемещениями). Принцип независимости действия сил. Понятие о брусе, оболочке и пластинке.

Метод сечений. Применение метода сечений для определения внутренних силовых факторов, возникающих в поперечных сечениях бруса (продольной и поперечных сил, крутящего и изгибающих моментов). Напряжение полное, нормальное и касательное.

Тема 17. Растяжение и сжатие

Продольные силы и их эпюры. Гипотеза плоских сечений. Нормальные напряжения в поперечных сечениях бруса; эпюры нормальных напряжений по длине бруса. Принцип Сен-Венана.

Продольная и поперечная деформация при растяжении (сжатии). Закон Гука. Модуль продольной упругости. Коэффициент поперечной деформации (коэффициент Пуассона). Жесткость сечения и жесткость бруса. Определение осевых перемещений поперечных сечений бруса. Анализ напряженного состояния при одноосном растяжении (сжатии). Максимальные касательные напряжения.

Испытание материалов на растяжение и сжатие при статическом погружении. Диаграмма растяжения малоуглеродистой стали и ее характерные параметры; пределы пропорциональности, упругости, текучести, прочности (временное сопротивление). Характеристики пластических свойств: относительные остаточное удлинение при разрыве и поперечное

сужение. Закон разгрузки и повторного погружения. Условный предел текучести для пластичных материалов, диаграммы, растяжения которых не имеют площадки текучести. Диаграммы растяжения хрупких материалов. Механические свойства пластических и хрупких материалов при сжатии.

Условие прочности; действительный и требуемый (заданный, допускаемый) коэффициенты запаса прочности по пределам текучести и прочности. Основные факторы, влияющие на выбор требуемого коэффициента запаса прочности. Допускаемое напряжение; условие прочности, выраженное через допускаемое напряжение. Расчеты на прочность: проверочные (проверка прочности, определение допускаемой нагрузки), проектные (определение требуемых размеров поперечного сечения бруса).

Статически неопределимые системы. Температурные напряжения в статически неопределимых системах.

Тема 18. Практические расчеты на срез и смятие

Срез, основные расчетные предпосылки, расчетные формулы. Смятие, условности расчета, расчетные формулы. Расчеты на срез и смятие соединений заклепками, болтами, поставленными в отверстия без зазоров штифтами и т. д.

Тема 19. Кручение

. Деформация сдвига и ее исследование на примере кручения тонкостенной трубы. Чистый сдвиг. Закон Гука для сдвига. Модуль сдвига. Закон парности касательных напряжений. Зависимость между тремя упругими постоянными для изотропного тела (без вывода).

Кручение прямого бруса круглого поперечного сечения. Крутящий момент; построение эпюр. Основные гипотезы. Напряжения, возникающие в поперечных сечениях бруса. Угловые перемещения. Полярные моменты инерции и сопротивления для круга и кольца. Расчеты на прочность и жесткость.

Расчет цилиндрических винтовых пружин растяжения и сжатия. Определение расчетных напряжений (условие прочности) и изменения высоты пружины под нагрузкой.

Тема 20. Геометрические характеристики плоских сечений

Статические моменты сечений. Осевые, центробежные и полярные моменты инерции. Связь между осевыми и полярными моментами инерции. Связь между моментами инерции (осевыми) относительно параллельных осей. Понятие о главных центральных осях и главных центральных моментах инерции. Главные центральные моменты инерции прямоугольника, круга, кольца и составных сечений, имеющих не менее одной оси симметрии.

Тема 21. Изгиб

Основные понятия и определения; классификация видов изгиба: прямой изгиб, чистый и поперечный, косой изгиб, чистый и поперечный. Внутренние силовые факторы при прямом изгибе — поперечная сила и изгибающий момент. Дифференциальные зависимости между изгибающим моментом, поперечной силой и интенсивностью распределения нагрузки. Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов. Зависимость между изгибающим моментом и кривизной оси бруса. Жесткость сечения при изгибе. Нормальные напряжения, возникающие в поперечных сечениях бруса при чистом изгибе. Осевые моменты сопротивления. Рациональные формы поперечных сечений балок, выполненных из материалов, одинаково сопротивляющихся растяжению и сжатию и различно сопротивляющихся.

Понятия о касательных напряжениях при изгибе, линейные и, угловые перемещения при прямом изгибе. Расчет балок на жесткость.

Тема 22. Изгиб и кручение

Примеры работы бруса на совместное действие изгиба и кручения. Внутренние силовые факторы. Формулы для эквивалентного напряжения по гипотезе наибольших касательных напряжений и гипотезе энергии формоизменения. Эквивалентный момент по этим гипотезам. Расчет бруса круглого, поперечного сечения на изгиб с кручением.

Тема 23. Расчеты на прочность при переменных напряжениях

Условие работы деталей, машин; возникновение переменных напряжений. Циклы напряжений. Усталостное разрушение. Кривая усталости (кривая Велера). Предел выносливости. Связь пределов выносливости с характеристиками статической прочности; эмпирические формулы. Зависимость предела выносливости от вида деформации бруса. Местные напряжения, теоретический коэффициент концентраций напряжений. Влияние концентрации напряжений на прочность деталей. Влияние концентрации напряжений при переменных напряжениях. Эффективный коэффициент, концентрации напряжений. Масштабный фактор и коэффициент, качества поверхности. Понятие о расчетах на прочность при переменных напряжениях.

Тема 24. Устойчивость сжатых стержней

Понятие об устойчивых и неустойчивых формах упругого равновесия. Критическая сила. Связь между критической и допускаемой нагрузками. Формула Эйлера (без вывода) при различных случаях опорных закреплений сжатого стержня. Критическое напряжение. Гибкость. Предел применимости формулы Эйлера, предельная гибкость. Эмпирические формулы

для критических напряжений в функции от гибкости. Расчёты сжатых стержней по формуле Эйлера и по эмпирическим формулам.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

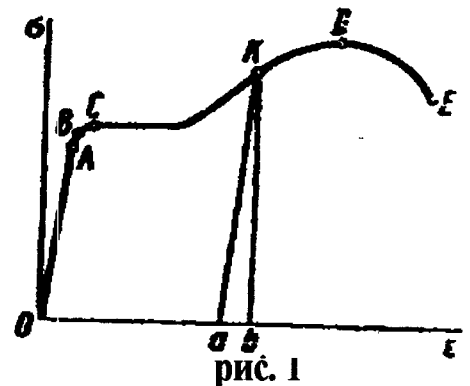
К теме 16.

1. Задачи сопротивления материалов. 2. Чем отличается деформация упругая от пластической? 3. Следует ли учитывать изменение размеров тел при составлении уравнений равновесия сил, приложенных к нему? 4. В каких случаях при действии на тело нескольких сил эффект действия каждой силы можно считать независимым от действия других сил? Какое название носит этот принцип? 5. Какими расчетными схемами заменяются реальные объекты расчета? Каковы геометрические признаки, присущие каждой расчетной схеме? 6. Почему нельзя определить внутренние силовые факторы в произвольном сечении, рассматривая равновесие всего тела в целом? 7. В чем заключается метод сечений? 8. Можно ли с помощью метода сечений установить закон распределения внутренних силовых факторов по проведенному сечению? 9. Что такое напряжение? Какова размерность напряжений? 10. Какими напряжениями сопровождается сдвиг, отрыв частиц?

К теме 17. 1. В каком случае брус испытывает деформацию растяжения или сжатия?

2. Каков закон изменения нормальных напряжений по площади поперечного сечения при растяжении и сжатии? 3. Влияет ли форма поперечного сечения на величину напряжений, возникающих при растяжении и сжатии? 4. Что называется эпюрой нормальных сил и эпюрой нормальных напряжений? 5.

Для чего строятся эпюры N и σ ? Какое поперечное сечение бруса называется опасным? 6. Что такое модуль продольной упругости материала, какова его размерность? 7. Какова связь между продольной и поперечной деформациями? 8. Что такое жесткость сечения бруса и жесткость бруса при растяжении (сжатии)? 9. Какова цель механических испытаний материалов? 10. Что называете я пределами пропорциональности, упругости, текучести, прочности? 11. В чем отличие физического предела текучести от условного? 12. Каковы характеристики пластических свойств материалов? 13. В чем заключается закон разгрузки и повторного погружения? 14. Для точки K диаграммы (рис. 1) укажите полную деформацию образца, упругую и остаточную. 15. Что такое коэффициент запаса прочности детали или элемента? 16. Что такое требуемый (нормативный) запас прочности? От каких факторов зависит его величина? 17. Что такое напряжение рабочее, предельное, допускаемое и от каких факторов они зависят? 18. Можно ли оценить прочность детали, указав только величину



максимальных рабочих напряжений? 19. В каком случае при одинаковом коэффициенте запаса прочности вес конструкции будет меньше: а) конструкция выполнена из стали марки Ст 5; б) конструкция выполнена из стали Ст - 40ХН? 20. Как изменится вес конструкции, если ее выполнить с меньшим запасом прочности? 21. Диаметр стержня, работающего на растяжение, изменили в два раза. Во сколько раз изменится величина напряжений? 22. Какие системы называются статически неопределимыми? Приведите примеры статически неопределимых систем при растяжении (сжатии). 23. Как раскрывается статическая неопределимость систем? 24. Две трубки, выполненные из алюминия и стали, жестко заделаны и нагреты до температуры Δt° . В какой из них возникнут большие напряжения? 25. Выведите формулы для определения нормальных и касательных напряжений в наклонных сечениях бруса, работающего на растяжение.

К теме 18.

1. Допускаемое напряжение растяжения $[\sigma] = 100 \text{ Н/мм}^2$. Укажите приблизительное значение допускаемого напряжения на срез и смятие. 2. Диаметры штифтов предохранительной муфты, соединяющей два вала и условно показанной на рис. 2, должны быть выбраны таким образом, чтобы при достижении передаваемым моментом предельного значения штифты должны разрушиться (срезаться). Какая механическая характеристика материала штифтов должна быть использована в расчете?

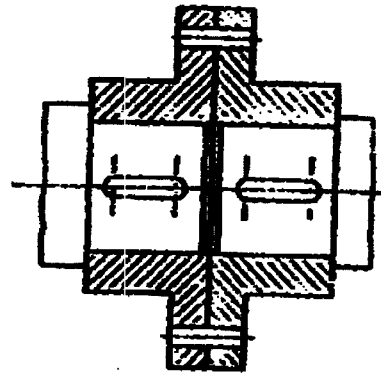


рис.2

К теме 19.

1. Что представляет собой деформации сдвига? 2. Что такое модуль сдвига и как он связан с модулем продольной упругости? 3. Как определяется крутящий момент в произвольном сечении? 4. Какая зависимость существует между передаваемой валом мощностью, вращающим моментом и угловой скоростью? 5. На каких гипотезах и допущениях основаны выводы формул для определения касательных напряжений и углов поворота сечений при кручении бруса круглого сечения? 6. Каков закон изменения напряжений сечения при кручении? 7. В каком из двух указанных случаев (рис. 3) можно выбрать меньший диаметр вала и почему? 8. Что является геометрическими характеристиками сечения вала при кручении? 9. Почему выгоднее применить валы кольцевого, а не сплошного сечения? 10. Как изменится величина максимальных касательных напряжений

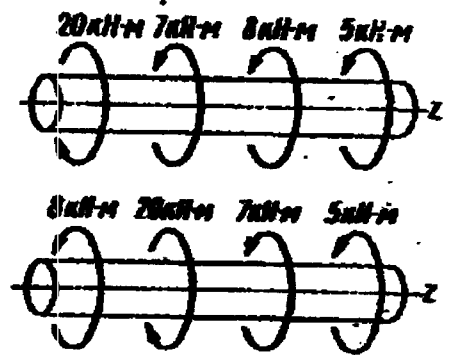


рис.3

и угла закручивания вала, если его диаметр увеличить в два раза? 11. Изменится ли величина максимальных касательных напряжений и угол поворота сечения, если заменить материал вала; например, вал сделать не стальным, а из сплава алюминия? 12. Почему из условия прочности и жесткости вала на кручение определяют минимально допустимую, а не максимально допустимую угловую скорость вращения вала?

К т е м с 20.

1. Каковы геометрические характеристики сечения при растяжении (сжатии), срезе, смятии и кручении? 2. Что такое статический момент сечения? 3. Что такое осевой и центробежный моменты инерции плоского сечения? 4. Изменяются ли осевые моменты инерции при параллельном переносе осей? 5. Что такое главные и главные центральные оси инерции? 6. Какая связь существует между моментами инерции относительно параллельных осей, из которых одна является центральной? 7. Какая существует зависимость между моментами инерции относительно двух взаимно перпендикулярных осей и полярным моментом инерции относительно точки пересечения этих осей? 8. Напишите формулы для вычисления осевых моментов инерции для прямоугольника, круга и кольца. 9. Как определяются осевые моменты инерции сложных составных сечений?

К теме 21.

1. В каком случае балка работает на изгиб? 2. Что такое чистый и поперечный изгиб? Какие внутренние силовые факторы возникают в поперечных сечениях бруса в этих случаях? 3. Что такое прямой и косой изгибы? Может ли брус круглого поперечного сечения испытывать косой изгиб? 4. Каким методом определяются внутренние силовые факторы, действующие в поперечных сечениях при изгибе? 5. Чему равны поперечная сила и изгибающий момент в произвольном сечении балки при изгибе? 6. Для чего строят эпюры Q_y и M_x ? 7. Скажите правило знаков для поперечной силы Q_y и изгибающего момента M_x . 8. Какими линиями очерчиваются эпюры Q_y и M_x на участке действия равномерно распределенной нагрузки? 9. Что можно сказать про эпюры Q_y и M_x для участка балки, испытывающего чистый изгиб? 10. Как меняется характер эпюр поперечных сил Q_y и изгибающих моментов M_x в точках приложения сосредоточенных сил и моментов? 11. Как меняются по высоте сечения нормальные напряжения σ при изгибе? 12. По каким формулам определяются нормальные и касательные напряжения при поперечном изгибе? 13. Напишите формулы для определения осевых моментов сопротивления при изгибе для прямоугольника, круга и кольца. 14. Балка работает на изгиб и выполнена из материала, неодинаково сопротивляющегося растяжению и сжатию. Какое сечение в этом случае считается рациональным и почему? 15. Какими перемещениями сопровождается изгиб?

К т е м е 22.

1. Почему в случае одновременного действия изгиба и кручения оценку прочности производят, применяя гипотезы прочности? 2. Приведите примеры деталей, работающих на изгиб с кручением. 3. Какие точки поперечного сечения являются опасными, если брус круглого поперечного сечения работает

на изгиб с кручением?

К т е м е 23.

1. Как называется механическая характеристика материала, определяющая его сопротивление переменным напряжениям? 2. Какой цикл изменения напряжений с точки зрения прочности более опасен: симметричный или пульсирующий? 3. Что такое концентрация напряжений? Приведите примеры деталей, имеющих концентраторы напряжений. 4. Какие факторы влияют на снижение предела выносливости? 5. Как определяется коэффициент запаса прочности вала, работающего на изгиб с кручением при переменных напряжениях?

К теме 24.

1. На примере сжатого стержня объясните явление потери устойчивости. 2. Что такое критическая сила? 3. Какой из указанных на рис. 21 стержней потеряет устойчивость при меньшем значении сжимающей силы? Сечения и материалы стержней одинаковы. 4. Какое сечение, сплошное или кольцевое, более рационально с точки зрения устойчивости и почему? 5. Что такое гибкость стержня и предельная гибкость материала? От каких факторов они зависят? 6. В каком случае расчёт стойки на устойчивость ведут по формуле Эйлера и когда по формуле Ясинского?

ДЕТАЛИ МАШИН Тема 25.

Основные положения.

Цели и задачи раздела «Детали машин». Основные определения. Механизм и машина. Классификация машин. Детали машин и их классификация. Современные тенденции в развитии машиностроения. Машиностроение – основа технического перевооружения народного хозяйства. Основные задачи дальнейшего развития отечественного машиностроения. Роль стандартизации в повышении качества продукции и развитии научно-технического прогресса. Требования, предъявляемые к машинам и их деталям. Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин: прочность и жесткость. Проектровочные и проверочные расчеты.

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Тема 26. Неразъемные соединения.

Сварные соединения: достоинства, недостатки, область применения. Основные типы сварных швов. Краткие сведения о расчете сварных соединений при осевом погружении. Клеевые соединения: достоинства, недостатки и область применения

Т е м а 27. Резьбовые соединения.

Винтовая линия, винтовая поверхность и их образование. Основные типы

резьб, их стандартизация, сравнительная характеристика и область применения, конструктивные формы резьбовых соединений. Стандартные крепежные изделия. Способы стопорения резьбовых соединений. Основы расчёта резьбовых соединений при постоянной нагрузке. Материалы и допускаемые напряжения.

ПЕРЕДАЧИ Тема 28. Общие сведения о

передачах.

Вращательное движение и его роль в машинах и механизмах. Назначение передач в машинах. Принцип работы и классификация передач. Основные кинематические и силовые соотношения для механических передач.

Тема 29. Фрикционные передачи.

Фрикционные передачи, назначение и классификация. Достоинства, недостатки и область применения фрикционных передач. Цилиндрическая передача гладкими катками. Основные геометрические и кинематические соотношения. Силы в передаче. Основные сведения о расчете передачи на контактную прочность и износостойкость.

Тема 30. Зубчатые передачи.

Общие сведения о зубчатых передачах: достоинства и недостатки, область применения. Классификация зубчатых передач. Основная теорема зацепления (без вывода). Зацепление двух эвольвентных зубчатых колес; основные элементы и характеристики зацепления; взаимодействие зубьев. Зацепление эвольвентного зубчатого колеса с рейкой. Стандартные параметры некорригированного зубчатого зацепления без смещения. Материалы зубчатых колес. Виды разрушения зубьев. Прямозубые цилиндрические передачи. Основные геометрические соотношения. Силы, действующие в зацеплении. Основы расчёта зубьев на контактную усталость и усталость при изгибе; исходное положение расчета, расчетная нагрузка, формула проверочного и проектного расчетов. Краткие сведения о выборе основных параметров расчетных коэффициентов и допускаемых напряжений. Косозубые и шевронные цилиндрические передачи. Основные геометрические соотношения. Силы, действующие в зацеплении. Особенности расчета непрямозубных передач. Основные параметры и расчетные коэффициенты. Конические передачи. Основные геометрические соотношения и силы в зацеплении.

Тема 31. Передача винт—гайка.

Общие сведения о винтовых механизмах. Силовые соотношения и КПД

винтовой пары. Понятие о расчете передачи на износостойкость. Основные параметры и расчетные коэффициенты.

Тема 32. Червячные передачи.

Общие сведения о червячных передачах: достоинства и недостатки, область применения. Материалы червяков и червячных колес. Геометрические соотношения в червячной передаче. Передаточное число. Силы, действующие в зацеплении. КПД червячной передачи. Основы расчета зубьев на контактную усталость и усталость при изгибе. Формулы проверочного и проектного расчетов. Расчет вала червяка на жесткость. Краткие сведения о выборе основных параметров, расчетных коэффициентов и допускаемых напряжений. Тепловой расчет червячного редуктора.

Тема 33. Ременные передачи.

Основные сведения о ременных передачах: устройство, достоинства и недостатки, область применения. Классификация ременных передач; типы приводных ремней и их материалы, способы натяжения ремня, основные геометрические и кинематические соотношения. Силы и напряжения в ремне, скольжение ремня на шках. Критерий работоспособности и понятие о расчете ременной передачи.

Тема 34. Цепные передачи.

Общие сведения о цепных передачах: устройство, достоинства и недостатки, область применения. Приводные цепи и звездочки. Краткие сведения о подборе цепей и их проверочной расчете.

Тема 35. Общие сведения о некоторых механизмах.

Рычажные механизмы. Шарнирный четырехзвенник. Кривошипно-ползунный механизм. Кулисные механизмы. Мальтийские механизмы. Назначение и область применения. Кулачковые механизмы, их особенности, разновидности и роль в автоматизации технологических процессов.

Тема 36. Валы, оси, шпоночные и зубчатые соединения

Валы и оси, их назначение, конструкции и материалы. Оси вращающиеся и неподвижные. Основы расчета валов и осей на прочность и жесткость. Типы шпоночных соединений и их сравнительная характеристика. Типы стандартных шпонок. Подбор шпонок и проверочный расчет соединения. Зубчатые (ишицевые) соединения, область применения.

Тема 37. Подшипники

Подшипники и подпятники скольжения: назначение, типы, область применения. Материалы деталей подшипников. Условные расчёты подшипников скольжения. Подшипники качения: устройство и сравнительная характеристика качения и обзор основных типов по ГОСТу, Подбор подшипников качения по диаметрической грузоподъёмности.

Тема 38. Муфты

Муфты, их назначение и краткая классификация. Краткие сведения о подборе муфт.

ВОПРОСЫ ДЛЯ САМОПРОВЕРКИ

К теме 25.

1. Каковы задачи раздела «Детали машин»? 2. Что называется машиной? 3. Какие признаки характеризуют машину? 4. Какая разница между механизмом и машиной? 5. Что следует понимать под деталью и сборочной единицей? 6. Каковы современные тенденции развития машиностроения? 7. Какие требования предъявляются к машинам? 8. Что такое стандартизация? 9. Каково значение стандартизации и взаимозаменяемости? 10. Что такое унификация? 11. Что следует понимать под надёжностью машин и их деталей и каковы их основные критерии работоспособности?

К т е м е 26.

1. Каковы достоинства и недостатки сварных соединений по сравнению с клеевыми? 2. Какие способы подготовки стыков под сварку вы знаете? 3. Что называется сварным швом? 4. Какие применяют типы сварных швов? 5. Как рассчитывают стыковые сварные швы при погружении осевой силой? 6. Какие факторы учитывают при выборе допускаемых напряжений для сварных швов?

К т е м е 27.

1. Какие соединения называются резьбовыми? 2. Как классифицируются резьбы по геометрической форме и по назначению? 3. Какие резьбы называются метрическими и какие дюймовыми? 4. Каковы достоинства болтового соединения? 5. В каких случаях применяют шпильки? 6. Когда применяют мелкие резьбы? Почему для винтов, шпилек и болтов применяют треугольную резьбу? 7. Как осуществляется стопорения резьбовых соединений? 8. Какие устройства называются гаечными замками? 9. Какие конструктивные формы имеют гайки и шайбы? 10. Какие материалы применяют для изготовления резьбовых деталей? 11. Как рассчитывают болты при действии на них постоянных нагрузок? 12. Какие устройства применяют для разгрузки болтов от поперечной силы? 13. Как определяют допускаемые напряжения для болтов при расчете на прочность?

К т е м е 28.

1. Как классифицируют механические передачи по принципу действия? 2. Каково назначение механических передач? 3. Почему вращательное движение

наиболее распространено в механизмах и машинах? 4. Для чего применяют промежуточную передачу между двигателем и рабочей машиной? 5. По каким формулам определяется кинематические и силовые отношения в передачах? 6. Как определяется передаточное отношение?

К теме 29.

1. Какие виды фрикционных передач вы знаете? 2. В каких случаях применяют фрикционные передачи? 3. В каких случаях применяют открытые зубчатые передачи? Каковы их достоинства и недостатки? 4. Как рассчитывают на прочность цилиндрическую фрикционную передачу? 5. Какие устройства называют вариаторами? Каковы их достоинства и недостатки? 6. Что такое контактные напряжения?

К теме 30

1. Каковы достоинства и недостатки зубчатых передач? 2. По каким признакам классифицируются эти передачи? 3. В каких случаях применяют открытые зубчатые передачи? 4. Какие передачи называют закрытыми? 5. Какие требования предъявляют к профилям зубьев? 6. Почему эвольвентное зацепление имеет преимущественное применение? 7. Какие вы знаете основные параметры зубчатой пары? 8. Почему линия зацепления называется линией давления? 9. Что такое модуль и шаг зубчатого зацепления? 10. Какая окружность зубчатого колеса называется делительной? 11. В чём сущность нарезания зубьев методом копирования и методом обкатки? 12. Почему цилиндрическая шестерня должна быть изготовлена с более твёрдой поверхностью? 13. Какие материалы целесообразно применять для изготовления зубчатых передач? 14. Как обеспечивается равнопрочность зубьев шестерни и колеса? 15. Каковы достоинства и недостатки косозубой передачи по сравнению с прямозубой? 16. Что называется нормальным и торцовым модулями и какова зависимость между ними? 17. Каково назначение конических зубчатых передач? 18. Каковы недостатки конической зубчатой передачи по сравнению с цилиндрическими? 19. Как определяется КПД зубчатого редуктора? 20. Как определить силы в зацеплении конической передачи?

К теме 31.

1. Какие резьбы применяются для грузовых винтов? 2. Какие различают типы резьб по назначению, по геометрической форме и какие из них стандартизованы? 3. Каковы достоинства и недостатки передачи винт - гайка? 4. Из каких материалов изготавливаются винт и гайка? 5. Какие факторы влияют на КПД передачи винт — гайка? 6. Как рассчитать пару винт — гайка на износостойкость?

К теме 32.

1. Какими достоинствами и недостатками обладают червячные передачи по сравнению с зубчатыми? 2. Какой элемент червячной передачи является ведущим? 3. В каких случаях применяют червячные передачи? 4. Из каких материалов изготавливают червяк и червячное колесо? 5. Как выбирают число заходов червяка? 6. Как определить передаточное число червячной пары? 7. Зависит ли КПД червячной передачи от числа витков червяка? 8. В каких случаях

применяется самотормозящая червячная передача и какой ее основной недостаток? 9. Каковы причины разрушения зубьев червячных колес? 10. По каким критериям ведется расчет червячных передач? 11. В каких случаях для червячной передачи выполняют тепловой расчет? 12. Какой расчет, кроме геометрического и прочностного, выполняется для червячной передачи?

К теме 33.

1. Какая передача называется ременной? 2. Какие применяют типы ремней? 3. Какими достоинствами и недостатками обладают ременные передачи по сравнению с другими видами передач? 4. Как определяют передаточное число ременной передачи с учетом скольжения ремня на шкивах? 5. Почему предварительное натяжение ремня — необходимое условие работы передача? 6. От каких факторов зависит долговечность ремня? 7. В чем сущность упругого скольжения ремня на шкивах? 8. Каковы основные критерии работоспособности и расчета ременных передач? 9. Чем различаются между собой профили клиновых ремней? 10. Как подбираются клиновые ремни по ГОСТу?

К теме 34.

1. Каковы достоинства и недостатки цепных передач? 2. Какие различают виды приводных цепей? 3. В каких случаях применяют однорядные и многорядные цепи? 4. Какие виды приводных цепей получили наибольшее распространение? 5. Что является основным критерием работоспособности цепных передач? 6. Как определяется сила давления звездочки цепной передачи на вал? 7. Для чего применяют натяжные устройства в цепных передачах и на какой ветви цепи они устанавливаются?

К теме 35.

1. Что называется кинематической парой, звеном, механизмом? 2. На какие группы подразделяют кинематические пары в зависимости от характера движения? 3. Что представляют собой высшие и низшие кинематические пары? 4. Какие механизмы относят к плоским механизмам, какие к пространственным? 5. К группам относит кулачковые механизмы и механизмы прерывистого движения? 6. В каких машинах применяют храповые механизмы?

К теме 36.

1. Какая разница между валом и осью? 2. Какие различаются виды осей и валов? 3. Что называется шипом, шейкой и пятой? 4. Какие материалы применяют для изготовления валов и осей? 5. Как рассчитывают валы и оси на прочность? На жесткость?

К теме 37.

1. Что называется подшипником? 2. Какие различают типы подшипников скольжения? 3. Какими достоинствами и недостатками обладают подшипники скольжения? 4. Из каких материалов изготавливают вкладыши и для каких целей они предназначены? 5. Какое трение желательно иметь в подшипниках скольжения? 6. Какие различают смазочные материалы? 7. Какие виды разрушения встречаются в подшипниках скольжения? 8. Из каких деталей состоят подшипники качения? 9. Для чего применяется ее параметр? 10. Какие

различают типы подшипников качения? 11. Каковы достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения? 12. Из каких материалов изготавливают подшипники качения? 13. Какие силы разрушения характерны для подшипников качения? 14. Какие факторы влияют на работоспособность подшипников качения? 15. Как подбирают подшипники качения по ГОСТу? 16. Для чего применяется смазка в подшипниках качения и как она осуществляется? 17. Какие виды уплотняющих устройств применяют в подшипниках качения? 18. Какие основные конструкции уплотняющих устройств применяют в подшипниках качения? 19. Как подбирают подшипники по динамической грузоподъемности?

К теме 38.

1. Как различают группы муфт по принципу действия и характеру работы? 2. По каким параметрам производят подбор муфт? 3. Какие различают виды упругих муфт? 4. Как работают кулачковые управляемые муфты? 5. Как устроены фрикционные муфты? 6. Каковы достоинства и недостатки шарнирных муфт?

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ К ВЫПОЛНЕНИЮ КОНТРОЛЬНОЙ РАБОТЫ № 1

Основная задача науки „Сопротивление материалов“ — оценка прочности, жесткости и устойчивости рассчитываемых элементов конструкций.

Элемент считается достаточно прочным, если максимальное расчетное напряжение в опасной точке меньше предельного напряжения в определенное число раз. Число, показывающее, во сколько раз максимальное расчетное напряжение меньше предельного для материала рассчитываемой детали, называется коэффициентом запаса прочности детали или просто запасом прочности и обозначается n .

Деталь прочна в том случае, если запас прочности не меньше требуемого (нормативного) запаса, который обозначается $[n]$ и зависит от ответственности детали, срока службы, точности расчета и других факторов. Таким образом, условие прочности запишется в виде: $n \geq [n]$. Часто условие прочности записывают через допускаемые напряжения $[\sigma]$.

Допускаемым напряжением называется максимальное значение напряжения, которое можно допустить при работе конструкции и при котором будет гарантироваться прочность детали:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{пред}}{[n]}$$

Условие прочности через допускаемое напряжение будет иметь вид: $\sigma_{расч} \leq [\sigma]$. Незначительное превышение расчетного напряжения — в пределах 5 — 6 % считается неопасным.

В расчетах на жесткость определяются максимальные перемещения, соот-

ветствующим данному виду деформации, и сравниваются с допускаемым значением перемещения. Жесткость элемента считается обеспеченной, если максимальное перемещение не превышает допускаемого.

Под устойчивостью детали понимается способность детали сохранять первоначальную форму равновесия при действии заданных нагрузок.

В зависимости от постановки задачи, ее исходных данных существуют три вида расчетов на прочность, жесткость и устойчивость, проверочный, проектный и определение допускаемой нагрузки. Определяя из условия прочности и жесткости необходимые размеры рассчитываемой детали, можно получить два значения размера. В качестве окончательного следует выбрать больший.

Независимо от вида деформации расчет на прочность можно схематично представить в виде следующих этапов:

1. Отыскивается опасное сечение рассчитываемого элемента. Для чего с помощью метода сечений строятся эпюры внутренних силовых факторов, соответствующих данному виду деформации.
2. Зная закон распределения напряжений по площади поперечного сечения при данном виде деформации, определяется напряжение в опасной точке.
3. Для опасной точки записывается условие прочности, а затем в зависимости от исходных данных задачи проводится один из указанных выше расчетов на прочность.

В общем случае нагружения тела в его поперечном сечении может возникнуть шесть внутренних силовых факторов: продольная сила N_z , две поперечные силы Q_x и Q_y , два изгибающих момента M_x и M_y и крутящий момент M_z . Каждый из внутренних силовых факторов связан с определенным видом деформации.

Выше упоминалось, что внутренние силовые факторы в произвольном сечении находятся с помощью метода сечений, который заключается в следующем:

1. Мысленно рассекается плоскостью тело в том месте, где нужно определить внутренние силы.
2. Отбрасывается одна из частей тела. Удобнее отбрасывать ту часть, на которую действует большее число внешних сил.
3. Чтобы равновесие не нарушилось, заменяют действие отброшенной части на оставшуюся внутренними силами.
4. Составляются уравнения равновесия всех сил, действующих на оставленную часть тела. Путем решения их находят неизвестные внутренние силы через внешние силы.

Приступая к выполнению контрольной работы, учащийся должен иметь четкое представление о внутренних силовых факторах, присущих каждому виду деформаций, освоить метод сечений, знать, что такое напряжение, какой закон распределения напряжений по площади сечения для каждого конкретного вида деформаций.

Следует помнить, что численное значение напряжений, возникающих в поперечных сечениях тела, зависит не только от возникающего силового фактора, но и от размеров поперечного сечения — от соответствующей геометрической характеристики сечения.

Приступая к решению первой задачи контрольной работы (задачи 1-10), необходимо тщательно проработать тему «Растяжение и сжатие», изучить метод сечений и разобрать предлагаемые в данном пособии примеры.

Пример 1 (к задачам 1-10). Для ступенчатого чугунного бруса (рис. 4, а) определить из расчета на прочность допустимую нагрузку, если площадь поперечного сечения $S = 8 \text{ см}^2$, $[\sigma_p] = 50 \text{ Н/мм}^2$, $[\sigma_c] = 120 \text{ Н/мм}^2$.

Решение. В данном примере все внешние силы действуют по одной прямой, поэтому можно составить одно уравнение равновесия, из которого будет найдена неизвестная реакция.

$$\sum Y_i = -P + 3P - 8P + R = 0, \text{ откуда } R = P - 3P + 8P \text{ или } R = 6P$$

Построим эволю продольных сил. Для этого воспользуемся методом сечений. Проведем сечение А — А и отбросим часть бруса, лежащую ниже сечения (рис. 4, б).

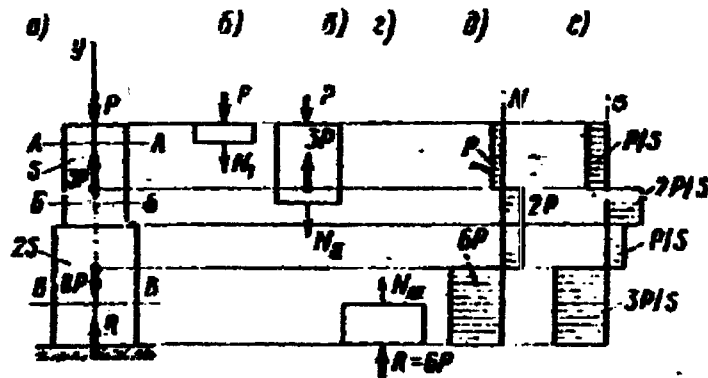


рис. 4

Вместо отброшенной нижней части приложим внутреннюю силу N_1 . Если неизвестную продольную силу всегда направлять от сечения, т. е. предварительно предполагать, что брус на данном участке испытывает растяжение, то знак продольной силы, полученный из уравнения равновесия оставшейся части бруса, будет указывать не только на правильность или неправильность выбранного ранее направления, но и на вид деформации — на растяжение или сжатие. Запишем уравнение равновесия части бруса: $\sum Y_i = -P - N_1 = 0$, откуда $N_1 = -P$. На участке от точки приложения силы P до точки приложения силы 3P мы приходим к аналогичному результату независимо от того, где будет приведено сечение. Значит, на этом участке продольная сила постоянна.

Сечение Б - Б проведем ниже точки приложения силы 3P и опять отбро-

смы нижней часть бруса (рис. 4, в). Составляя уравнение равновесия, получим N_{11} :

$$\sum Y_i = -P + 3P - N_{11} = 0, \text{ откуда } N_{11} = 3P - P; N_{11} = 2P$$

Следует заметить, что при составлении уравнения равновесия надо использовать правило знаков проекции сил, принятых в теоретической механике, а именно: проекция силы берется, со знаком плюс, если ее направление совпадает с положительным направлением оси.

Определив N_{11} , удобнее оставить нижнюю часть бруса, отбросив верхнюю (рис. 4, г):

$$\sum Y_i = N_{111} + 6P = 0, \text{ откуда } N_{111} = -6P.$$

Построим эпюру N . Для этого параллельно оси бруса проведем базовую линию. Левее базовой линии (линии нулей) будем откладывать продольную силу, вызванную сжатием участка, а правее — растяжением. В пределах каждого участка нагружения (в данном примере их три — между точками приложения внешних сил, включая силу реакции) продольная сила не меняется, поэтому эпюра будет очерчена прямыми, параллельными базовой линии. В произвольном масштабе отложим $N_1 = -P$; так как на этом участке брус испытывает сжатие, то отложим N_1 левее базовой линии. На втором участке $N_{11} = 2P$ отложим значение правее линии нулей и, наконец, на третьем участке брус снова испытывает сжатие, поэтому $N_{111} = -6P$ отложим левее. Эпюра продольных сил построена (рис. 4, д).

Вспомним, что $N = \int \sigma dS$. Используя гипотезу Бернулли, можно прийти к выводу, что при растяжении и сжатии напряжения σ равномерно распределены по всей площади поперечного сечения, т. е. для данного сечения $\sigma = \text{const}$, тогда

$$N = \sigma \int dS, \text{ т. е. } N = \sigma S, \text{ откуда } \sigma = N/S.$$

Зная продольную силу на каждом участке и площади поперечных сечений бруса, можно построить эпюру σ (рис. 4, е). В произвольном масштабе откладываем влево и вправо от базовой линии напряжения в поперечных сечениях (правило знаков остается прежним):

$$\sigma = \frac{N_1}{S} = \frac{-P}{S}$$

На втором участке $N_{11} = \text{const}$, но скачкообразно меняется площадь поперечного сечения. Разделим этот участок на подучастки и определим напряжения:

$$\sigma_{II} = \frac{N_{II}}{S} = \frac{2P}{S}$$

$$\sigma_{II} = \frac{N_{II}}{2S} = \frac{2P}{2S} = \frac{P}{S}$$

$$\sigma_{III} = \frac{N_{III}}{2S} = \frac{6P}{2S} = \frac{3P}{S}$$

Брус выполнен из материала, различно сопротивляющегося растяжению и сжатию, поэтому допустимое значение нагрузки надо найти как из условия прочности на растяжение, так и из условия прочности на сжатие:

$$\sigma_{II} = \frac{2P}{S} \leq [\sigma_p], \text{ откуда } P \leq \frac{[\sigma_p]S}{2}$$

Подставим числовые значения и получим допустимую нагрузку из условия прочности на растяжение:

$$P \leq \frac{50 \cdot 800}{2} = 20000 \text{ Н} = 20 \text{ кН}, \text{ т. е. } P \leq 20 \text{ кН}.$$

Запишем условие прочности на сжатие:

$$\sigma_{III} = \frac{3P}{S} \leq [\sigma_c], \text{ откуда } P \leq \frac{[\sigma_c]S}{3} = \frac{120 \cdot 800}{3} = 32000 \text{ Н} = 32 \text{ кН}$$

Окончательно выберем то значение, которое удовлетворяло бы условию прочности как на растяжение, так и на сжатие, т. е. $[P] = 20 \text{ кН}$.

Если студент, приступая к решению задачи, имеет достаточный навык в построении эвюров, то при построении эвюры продольных сил нет необходимости изображать отдельно отсеченные части бруса, достаточно обратить внимание на то, что продольная сила, возникающая в произвольном сечении, равна алгебраической сумме всех внешних сил, приложенных к брусу по одну сторону от рассматриваемого сечения. Кроме того, при построении эвюры и проверке их правильности следует руководствоваться следующими правилами:

скачки на эвюрах N имеют место в точках приложения сосредоточенных сил, причем величина скачка равна приложенной, внешней сосредоточенной силе;

на эвюре σ скачки имеют место не только в точках приложения сосредоточенных сил, но и в местах резкого изменения площади поперечного сечения;

эпюра по закону должна совпадать с эпюрой N.

Пример 2(задачи 11-15) Для стального бруса, жестко заделанного двумя концами и нагруженного, как указано на рис.5а, необходимо определить из расчета на прочность площадь поперечного сечения, приняв $P=15\text{кН}$, $[\sigma]=75\text{Н/мм}^2$.

Решение: Заменим верхнюю и нижнюю заделки силами реакций связей R_b и R_n . Составим уравнение равновесия:

$$\sum Y_i = R_b - 4P = 6P - R_n = 0$$

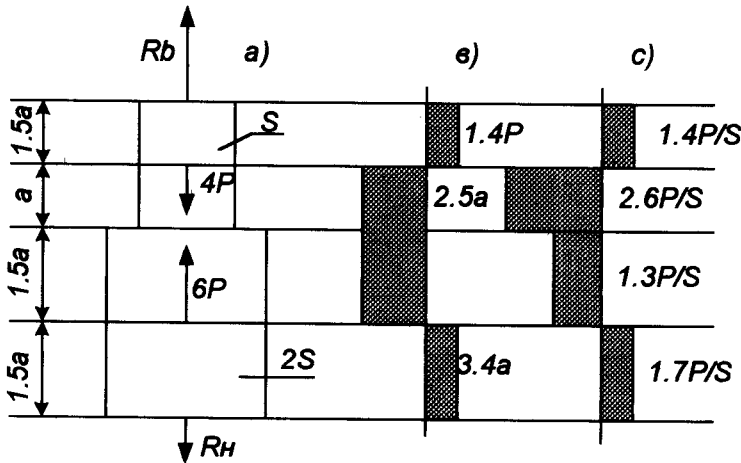
Видим что в уравнение равновесия входят два неизвестные силы. Задача один раз статически неопределима. Для раскрытия статической неопределенности необходимо составить уравнение перемещений. Для этого отбросим одну из опор, например нижнюю, и заменим ее действие силой реакции. Получим статически определенный брус, на который кроме сил $4P$ и $6P$ действует неизвестная сила R_n . Воспользуемся принципом независимости действий сил и запишем перемещение нижнего сечения от каждой силы в отдельности, нижнее сечение могло бы переместиться от действия каждой силы настолько, насколько каждая сила деформирует брус на участке от ее точки приложения до верхней заделки. На самом деле нижнее сечение заделано и не имеет возможности перемещаться, а потому алгебраическая сумма перемещений от всех сил равна 0. Разбивая брус на участки постоянной жесткости, получим уравнение:

$$\frac{R_n \times 3a}{E2S} + \frac{R_n \times 2.5a}{ES} - \frac{6P \times 1.5a}{E2S} - \frac{6P \times 2.5a}{ES} + \frac{4P \times 1.5a}{ES} = 0$$

Откуда $R_n = 3.4P$

Далее строим эпюру N и O (рис. 5 б,в), как указывалось в предыдущем примере. Из эпюры нормальных напряжений видно, что $\sigma_{\max} = 2.6P/S$. Запишем уравнение прочности

$$\sigma_{\max} = \frac{P}{S} < [\sigma], \text{ откуда } S > \frac{2.6P}{[\sigma]} = \frac{2.6 \times 15000}{75} = 520\text{мм}^2$$



Пример 3 Задачи 16-20. Проверить прочность тяг, поддерживающих

весьма жесткую балку, изгибом которой можно пренебречь. Балка шарнирно укреплена в стене, как указано на рис. 6, а. Тяги одинакового поперечного сечения площадью $S = 2,4 \text{ см}^2$ выполнены из стали, допустимое напряжение для которой задано: $[\sigma] = 120 \text{ Н/мм}^2$.

Р е ш е н и е. Условно освободим балку от связей. Для этого отбросим опоры и заменим их действие реакциями R_A , R_B , R_C . Силы, действующие на балку, представляют собой систему параллельных сил, для которой можно составить два независимых уравнения равновесия:

$$\sum Y_i = R_A - 10 \cdot 2,8 - 80 + R_B + R_C = 0;$$

$$\sum M_A = 10 \cdot 2,8 \cdot 1,4 - R_B \cdot 2,8 + 80 \cdot 3,4 - 120 - R_C \cdot 4,9 = 0$$

Уравнений равновесия два, а неизвестных — три, следовательно, система один раз статически неопределима. Составим уравнение перемещений. Балка повернется вокруг точки А на некоторый угол, не деформируясь, и примет некоторое наклонное положение (рис. 6, б).

Вертикальные перемещения шарниров В и С соответственно равны удлинению тяг, вызываемым действием на них растягивающих сил, равных и противоположно направленных реакциям R_B и R_C . Выразим удлинения стержней

$$\Delta l_b = \frac{R_b l_b}{ES}; \quad \Delta l_c = \frac{R_c l_c}{ES}$$

Из подобия треугольников ABB_1 и ACC_1 (рис. 24) получим:

$$\frac{\Delta l_b}{2,8} = \frac{\Delta l_c}{4,9}, \text{ откуда } 4,9 \Delta l_b = 2,8 \Delta l_c$$

или

$$4,9 \frac{R_b l_b}{ES} = 2,8 \frac{R_c l_c}{ES}$$

Жесткость сечений тяг одинакова, поэтому $4,9 R_b l_b = 2,8 R_c l_c$. Подставим значения l_b и l_c и получим зависимость между реакциями R_b и R_c : $4,9 R_b \times \times$

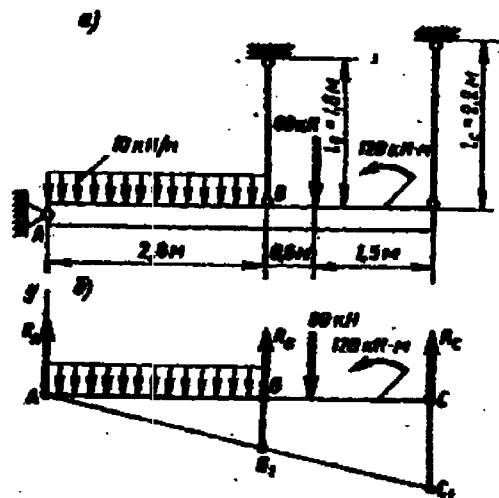


рис. 6

$$1,8R_c = 2,8R_c \cdot 2,2, \text{ откуда } R_c = 1,43R_a.$$

Подставив найденное выражение в уравнение моментов, получим $R_b = 19,5 \text{ кН}$, тогда $R_c = 28 \text{ кН}$.

Более нагружена тяга С. Найдем напряжения растяжения в ней:

$$\sigma = \frac{R_c}{S} = \frac{28000}{240} = 116 \text{ Н/мм}^2$$

это меньше допустимого напряжения, значит прочность тяг обеспечена.

К решению третьей контрольной задачи (задачи 21-30) следует приступить после изучения темы «Кручение» и разбора следующего примера.

Пример 4. Для стального вала, указанного на рис. 7, а, требуется определить из условия прочности и жесткости минимально допустимую угловую скорость вращения. Вал постоянного по длине сечения $d = 60 \text{ мм}$ вращается с неизменной угловой скоростью. Мощности, снимаемые со шкивов: $N_2 = 42 \text{ кВт}$, $N_3 = 31 \text{ кВт}$, $N_4 = 21 \text{ кВт}$. Принять $[\varphi] = 0,35 \text{ град/м}$, $[\tau] = 30 \text{ Н/мм}^2$.

Решение. Вал вращается с постоянной угловой скоростью, следовательно, система внешних вращающих моментов уравновешена. Пренебрегая потерями на трение в подшипниках, можно считать, что мощность, подводимая к валу, равна сумме мощностей, снимаемых с вала, т. е. $N_1 = N_2 + N_3 + N_4 = 42 + 31 + 21 = 94 \text{ кВт}$. Выразив передаваемые вращающие моменты через мощность и неизвестную угловую скорость, построим эпюру крутящих моментов (рис. 7, б): $M_1 = N_1/\omega$, $M_2 = N_2/\omega$, $M_3 = N_3/\omega$, $M_4 = N_4/\omega$.

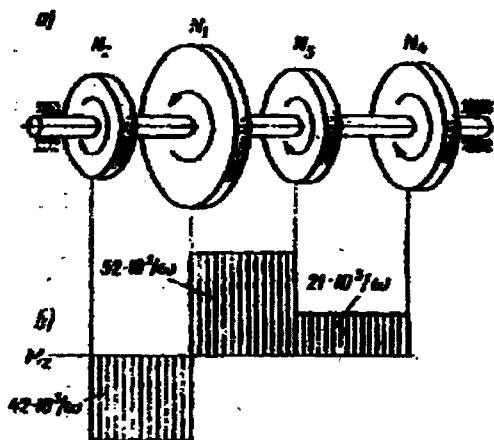


рис. 7

Построение эпюры крутящих моментов принципиально ничем не отличается от построения эпюры продольных сил. Проведем базовую линию параллельно оси вала и, используя метод сечений, найдем значения крутящего момента на каждом из участков и отложим найденные значения перпендикулярно базовой линии. В пределах каждого участка крутящий момент не меняется, поэтому эпюра M_z ограничивается прямыми, параллельными базовой линии. Из эпюры видно, что

максимальный крутящий момент возникает на участке между первым и третьим шкивами.

$$M_{z \max} = \frac{52 \cdot 10^3}{\omega} [\text{Н} \cdot \text{м}] = \frac{5,2}{\omega} 10^7 [\text{Н} \cdot \text{мм}]$$

Найдем предельную угловую скорость вращения из условия прочности:

$$\tau_{\max} = \frac{M_{z \max}}{W_p} \leq [\tau]; \quad W_p = 0,2d^3$$

Подставим значения входящих величин в неравенство:

$$\frac{5,2 \cdot 10^7}{\omega \cdot 0,2 \cdot 60^3} \leq 30, \text{ откуда, } \omega \geq \frac{5,2 \cdot 10^7}{0,2 \cdot 60^3 \cdot 30} = 40 [1/\text{с}]$$

Найдем предельное значение угловой скорости вращения вала из условия жесткости:

$$\varphi_{\max} = \frac{M_{z \max}}{G I_p} \leq [\varphi]$$

$$[\varphi] = 0,35 \text{ град/м} = \frac{0,35\pi}{180 \cdot 10^3} = 6,1 \cdot 10^{-6} [1/\text{мм}]$$

$$I_p = 0,1d^4; \quad M_{z \max} = \frac{5,2 \cdot 10^7}{\omega}$$

$$\varphi_{\max} = \frac{5,2 \cdot 10^7}{\omega G \cdot 0,1d^4} \leq [\varphi]$$

Подставим значения и, решив неравенство, найдем предельную величину угловой скорости из условия жесткости:

$$\frac{5,2 \cdot 10^7}{\omega \cdot 0,8 \cdot 10^5 \cdot 0,1 \cdot 60^4} = 6,1 \cdot 10^{-6}, \text{ откуда}$$

$$\omega = \frac{5,2 \cdot 10^7}{0,8 \cdot 10^5 \cdot 0,1 \cdot 60^4 \cdot 6,1 \cdot 10^{-6}}; \quad \omega \geq 82 [1/\text{с}]$$

Из двух найденных значений необходимо выбрать большее значение угловой скорости, так как только в этом случае удовлетворятся оба условия. Следовательно, предельное значение угловой скорости $\omega = 82$ 1/с.

К решению четвертой задачи контрольной работы (задачи 31-40) следует приступить после изучения темы «Геометрические характеристики плоских сечений» и внимательного разбора примера 5 в данном пособии.

Рассматривая вопросы прочности элементов конструкций, работающих на растяжение (сжатие), срез, смятие и кручение, можно было убедиться в том, что площадь поперечного сечения элемента не всегда является геометрической характеристикой их прочности и жесткости. Так, при работе вала на кручение его прочность и жесткость зависят от полярного момента сопротивления сечения и полярного момента инерции. В дальнейшем, изучая тему «Изгиб», предстоит ознакомиться с новой геометрической характеристикой — осевым моментом инерции сечения.

Решение задачи на определение осевых моментов инерции сечения можно представить в виде следующих этапов:

1. Сложная фигура разбивается на простейшие. К простейшим относятся фигуры, центр тяжести и моменты инерции которых относительно их главных центральных осей или известны, или легко вычисляются по формулам. К ним относятся такие плоские фигуры, как прямоугольник, треугольник, круг и прокатные профили.

Проводятся главные центральные оси всей фигуры.

2. Вычисляются осевые моменты инерции каждой простейшей фигуры относительно собственных главных центральных осей, параллельных главным центральным осям всей фигуры.

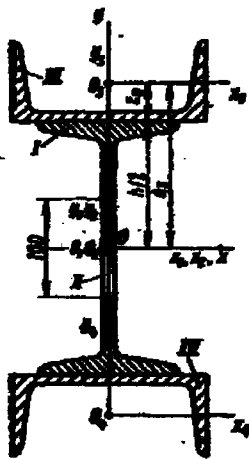


рис. 8

3. Пользуясь теоремой о параллельном переносе осей, вычисляются моменты инерции каждой простейшей фигуры относительно главных центральных осей всей фигуры.

4. Вычисляются моменты инерции всей фигуры относительно главных осей.

Пример 5. Вычислить главные центральные моменты инерции плоского сечения, представленного на рис. 8.

Решение. Разделим плоское сечение на простейшие элементы: I - двутавр № 20 сплошного сечения без выреза; II - вырез прямоугольного сечения; III и IV - швеллеры № 16.

Представленная на рис. 8 фигура имеет две оси симметрии, поэтому центр тяжести находится на их пересечении.

Проведем главные центральные оси инерции x и y . Через центры тяжести O_1, O_2, O_3, O_4 каждой простейшей фигуры (элемента) проведем оси $x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3, x_4, y_4$ параллельно главным центральным осям и определим моменты инерции каждого элемента относительно своих осей:

$$I = 1840 \text{ см}^4; \quad I = \frac{bh^3}{12} = \frac{0,52 \cdot 10^3}{12} = 43,3 \text{ см}^4;$$

$$I = I = 63,3 \text{ см}^4.$$

(Подстрочные индексы означают, относительно какой оси вычисляются моменты инерции, надстрочный — какой фигуры.)

Осевые моменты инерции для двутавра и швеллера берутся по ГОСТу. Заметим, что в таблице ГОСТа швеллер расклонен иначе, и поэтому $I = I_y$ табличное. В дальнейшем при пользовании таблицами нельзя относиться формально к совпадению индексов моментов инерции.

Найдем моменты инерции каждой фигуры относительно главной центральной оси x . Заметим, что оси x_1 и x_2 совпадают с главной центральной осью инерции, а x_3 и x_4 не совпадают, поэтому для вычисления I и I необходимо воспользоваться формулой моментов инерции относительно параллельных осей:

$$I = I = 1840 \text{ см}^4; \quad I = I = 43,3 \text{ см}^4;$$

$$I = I = I + Sz^2 = 63,3 + 18,1 \cdot 11,8^2 = 2580 \text{ см}^4.$$

Теперь можно вычислить момент инерции всей фигуры относительно главной центральной оси x , имея в виду, что момент инерции выреза необходимо взять с отрицательным знаком:

$$I_x = I_x - I_x + 2I_x = 1840 - 433 - 2 \cdot 2580 = 6957 \text{ см}^4.$$

Аналогично вычисляется момент инерции относительно оси y с той лишь разницей, что оси y_1, y_2, y_3, y_4 совпадают с осью y , поэтому не надо пользоваться формулой момента инерции относительно параллельных осей:

$$I_y = I_y, I_y = I_y, I_y = I_y, I_y = I_y, I_y = I_y.$$

Для швеллера и двутавра значения выбираются по ГОСТу: $I_y = 115 \text{ см}^4, I_y = 747 \text{ см}^4$, а I_y практически можно пренебречь, так как

$$I_y = \frac{hb^3}{12} = \frac{10 \cdot 0,52^3}{12} = 0,12 \text{ см}^4,$$

тогда $I_y = I_y + 2I_y = 115 + 2 \cdot 747 = 1609 \text{ см}^4$.

Пример 6. Вычислить главные центральные моменты инерции сечения, изображенного на рис. 9.

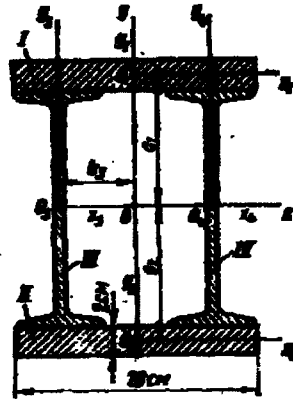


рис. 9

Решение. Разобьем фигуру на четыре простейших элемента: I и II — прямоугольники; III и IV — двутавры № 18. В целом сечении имеет две оси симметрии, поэтому центр тяжести находится в точке пересечения этих осей. Проведем главные центральные оси инерции x, y и через центры тяжести каждого простейшего элемента проведем оси $x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3, x_4, y_4$ параллельно главным осям инерции всей фигуры. Вычислим моменты инерции для каждого простейшего элемента (фигуры) относительно их собственных осей инерции:

$$I_x = I_x = \frac{bh^3}{12} = \frac{20 \cdot 2^3}{12} = 13 \text{ см}^4;$$

$$I_x = I_x = I_{x_{\text{таб}}} = 1290 \text{ см}^4.$$

Найдем моменты инерции каждой простейшей фигуры относительно главной оси x всего сечения. Расстояние a_1 между осями x_1 и x равно сумме половины высоты двутавра и половине высоты прямоугольника:

$$a_1 = a_2 = \frac{18}{2} = \frac{2}{2} = 10 \text{ см};$$

$$S_1 = S_2 = 2 \cdot 10 = 20 \text{ см}^2,$$

$$\text{тогда } I_x = I_x = I_x + S_1 a^2 = 13 + 20 \cdot 10^2 = 2013 \text{ см}^4.$$

Оси x_3, x_4 совпадают с осью x , поэтому $I_x = I_x = 1290 \text{ см}^4, I_x = I_x = 1290 \text{ см}^4$.

Теперь можно найти момент инерции всей фигуры относительно оси x :
 $I_x = 2I_x + 2I_x = 2 \cdot 2013 + 2 \cdot 1290 = 6606 \text{ см}^4$.

Найдем моменты инерции относительно осей, параллельных оси y и проходящих через центр тяжести каждой простейшей фигуры:

$$I_y = I_y = \frac{hb^3}{12} = \frac{2 \cdot 20^3}{12} = 1330 \text{ см}^4,$$

$$I_y = I_y = 82,6 \text{ см}^4 \text{ (ГОСТ 8239 - 72)}$$

Вычислим момент инерции каждой простейшей фигуры относительно

главной центральной оси у всей фигуры. Заметим, что оси u_1 и u_2 совпадают с осью y , поэтому $I_y = I_y$ и $I_y = I_y$. Оси u_3 и u_4 не совпадают с осью y , обозначим расстояние между осями u_3 и y через b_3 (рис. 6), тогда $I_y = I_y + S_3 b_3^2$.

Выбираем площадь третьей фигуры S_3 (ГОСТ 8239 - 72), имеем $S_3 = 23,4 \text{ см}^2$. Расстояние b_3 равно разности половины ширины прямоугольника и половины ширины полки двутавра:

$$\text{Тогда } I_y = I_y = 80,2 + 23,4 \cdot 5,5^2 = 788 \text{ см}^4.$$

Теперь можно вычислить момент инерции всей фигуры относительно оси y : $I_y = 2I_y + 2I_y = 2 \cdot 1330 + 2 \cdot 788 = 4236 \text{ см}^4$.

Приступая к решению пятой задачи контрольной работы (задачи 41-50), нужно изучить тему «Изгиб», ознакомиться с методическими указаниями, данными в настоящем пособии, внимательно разобрать решение примера и лишь после этого решать пятую задачу контрольной и работы.

Известно, что при прямом поперечном изгибе в поперечных сечениях балки возникают внутренние силовые факторы: поперечная сила Q_y и изгибающий момент M_x . Поперечная сила, возникающая в произвольном поперечном сечении, численно равна алгебраической сумме всех внешних сил (если все силы параллельны оси y), действующих на балку по одну сторону от рассматриваемого сечения. Изгибающий момент в произвольном поперечном сечении численно равен алгебраической сумме моментов всех внешних сил, действующих на балку по одну сторону от рассматриваемого сечения, относительно той точки продольной оси балки, через которую проходит рассматриваемое сечение. Для отыскания опасного сечения строят эшоры Q_y и M_x , используя метод сечений.

У студентов возникают большие затруднения с построением эшор, поэтому подробнее рассмотрим этот вопрос. Условимся о следующем правиле знаков:

внешняя сила, стремящаяся сдвинуть левую часть балки вверх относительно правой или (что то же самое) правую часть вниз относительно левой, вызовет возникновение положительной поперечной силы (рис. 10, а).

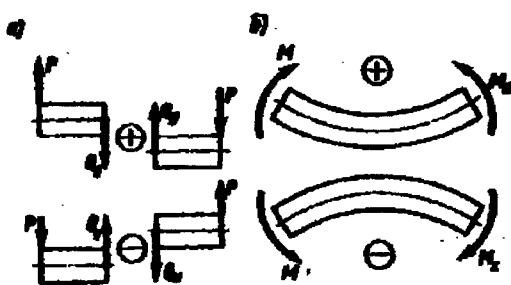


рис. 10

Внешняя сила или момент, изгибающие балку таким образом, что сжатые волокна находятся сверху балки, вызывают положительный изгибающий момент, который на эшоре M_x будет откладываться вверх от оси абсцисс, т. е. в сторону сжатых волокон (рис. 10, б), иначе можно сказать, что эшоры изгибающих моментов строятся на сжатом волокне.

Для проверки правильности построения эшор необходимо знать дифференциальную зависимость между интенсивностью внешней нагрузки q , поперечной силой Q_y и изгибающим моментом M_x :

$$q = \frac{dQ_y}{dz}; \quad Q_y = \frac{dM_x}{Dz}$$

Пользуясь геометрическим смыслом производной, можно по эпюре Q_y качественно оценивать правильность построения эпюры M_x . Для балок, имеющих много участков нагружения, т. е. нагруженных комбинацией нагрузок, целесообразно строить эпюры по характерным точкам, а именно вычислять поперечные силы и изгибающие моменты только для сечений, в которых эпюра претерпевает изменение, и затем, зная закон изменения эпюры между найденными точками, соединить их соответствующими линиями.

К характерным относятся точки, соответствующие сечениям, в которых приложены сосредоточенные силы или моменты, а также сечения, где начинается или кончается распределенная нагрузка.

Для того чтобы вычислить поперечную силу и изгибающий момент в произвольном сечении, необходимо мысленно рассечь плоскостью в этом месте балку и часть балки (любую), лежащую по одну сторону от рассматриваемого сечения, отбросить. Затем по действующим на оставленную часть балки внешним силам надо найти искомые Q_y и M_x . Причем знак последних надо определить по тому действию, которое оказывают внешние силы на оставленную часть балки в соответствии с принятым ранее правилом знаков.

При построении эпюры слева направо отбрасывается правая часть балки, а Q_y и M_x находят по силам, действующим на левую часть.

При построении эпюры справа налево, наоборот, отбрасывается левая часть, Q_y и M_x определяются по силам, действующим на правую часть балки.

Для построения эпюр необходимо запомнить следующие правила:

1. На участке балки, где отсутствует распределенная нагрузка, эпюра Q_y - прямая, параллельная оси абсцисс, а эпюра M_x - наклонная прямая.

2. Под сосредоточенной силой на эпюре Q_y наблюдается скачок на величину приложенной внешней силы, а на эпюре M_x - излом.

3. В точке приложения сосредоточенной пары сил на эпюре моментов скачок на величину момента этой пары, а эпюра Q_y не претерпевает изменения.

4. На участке действия равномерно распределенной нагрузки эпюра Q_y выражается наклонной прямой, а эпюра M_x - параболой, обращенной выпуклостью навстречу стрелкам распределенной нагрузки.

5. Если на участке действия распределенной нагрузки эпюра Q_y пересекает ось абсцисс, то в этом сечении изгибающий момент принимает экстремальное значение (точка перегиба на эпюре M_x).

6. Если на границе действия распределенной нагрузки не приложено сосредоточенных сил, то на эпюре Q_y участок, параллельный оси абсцисс, переходит в наклонный без скачка, а параболическая и наклонная части эпюры M_x сопрягаются плавно без излома.

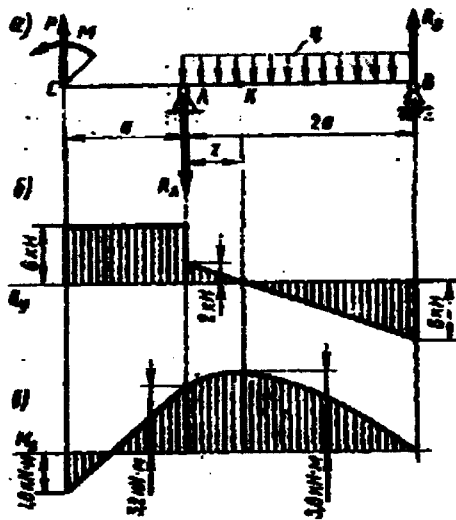


рис. 11

7. Изгибающий момент в концевых сечениях балки всегда равен нулю, за исключением случая, когда в концевом сечении действует сосредоточенная пара сил. В этом случае изгибающий момент в концевом сечении балки равен моменту действующей пары.

8. В сечении, соответствующем задатке, \$Q_y\$ и \$M_x\$ численно равны опорной реакции и реактивному моменту.

Рассмотрим использование этих правил на примерах:

Пример 7. Для балки, изображенной на рис. 11, а, построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов, если \$P = 6\$ кН, \$q = 5\$ кН/м, \$M = 1,6\$ кН·м, \$a = 0,8\$ м.

Решение. Прежде чем приступить к построению эпюр \$Q_y\$ и \$M_x\$, необходимо

определить реакции опор. Освободим балку от связей, т. е. вместо опор проложим силы реакции \$R_A\$ и \$R_B\$. Система активных сил и сил реакций представляет систему параллельных сил, для которой можно составить два независимых уравнения равновесия.

Составим два уравнения моментов относительно точек \$A\$ и \$B\$ балки:

$$\begin{aligned} \Sigma M_A &= Pa - M + q2a^2 - R_B 2a = 0; \\ \Sigma M_B &= P3a - M - R_A 2a - q2a^2 = 0, \end{aligned}$$

откуда

$$R_B = \frac{Pa - M + q2a^2}{2a} = \frac{6 \cdot 0,8 - 1,6 + 5 \cdot 2 \cdot 0,8 \cdot 0,8}{2 \cdot 0,8} = 6 \text{ кН},$$

$$R_A = \frac{P3a - M - q2a^2}{2a} = \frac{6 \cdot 3 \cdot 0,8 - 1,6 - 5 \cdot 2 \cdot 0,8 \cdot 0,8}{2 \cdot 0,8} = 4 \text{ кН}.$$

Для проверки правильности решения (определения реакции \$R_A\$ и \$R_B\$) составим уравнение проекции на ось \$y\$:

$$\Sigma Y_i - P - R_A - q2a + R_B = 0;$$

подставляя значения, получим \$\Sigma Y_i = 6 - 4 - 5 \cdot 2 \cdot 0,8 + 6 = 0\$.

Эпюры построим по характерным точкам, т. е. будем вычислять \$Q_y\$ и \$M_x\$ в тех точках, где эпюра претерпевает изменения, а именно в точках приложения

сосредоточенных сил и моментов, а также в точках соответствующих границе распределенной нагрузки. Обозначим точку сечения, соответствующую левому свободному концу балки, через С. Вычислим Q_y в точке С. Так как сила Р стремится поднять левую часть балки относительно правой вверх, то согласно принятому правилу знаков она вызовет появление положительной поперечной силы Q_y : $Q_{yc} = P = 6 \text{ кН}$.

В сечении А балки найдем Q_y через силы, лежащие левее сечения А: $Q_{yA} = P = 6 \text{ кН}$.

Отложим найденные значения Q_y на эмпоре, проведя базовую линию (линию нулевых значений Q_y) параллельно оси балки. На участке СА Q_y изобразится прямой, параллельной оси балки. В сечении А к балке приложена сосредоточенная сила R_A , значит, на эмпоре Q_y в сечении А должен быть скачок на величину действующей силы. Чтобы определить знак Q_y от действия R_A , отступим от сечения А правее на бесконечно малое расстояние и мысленно разрежем балку. Видим, что R_A будет стремиться опустить левую часть балки относительно правой вниз, значит, R_A должна быть взята со знаком минус и скачок в сечении А, равный $R_A = 4 \text{ кН}$, следует отложить вниз. На участке АВ действует равномерно распределенная нагрузка, следовательно, эмпора Q_y на этом участке должна изобразиться наклонной прямой. В сечении А поперечная сила Q_y найдена: $Q_{yA} = P - R_A = 6 - 4 = 2 \text{ кН}$.

Для того чтобы провести наклонную прямую, достаточно найти положение еще одной точки. Вычислим Q_y в сечении В. Если строить эмпору справа налево, т. е. оставлять те силы, которые действуют на балку правее рассматриваемого сечения, то можно заметить, что правее сечения В сил нет, но в самом сечении приложена сила R_B , стремящаяся поднять правую часть балки вверх относительно левой, и в соответствии с принятым правилом знаков Q_y должна быть взята со знаком минус: $Q_{yB} = -R_B = -6 \text{ кН}$.

Отложим на эмпоре Q_y в выбранном масштабе найденное значение и соединим наклонной прямой точки эмпоры. Эмпора Q_y построена на рис. 11, б. Заметим, что в точке К наклонный участок эмпоры Q_y пересек линию нулей, значит, в этой точке на эмпоре M_x будет точка экстремума. Найдем абсциссу z этой точки, рассматривая подобие треугольников на эмпоре Q_y : $z/2 = (1,6 - z)/6$, откуда $z = 0,4 \text{ м}$.

Приступим к построению эмпоры M_x . В сечении С действует сосредоточенный момент $M = 1,6 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Следовательно, в данном сечении $M_x = -1,6 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Знак минус взят потому, что момент М изгибает балку таким образом, что сжатые волокна оказываются снизу. Итак, в сечении С $M_x = -1,6 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Отложим в произвольно выбранном масштабе найденное значение момента ниже базовой линии. В сечении А балки также вычислим изгибающий момент, учитывая все силы, лежащие левее сечения, т. е. учитывая момент от силы Р и сосредоточенный момент М. Сила Р изгибает балку таким образом, что сжатые волокна оказываются сверху, поэтому момент от нее должен быть взят со знаком плюс, а момент М, наоборот, со знаком минус: $M_{xA} = Pa - M = 6 \cdot 0,8 - 1,6 = 3,2 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Отложим полученное значение момента в выбранном масштабе выше ба-

зовой линии.

Вычислить моменты в сечении К балки удобнее через силы, лежащие правее сечения К. Правее сечения К действует реакция R_B , изгибающая балку таким образом, что сжатые волокна оказались сверху, и равномерно распределенная нагрузка, изгибающая балку так, что сжатые волокна были снизу. Поэтому изгибающий момент от R_B должен быть взят со знаком плюс, а от q - со знаком минус. Заметим, что правее сечения К лежит не вся равномерно распределенная нагрузка, а лишь ее часть. Вычислим M_K в сечении К, надо учесть распределенную нагрузку, действующую на длине участка, равного 1,2 м. Вычислим M_K : $M_K = R_B \cdot 1,2 - q \cdot 1,2 \cdot 0,6 = 6 \cdot 1,2 - 5 \cdot 1,2 \cdot 0,6 = 3,6 \text{ кН}\cdot\text{м}$.

Отложим найденное значение M_K в выбранном масштабе выше линии нулей.

В сечении В видим, что изгибающий момент должен быть равен нулю, так как правее этого сечения сил нет, а в самом сечении нет и сосредоточенного момента: $M_B = 0$.

Соединим полученные точки эпюры: на участке СА - наклонной прямой, на участке АВ - параболой, обращенной выпуклостью навстречу стрелкам q .

Эпюра M_x построена на рис. 11, в.

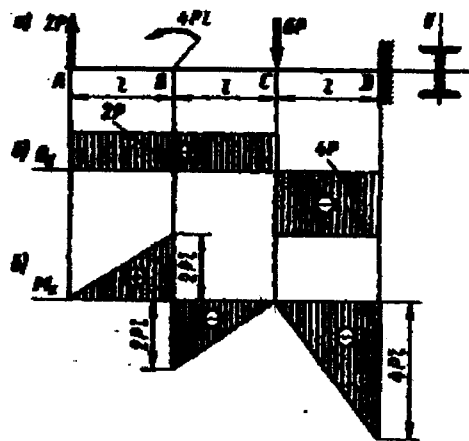


Рис. 12

Пример 8. Для консольной балки, изображенной на рис. 12, а, построить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов. Подобрать из условия прочности требуемый номер двутавра, если $P = 10 \text{ кН}$, $l = 0,65 \text{ м}$, $[\sigma] = 130 \text{ Н/мм}^2$.

Решение. С левой стороны на балку не наложено никаких связей, и поэтому определение поперечных сил и изгибающих моментов может быть произведено без предварительного определения реакций в заделке. Эпюры можно строить со свободного левого конца балки, т. е. искомые поперечные силы и изгибающие моменты находить через силы, действующие на часть

балки, лежащую левее сечения, в котором определяются Q_y и M_x .

Решим сначала задачу в общем виде. Вычислим Q_y в сечении А. Сила $2P$ стремится поднять вверх левую часть балки относительно правой, поэтому она вызовет возникновение положительной поперечной силы: $Q_{yA} = 2P$. До сечения С эпюра Q_y должна быть очерчена прямой, параллельной оси балки, причем на этом участке в любом сечении $Q_y = 2P$. В сечении С на эпюре Q_y должен быть отложен скачок вниз на величину силы P , так как эта сила стремится сдвинуть вниз левую часть балки относительно правой. На участке CD эпюра Q_y также изобразится прямой, параллельной оси балки, но в любом сечении на этом участке Q_y будет равна алгебраической сумме сил $2P$ и P : Q_y

$= 2P - 6P = -4P$. В произвольно выбранном масштабе откладываем найденные значения Q_y : построение эпюры Q_y закончено (рис. 12, б).

Вычислим значения изгибающих моментов в сечениях А, В, С, D. В сечении А момент $M_{xА} = 0$ (здесь, в концевом сечении, не приложен внешний сосредоточенный момент). В сечении В изгибающий момент $M_{xВ} = 2Pl$ (момент должен быть взят со знаком плюс, так как сила $2P$ изгибает балку таким образом, что сжатые волокна оказываются сверху балки). Отложим, найденное значение $M_{xВ}$ на эюре M_x , соединив с нулевым значением M_x сечения А наклонной прямой, отложим в сечении В значение действующего сосредоточенного момента. В силу того что момент $4Pl$ изгибает балку так, что сжатые волокна оказываются снизу, значение момента должно быть отложено вниз. Итак, с учетом сжатка изгибающий момент в сечении В вычислим следующим образом: $M_{xВ} = 2Pl - 4Pl = -2Pl$.

В сечении С, вычисляя M_x необходимо учесть как силу $2P$ на плече $2l$, так и сосредоточенный момент: $M_{xС} = 2P \cdot 2l - 4Pl = 0$.

Отложим найденное значение $M_{xС}$ на эюре M_x и соединим наклонной прямой точки эпюры, соответствующие значениям $M_{xВ}$ и $M_{xС}$. В сечении D найдем M_x , учитывая обе силы и момент: $M_{xD} = 2P \cdot 3l - 4Pl - 6Pl = -4Pl$.

Отложим значение M_{xD} в выбранном масштабе и соединим с точкой, соответствующей $M_{xС}$, наклонной прямой. Построение эпюры M_x закончено (рис. 12, в).

Требуемый номер двутавра находим с учетом условия прочности. Опасным будет сечение, где возникает максимальный изгибающий момент, т. е. сечение D. Запишем условие прочности при изгибе:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{x \max}}{W_x} \leq [\sigma], \text{ откуда } W_x \geq \frac{M_{x \max}}{[\sigma]}$$

Подставляя значения, получим:

$$W_x \geq \frac{4Pl}{[\sigma]} \text{ или } W_x \geq \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^3 \cdot 0,65 \cdot 10^3}{130}, W_x \geq 200 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$$

Такому условию удовлетворяет двутавр № 20а, имеющий осевой момент сопротивления сечения $W_x = 203 \text{ см}^3 = 203 \cdot 10^3 \text{ мм}^3$.

Прежде чем приступить к решению шестой задачи контрольной работы (задачи 51-60), необходимо изучить тему «Устойчивость сжатых стержней».

Известно, что при некотором значении центрально приложенной сжимающей нагрузки длинный тонкий стержень может потерять устойчивость, или как говорят иначе, «выпучиться» в плоскости его наименьшей жесткости. Для того чтобы избежать потери устойчивости стержня, необходимо, чтобы действующая на него сжимающая нагрузка была в несколько раз меньше критической силы. Число, показывающее, во сколько раз действующая на стержень сжимающая нагрузка меньше критической силы, называется запасом устойчи-

вости μ .

В зависимости от гибкости стержня λ критическая сила может быть найдена либо по формуле Эйлера, либо по эмпирической формуле Ясинского. Гибкость стержня определяется по формуле

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}},$$

где μ - коэффициент приведения длины, зависящий от вида закрепления стержня; l - длина стержня; i - минимальный радиус инерции сечения стержня. Он может быть найден по формуле

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{S}},$$

где I_{\min} - минимальный осевой момент инерции сечения стержня; S - площадь поперечного сечения стержня.

Если гибкость стержня λ не меньше предельной гибкости $\lambda_{\text{пред}}$, то используют формулу Эйлера:

$$P_{\text{эф}} = \frac{\pi^2 E I_{\min}}{(\mu l)^2}$$

Если $\lambda_0 \leq \lambda < \lambda_{\text{пред}}$, то используют формулу Ясинского

$$\sigma_{\text{эф}} = a - b\lambda; \quad \sigma_{\text{эф}} = \frac{P_{\text{эф}}}{S}$$

где a и b - коэффициенты, зависящие от рода материала. Эти коэффициенты можно выбрать из таблиц (стр. 342-363) Сборника задач по сопротивлению материала (авт. А. И. Винокуров). Там же приведены значения $\lambda_{\text{пред}}$ и λ_0 для некоторых материалов. Если требуется проверить на устойчивость стержень, выполненный из материала, которого нет в таблице, то $\lambda_{\text{пред}}$ может быть вычислено по формуле:

$$\lambda_{\text{пред}} = \sqrt{\frac{\pi^2 E}{\Sigma_{\text{м}}}}$$

где E - модуль продольной упругости материала; $\sigma_{пл}$ - предел пропорциональности материала.

Пример 9. Найти запас устойчивости стойки (рис. 13), выполненный из стали марки Ст3.

Решение. Прежде всего нужно выяснить, какую формулу можно использовать.

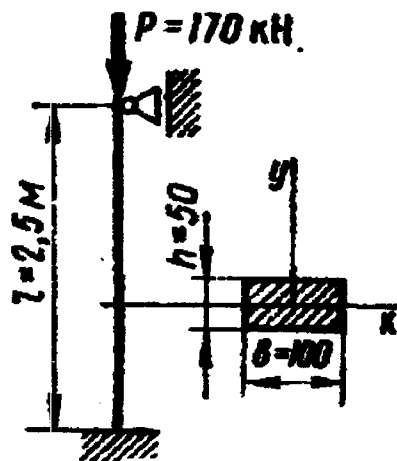


Рис. 13

Найдем гибкость стержня:

$$\lambda = \frac{\mu l}{i_{\min}}$$

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{I_{\min}}{S}}$$

В данном случае $I_{\min} = I_x = bh^3/12$; $S = bh$, тогда

$$i_{\min} = \sqrt{\frac{Bh^3}{12bh}} = \sqrt{\frac{h^2}{12}} = \sqrt{\frac{50^2}{12}} = 14,5 \text{ мм}$$

Коэффициент приведения длины при данном виде закрепления $\mu = 0,7$. Вычислим гибкость стержня: $\lambda = (0,7 \cdot 2,5 \cdot 10^3)/14,5 = 120$.

Для стали марки Ст3 $\lambda_{Эйлера} = 100$, поэтому справедлива формула Эйлера:

$$P_{Эп} = \frac{\pi^2 E I_{\min}}{(\mu l)^2}; \quad I_{\min} = \frac{100 \cdot 50^3}{12} = 104 \cdot 10 \text{ мм}^4$$

$$P_{Эп} = \frac{\pi^2 \cdot 2 \cdot 10 \cdot 104 \cdot 10}{(0,7 \cdot 2,5 \cdot 10^3)^2} = 680 \cdot 10^3 \text{ Н} = 680 \text{ кН}$$

Найдем запас устойчивости: $n_y = P_{Эп}/P = 680/170 = 4$.

Седьмая задача (задачи 61-70). Для решения данной задачи необходимо усвоить тему «Гипотезы прочности и их применения», так как в задачах 61-70 рассматривается совместное действие изгиба и кручения, и расчет производится с применением гипотез прочности.

Условие прочности в этом случае имеет вид:

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{M_{\text{экв}}}{W_p} \leq [\sigma],$$

где $M_{\text{экв}}$ - так называемый эквивалентный момент.

По гипотезе наибольших касательных напряжений (иначе - третья гипотеза):

$$M_{\text{экв III}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2}$$

По гипотезе потенциальной энергии формоизменения (иначе - пятая гипотеза):

$$M_{\text{экв V}} = \sqrt{M_x^2 + 0,75M_y^2}$$

В обеих формулах M_x - наибольший крутящий момент в поперечном сечении вала; M_y - наибольший суммарный изгибающий момент, его числовое значение равно геометрической сумме изгибающих моментов, возникающих в данном сечении от вертикально и горизонтально действующих внешних сил, т. е.:

$$M_x = \sqrt{M_{x1}^2 + M_{x2}^2}$$

или

$$M_x = M_{x1} + M_{x2}$$

Последовательность решения задачи:

1. Привести действующие на вал нагрузки к его оси, освободить вал от опор, заменив их действие реакциями в вертикальной и горизонтальной плоскостях.

2. По заданной мощности P и угловой скорости ω определить вращающие моменты, действующие на вал.

3. Вычитать нагрузки F_1, F_{t1}, F_2, F_{t2} , приложенные к валу.

4. Составить уравнения равновесия всех сил, действующих на вал, отдельно в вертикальной плоскости и отдельно в горизонтальной плоскости и определить реакции опор в обеих плоскостях.

5. Построить эпюру крутящих моментов.

6. Построить эпюры изгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях (эпюры M_x и M_y).

7. Определить наибольшее значение эквивалентного момента:

$$M_{\text{экв III}} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2}$$

или

$$M_{\max v} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75M_z^2}$$

8. Положив $\sigma_{\max} = [\sigma]$, определить требуемый осевой момент сопротивления: $W_x = M_{\max}/[\sigma]$.

Учитывая, что для сплошного круглого сечения:

$$W_x = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1d^3$$

определяем d по следующей формуле:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 M_{\max}}{\pi[\sigma]}} \approx \sqrt[3]{\frac{M_{\max}}{0,1[\sigma]}}$$

Пример 10. Для стального вала постоянного поперечного сечения с двумя зубчатыми колесами (рис. 14, а), передающего мощность $P = 15$ кВт при угловой скорости $\omega = 30$ рад/с, определить диаметр вала двумя вариантам: а) используя III гипотезу прочности; б) используя V гипотезу прочности. Принять: $[\sigma] = 160$ МПа; $F_{r1} = 0,4 F_1$; $F_{r2} = F_2$.

1. Составляем расчетную схему вала, приводя действующие на вал нагрузки к оси (рис. 14, б). При равномерном вращении вала $M_1 = M_2$, где M_1 и M_2 - скручивающие пары, которые добавляются при переносе сил F_1 и F_2 на ось вала.

2. Определяем вращающий момент, действующий на вал: $M_1 = M_2 = P/\omega = 0,5 \cdot 10^3$ Н·м = 0,5 кН·м

3. Вычислим нагрузки, приложенные к валу:

$$F_1 = \frac{2M_1}{d_1} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 10^3}{0,1} = 10 \text{ Н} = 10 \text{ кН}; \quad F_{r1} = 0,4 \cdot 10 = 4 \text{ кН}$$

$$F_2 = \frac{2M_2}{d_2} = \frac{2 \cdot 0,5 \cdot 10^3}{0,25} = 4 \cdot 10^3 \text{ Н} = 4 \text{ кН}; \quad F_{r2} = 0,4 \cdot 4 = 1,6 \text{ кН}$$

4. Определяем реакции опор в горизонтальной плоскости YOZ (рис. 14, б):

$$\Sigma M_A = F_{r1} \cdot AC + F_{r2} \cdot AD - R_{By} \cdot AB = 0;$$

$$R_{By} = \frac{F_{r1} \cdot AC + F_{r2} \cdot AD}{AB} = \frac{4 \cdot 0,05 + 1,6 \cdot 0,25}{0,3} = 2 \text{ кН}$$

$$\Sigma M_B = R_{Ay} \cdot AB - F_{r1} \cdot BC - F_{r2} \cdot DB = 0;$$

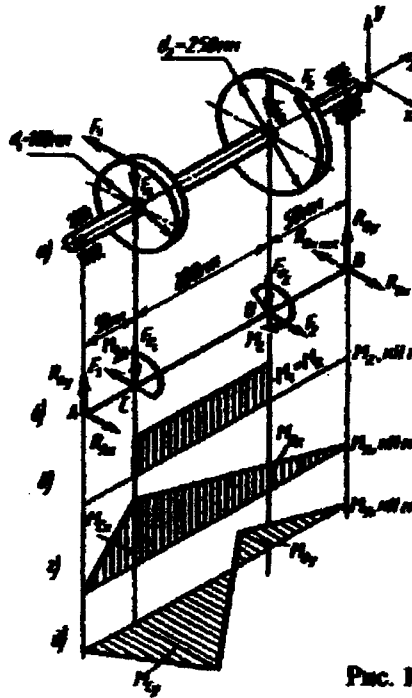


Рис. 14

$$R_{Ay} = \frac{F_{11} \cdot BC + F_{22} \cdot DB}{AB} = \frac{4 \cdot 0,25 + 1,6 \cdot 0,05}{0,3} = 3,6 \text{ кН}$$

$$\Sigma Y = R_{Ay} - F_{11} - F_{22} + R_{By} = 2 - 4 - 1,6 + 3,6 = 0.$$

$\Sigma Y = 0$, следовательно, R_{Ay} и R_{By} найдены правильно.

Определим реакции опор в горизонтальной плоскости ZOX:

$$\Sigma M_A = F_{11}AC - F_{22}AD - R_{Bx}AB$$

$$R_{Bx} = \frac{F_{11} \cdot AC - F_{22} \cdot AD}{AB} = \frac{10 \cdot 0,05 - 4 \cdot 0,25}{0,3} = -1,66 \text{ кН}$$

Минус указывает на то, что истинное направление реакции R_{Bx} в противоположно выбранному (см. 14, б):

$$\Sigma M_B = R_{Ax}AB - F_{11}CB + R_{Bx}AB - F_{22}DB$$

$$R_{Ax} = \frac{F_{11} \cdot CB - F_{22} \cdot DB}{AB} = \frac{10 \cdot 0,25 - 4 \cdot 0,05}{0,3} = 7,66 \text{ кН}$$

$$\Sigma X = R_{Ax} - F_1 + F_2 - R_{Bx} = 7,66 - 10 + 4 - 1,66 = 0$$

$\Sigma X = 0$, следовательно, R_{Ay} и R_{By} найдены верно.

5. Строим эпюру крутящих моментов M_z (рис. 14, в).

6. Определяем ординаты и строим эпюры изгибающих моментов M_x в вертикальной плоскости и эпюры M_y в горизонтальной плоскости (рис. 14, г, д):

$$\begin{aligned} M_{Cx} &= R_{Ay}AC = 3,6 \cdot 0,05 = 0,18 \text{ кН}\cdot\text{м}; \\ M_{Dx} &= R_{Ay}AD - F_1CD = 3,6 \cdot 0,25 - 4 \cdot 0,2 = 0,1 \text{ кН}\cdot\text{м}; \\ M_{Cy} &= R_{Ax}AC = 7,66 \cdot 0,05 = 0,383 \text{ кН}\cdot\text{м}; \\ M_{Dy} &= R_{Ax}AD - F_1CD = 7,66 \cdot 0,25 - 10 \cdot 0,2 = -0,085 \text{ кН}\cdot\text{м}. \end{aligned}$$

7. Вычисляем наибольшее значение эквивалентного момента по заданным вариантам. Так как в данном примере значение суммарного изгибающего момента в сечении С больше, чем в сечении D,

$$M_{\Sigma C} = \sqrt{M_{Cx}^2 + M_{Cy}^2} = \sqrt{0,18^2 + 0,383^2} = 0,423 \text{ кН}\cdot\text{м};$$

$$M_{\Sigma D} = \sqrt{M_{Dx}^2 + M_{Dy}^2} = \sqrt{0,1^2 + 0,085^2} = 0,13 \text{ кН}\cdot\text{м},$$

то сечение С и является опасным. Определим эквивалентный момент в сечении С.

Вариант а)

$$M_{\Sigma a} = \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + M_z^2} = \sqrt{0,18^2 + 0,383^2 + 0,5^2} = 0,655 \text{ кН}\cdot\text{м}$$

Вариант б)

$$\begin{aligned} M_{\Sigma b} &= \sqrt{M_x^2 + M_y^2 + 0,75M_z^2} = \sqrt{0,18^2 + 0,383^2 + 0,5^2} = \\ &= 0,655 \text{ кН}\cdot\text{м} \end{aligned}$$

8. Определяем требуемые размеры вала по вариантам а и б.

По варианту а:

$$d = \sqrt{\frac{M_{\Sigma a}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt{\frac{0,655 \cdot 10}{0,1 \cdot 160}} = 34,5 \text{ мм}$$

По варианту б:

$$d = \sqrt{\frac{M_{\Sigma b}}{0,1[\sigma]}} = \sqrt{\frac{0,605 \cdot 10}{0,1 \cdot 160}} = 33,6 \text{ мм}$$

Принимаем $d_b = 34 \text{ мм}$.

В восьмой задаче требуется выполнить кинематический расчет привода, состоящего из электропривода и двух передач.

Исходные данные для P и n и кинематическую схему выбрать из табл. 8.

Пример 11. Для привода рабочей машины, состоящей из механических передач (рис. 15), требуется определить угловые скорости и вращающие моменты на валах с учетом коэффициента полезного действия. Передаточное число редуктора $u_p = 2,8$. Мощность электродвигателя $P_{дв} = 7,0$ кВт при частоте вращения $n_{дв} = 750$ мин. Ресурс работы = 25000 ч.

Решение. 1. Определим передаточное число ременной передачи без учета скольжения:

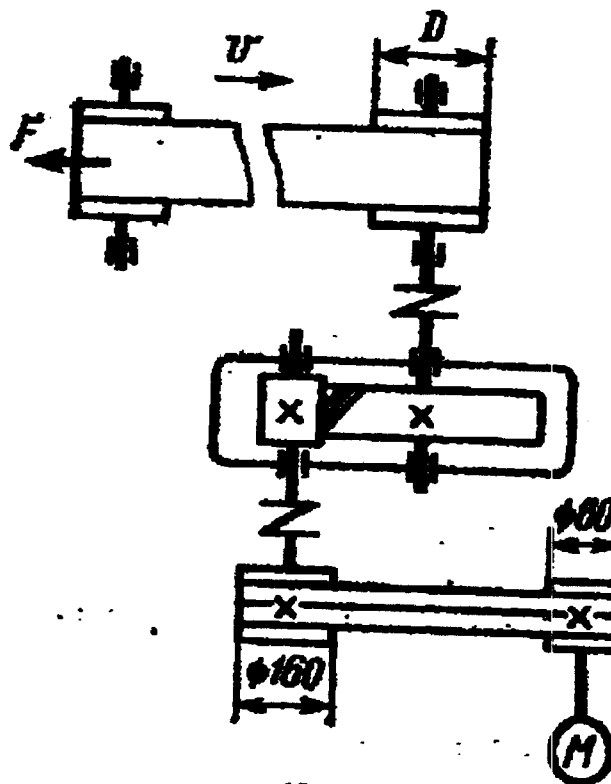


рис. 15

$$u_1 = u_{p1} = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{D_1}{D_2} = \frac{160}{80} = 2$$

2. Частота вращения (ведущего вала ременной передачи) электродвигателя

$$\omega_{дв} = \frac{\pi n_{дв}}{30} = \frac{3,14 \cdot 750}{30} = 78,5 \text{ рад/с}$$

3. Частота вращения (ведомого вала ременной передачи) ведущего вала редуктора

$$\omega_1 = \frac{\omega_{дв}}{i_1} = \frac{78,5}{2} = 39,2 \text{ рад/с}$$

4. Частота вращения ведомого вала редуктора

$$i_p = \omega_1/\omega_2, \text{ откуда } \omega_2 = \omega_1/i_p = 39,2/2,8 \text{ рад/с.}$$

5. Вращающий момент на валах:
на валу электродвигателя:

$$M_{дв} = \frac{P_{дв}}{\omega_{дв}} = \frac{7 \cdot 10^3}{78,5} = 89,1 \text{ Н}\cdot\text{м;}$$

на ведущем валу редуктора

$$i_1 = \frac{M_1}{M_{дв} \eta_{рем}}, \text{ откуда } M_1 = i_{рем} M_{дв} \eta_{рем}$$

где $\eta_{рем} = 0,96$ – КПД ременной передачи

$$M_1 = 2 \cdot 0,96 \cdot 89,1 = 171,2 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

на ведомом валу редуктора $M_2 = M_1 i_p \eta_p$, где $\eta_p = 0,97 \cdot 0,99^2 = 0,95$ – КПД редуктора, тогда

$$M_2 = 171,2 \cdot 2,8 \cdot 0,95 = 455,4 \text{ Н}\cdot\text{м}$$

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА 1

Вариант контрольного задания работы — контрольной работы - определяется по двум последним цифрам шифра (номера личного дела) студента.

Задачи

1-10. Для ступенчатого чугунного бруса (рис. 16) найти из условия прочности площадь поперечного сечения, если $[\sigma_p] = 50 \text{ Н/мм}^2$ и $[\sigma_c] = 120 \text{ Н/мм}^2$. Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из табл. 1.

11-15. Для стального бруса (рис. 17) раскрыть статическую неопределимость, построить эпюры продольных сил и нормальных напряжений. Найти перемещение сечения А-А. Данные, необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из табл. 2.

16-20. Из условия прочности стальных стержней, поддерживающих весьма жёсткую балку, изгибом которой можно пренебречь, определить допускаемую нагрузку Р. Балка шарнирно укреплена в стене, как указано на рис. 17.

Стержни имеют одинаковое поперечное сечение. Их площадь для каждого варианта задачи указана на рисунке. Принять $[\sigma] = 160 \text{ Н/мм}^2$. Схему балки для решения своего варианта задачи выбрать из табл. 2.

21. Стальной вал сплошного сечения передаёт мощность $N = 20 \text{ кВт}$. Найти предельно допустимую частоту вращения вала из условия его прочности и жёсткости, если диаметр вала $d = 50 \text{ мм}$, $[\tau] = 50 \text{ Н/мм}^2$, $[\varphi_0] = 0,4 \text{ град/м}$.

22. Определить диаметр стального вала сплошного сечения для передачи мощности $N = 10 \text{ кВт}$ при частоте вращения $n = 200 \text{ об/мин}$ из условия прочности и жёсткости, приняв $[\tau] = 30 \text{ Н/мм}^2$, $[\varphi_0] = 0,25 \text{ град/м}$.

23. Найти максимальную мощность, которую может передать стальной вал сплошного сечения диаметром $d = 40 \text{ мм}$ из условия его прочности и жесткости, если $[\tau] = 60 \text{ Н/мм}^2$, $[\varphi] = 0,3 \text{ град/м}$, $n = 180 \text{ об/мин}$.

24. Стальной вал передает мощность $N = 15 \text{ кВт}$. Найти угол закручивания вала на длине $l = 5d$, предварительно определив его диаметр d из условия прочности, приняв $[\tau] = 40 \text{ Н/мм}^2$. Частота вращения вала $n = 320 \text{ об/мин}$.

25. Стальной вал сплошного сечения решено заменить на равнопрочный вал кольцевого сечения с отношением диаметров $c = d_0/d = 0,7$. Сравнить массы валов сплошного и кольцевого сечений, если они рассчитаны на передачу мощности $N = 24 \text{ кВт}$ при угловой скорости вращения $\omega = 30 \text{ 1/с}$ и максимальные напряжения не должны превышать $[\tau] = 40 \text{ Н/мм}^2$.

26. Определить из расчета на прочность и жесткость требуемый диаметр сплошного вала, передающего мощность $N = 40 \text{ кВт}$ при $n = 250 \text{ об/мин}$, приняв $[\tau] = 120 \text{ Н/мм}^2$. $[\varphi] = 0,2 \text{ град/м}$.

27. Найти минимально допустимую скорость вращения стального вала кольцевого сечения ($c = d_0/d = 0,6$), рассчитанного на передачу мощности $N = 16 \text{ кВт}$. Наружный диаметр вала $d = 50 \text{ мм}$, $[\tau] = 40 \text{ Н/мм}^2$. $[\varphi] = 0,35 \text{ град/м}$.

28. Определить максимальную мощность, которую может передать стальной вал диаметром $d = 60 \text{ мм}$ и вращающийся с частотой $n = 200 \text{ об/мин}$. Максимальные напряжения кручения не должны превышать $[\tau] = 25 \text{ Н/мм}^2$. А относительный угол закручивания должен быть не более $[\varphi] = 0,4 \text{ град/м}$.

29. Определить из расчета на прочность и жесткость $N = 18 \text{ кВт}$, частота его вращения $n = 150 \text{ об/мин}$, максимальные касательные напряжения не должны быть выше $[\tau] = 45 \text{ Н/мм}^2$, а угол закручивания на длине $l = 5d$ не должен

2
превышать $[\varphi]=0,1^\circ$.

3з. 30. Найти относительный угол закручивания стального вала, передающего мощность $N=24$ кВт и вращающегося с частотой $n=320$ об/мин. Диаметр вала найден из условия прочности на кручение, причем $[\tau] = 30$ Н/мм².

4з. 31-40. Вычислить центральные моменты инерции плоского сечения (рис.18). данные необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из табл.3.

5з. 41-50. Из условия прочности балки на изгиб (рис.19) определить допускаемую нагрузку, если $[\sigma]=120$ Н/мм². Схему балки для решения своего варианта выбрать из табл.4.

6з. 51-60. Проверить на устойчивость сжатую стойку (рис.20) если требуемый запас устойчивости должен быть не ниже $[n_{\text{уст}}] = 3$. Данные необходимые для решения своего варианта задачи, выбрать из табл. 5.

7з. 61-70. Для стального вала постоянного поперечного сечения с двумя зубчатыми колёсами (рис. 21), передающего мощность P , кВт; при угловой скорости ω , рад/с (числовое значение этих величин для своего варианта взять из табл. 6):

1. Определить вертикальные и горизонтальные составляющие реакций подшипников;
2. Построить эпюру крутящих моментов;
3. Построить эпюры сгибающих моментов в вертикальной и горизонтальной плоскостях;
4. Определить диаметр вала, приняв $[\sigma_{\text{экв}}] = 60$ МПа (в задачах 61, 63, 65, 67, 69) или $[\sigma_{\text{экв}}] = 70$ МПа (в задачах 62, 64, 66, 68, 70) и полагая $F_{r1} = 0,4F_1$; $F_{r2} = 0,4F_2$. В задачах 61-65 расчёт производить по гипотезе потенциальной энергии формоизменения, а в задачах 66-70 – по гипотезе наибольших касательных напряжений. Все размеры на рис. 21 (схемы а-и) даны в миллиметрах.

8з. **Задачи 71-80.** Привод (рис. 22) состоит из электродвигателя мощностью $P_{\text{дв}}$, кВт, с частотой вращения $n_{\text{дв}}$, 1/мин, редуктора цепной (ременной) передачи. Требуется определить:

1. Угловые скорости валов;
2. Передаточные числа;
3. Общий КПД;
4. Вращающие моменты для всех валов.

Числовые значения $P_{\text{дв}}$, кВт, $n_{\text{дв}}$, 1/мин, u_p взять из табл. 7.

Таблица 1

№ задачи и схемы на рис. 16	Вариант	P1, кН	P2, кН	№ задачи и схемы на рис. 16	Вариант	P1, кН	P2, кН
1, а	00	10	20	2, б	01	3,3	8,0
	14	12	10		17	4	9,2
	26	12	20		29	4,8	10,0
	35	21	40		34	5,0	9,8
	43	16	13		46	7,2	15,0
	57	18	23		56	5,6	8,6
	61	15	13		60	7,2	14,0
	76	14	22		77	14,4	14,4
	81	13	18		84	9,0	22,0
	94	15	25		97	14,4	28,0
3, в	02	15	30	4, г	03	10,8	29
	16	14	18		19	8	18
	28	20	32		21	7,6	20,5
	37	30	36		36	17,6	43,2
	45	26	15		48	9,9	22,7
	59	30	40		58	17,0	51,0
	63	33	14		62	23,1	40,5
	74	14	34		79	12,0	39,0
	80	24	50		87	39,2	88
	96	3,5	12,0		99	6	3
5, д	05	27	27	6, е	04	3,0	6,0
	18	18	38		11	6,2	9
	20	1,4	20		23	3	8,0
	38	15	35		31	9,6	16
	47	14	29		40	12,0	4,0
	51	13	24		50	11	5,0
	65	19	22		64	13	5
	78	21	45		75	16,0	7,0
	83	16,0	8,0		86	14,0	16,0
	98	8,3	30,5		91	16,0	12,0
7, ж	07	19,0	9,8	8, л	06	10,0	16,0
	10	8,0	8,4		12	6,2	17,6
	22	5,0	20,0		25	11,8	16,4
	39	8,0	15,0		30	12,8	27,7
	49	12,4	24,0		42	14,4	18,8
	53	16,0	5,2		52	8,4	18,6
	67	21,6	6,0		66	11,0	18
	72	30,5	10,0		73	30	16
	82	22,0	30,6		89	12	30,0
	90	10,8	30		93	14,0	40,0
9, и	09	12,0	34	10, к	08	14,2	30,0
	13	11,0	24		15	25,0	37,5
	24	22,4	2,4		27	40,0	12,0
	33	18,9	45,3		32	30,4	13,4
	41	30,8	15,3		44	20,4	10,2
	55	22,8	4,4		54	24	8,7
	69	36,8	11,8		68	30,0	5,4
	71	29,6	5,6		70	22	12
	85	30,8	15,3		88	25	42
	92	11,0	24,0		95	40,0	12,0

4

Таблица 2

№ задачи и схемы на рис. 17	Вариант	P ₁	P ₂	l ₁	l ₂	l ₃	S, см ²	№ задачи и схемы на рис. 17		Вариант
		кН		м						
11, а	00	24	60	0,4	0,2	0,4	4	16	е ж и к л л к и ж е	01
	14	25	100	0,6	0,3	0,3	6			17
	26	32	64	0,2	0,2	0,4	8			29
	35	20	30	0,3	0,3	0,2	5			34
	43	30	12	0,5	0,3	0,3	6			46
	57	48	120	0,8	0,4	0,8	8			56
	61	50	200	1,2	0,6	0,6	12			60
	76	64	128	0,4	0,4	0,8	16			77
	81	40	60	0,6	0,6	0,4	10			84
94	60	24	1,0	0,6	0,6	12	97			
12, б	02	12	30	0,2	0,1	0,2	6	17	л к и ж е е ж и к л	13
	16	12,5	50	0,3	0,15	0,15	5			19
	28	16	32	0,1	0,1	0,4	8			21
	37	10	15	0,15	0,15	0,1	6			36
	45	15	6	0,25	0,15	0,15	4			48
	59	24	60	0,4	0,2	0,4	3			58
	63	25	100	0,6	0,3	0,3	5			62
	74	32	64	0,2	0,2	0,4	4			75
	80	20	30	0,3	0,3	0,2	3			87
96	30	12	0,5	0,3	0,3	4	99			
13, в	05	72	180	1,2	0,6	1,2	12	18	е и л к ж е ж к л и	04
	18	75	300	1,8	0,9	0,9	10			11
	20	96	192	0,6	0,6	1,2	8			23
	38	60	90	0,9	0,9	0,6	6			31
	47	90	36	1,5	0,9	0,9	4			40
	51	144	360	2,4	1,2	2,4	3			50
	65	150	600	3,6	1,8	1,8	5			64
	78	192	384	1,2	1,2	2,4	4			79
	83	120	180	1,8	1,8	1,2	3			86
98	180	72	3,0	1,8	1,8	4	91			
14, г	07	12	30	0,2	0,1	0,2	12	19	е и к ж е е ж к и е	06
	10	12,5	50	0,3	0,15	0,15	10			12
	22	16	32	0,1	0,1	0,4	16			27
	39	10	15	0,15	0,15	0,1	12			30
	49	15	6	0,25	0,15	0,15	8			42
	53	24	60	0,4	0,2	0,4	6			52
	67	25	100	0,6	0,3	0,3	5			66
	72	32	64	0,2	0,2	0,4	8			73
	82	20	30	0,3	0,3	0,2	6			89
90	30	12	0,5	0,3	0,3	4	93			
15, д	09	24	60	0,4	0,2	0,4	4	20	ж л к и е л к е ж л	08
	13	25	100	0,6	0,3	0,3	6			15
	24	32	64	0,2	0,2	0,4	8			25
	33	20	30	0,3	0,3	0,2	5			32
	41	30	12	0,5	0,3	0,3	6			44
	55	48	120	0,8	0,4	0,8	8			54
	69	50	200	1,2	0,6	0,6	12			68
	71	64	128	0,4	0,4	0,8	16			70
	85	40	60	0,6	0,6	0,4	10			88
92	60	24	1,0	0,6	0,6	12	95			

Таблица 3

№ задачи и схемы на рис. 18	Вариант	№ двугавра	№ швеллера	№ уголка *	мм	
					а	в
31, а	0	-	14	-	160	20
	11	-	8	-	150	10
	21	-	10	-	140	15
	31	-	12	-	180	20
	49	-	14	-	160	20
	58	-	12	-	140	15
	63	-	16	-	200	40
	71	-	18	-	180	20
	81	-	20	-	210	25
	91	-	8	-	120	10
32, б	01	-	40	-	120	20
	10	-	36	-	120	10
	20	-	33	-	110	20
	30	-	30	-	110	10
	39	-	27	-	100	20
	59	-	24	-	100	10
	61	-	22	-	80	20
	74	-	20	-	80	10
	84	-	18	-	90	20
90	-	16	-	90	10	
33, в	02	-	5	-	50	5
	12	-	6,5	-	65	5
	23	-	8	-	80	10
	33	-	10	-	100	10
	42	-	12	-	120	10
	56	-	14	-	140	20
	62	-	16	-	160	20
	70	-	18	-	180	20
	80	-	20	-	200	25
93	-	22	-	220	25	
34, г	03	36	-	7/4,5	-	-
	13	33	-	7/5,5	-	-
	22	30	-	6,3/4	-	-
	32	27	-	5,6/3,6	-	-
	41	24	-	5/3,2	-	-
	57	22	-	4,5/2,8	-	-
	60	20	-	4/2,5	-	-
	77	18	-	3,2/2	-	-
	87	16	-	4,5/1,6	-	-
92	14	-	5,6/3,6	-	-	
35, д	05	-	24	-	180	60
	15	-	22	-	170	60
	25	-	20	-	170	50
	35	-	18	-	180	50
	44	-	16	-	160	40
	54	-	14	-	140	30
	67	-	12	-	120	20
	73	-	10	-	130	20
	83	-	8	-	100	20
95	-	6,5	-	120	10	

* - толщина уголка по максимальному значению (см. Приложение)

6

Продолжение таблицы 3

№ задачи и схемы на рис. 18	Вариант	№ двуглава	№ швеллера	№ уголка*	а	в
					мм	
36, е	04	-	-	2,5	75	5
	14	-	-	2,8	80	5
	24	-	-	3,2	90	10
	34	-	-	3,6	100	10
	43	-	-	4	100	15
	55	-	-	4,5	110	15
	65	-	-	5	120	20
	76	-	-	5,6	175	20
	86	-	-	6,3	190	25
94	-	-	7	180	30	
37, ж	06	10	10	-	-	-
	16	12	12	-	-	-
	26	14	14	-	-	-
	36	16	16	-	-	-
	45	18	18	-	-	-
	53	20	20	-	-	-
	64	22	22	-	-	-
	79	24	24	-	-	-
	89	27	27	-	-	-
96	30	30	-	-	-	
38, и	07	10	-	-	100	5
	17	12	-	-	120	10
	27	14	-	-	140	10
	37	16	-	-	160	15
	46	18	-	-	180	15
	52	20	-	-	200	20
	66	22	-	-	220	20
	72	24	-	-	240	25
	82	27	-	-	270	25
97	30	-	-	300	30	
39, к	08	10	8	-	-	-
	18	12	10	-	-	-
	28	14	12	-	-	-
	40	16	14	-	-	-
	47	18	16	-	-	-
	51	20	18	-	-	-
	69	22	20	-	-	-
	78	24	22	-	-	-
	88	27	24	-	-	-
98	30	27	-	-	-	
40, л	09	-	5	2	-	-
	19	-	6,5	2,5	-	-
	29	-	8	2,8	-	-
	38	-	10	3,2	-	-
	48	-	12	3,6	-	-
	50	-	14	4	-	-
	68	-	16	4,5	-	-
	75	-	18	5	-	-
	85	-	20	5,6	-	-
99	-	22	6,3	-	-	

* - толщина уголка
по максимальному
значению (см.
Приложение)

Таблица 4

№ задачи и схемы на рис. 19	Вариант	№ задачи и схемы на рис. 19	Вариант	№ задачи и схемы на рис. 19	Вариант			
41,	а	00	44,	а	03	47,	а	04
	б	14		б	19		б	11
	в	26		в	21		в	23
	г	35		г	36		г	31
	д	43		д	48		д	40
	е	57		е	58		е	50
	ж	61		ж	62		ж	64
	и	76		и	79		и	64
	к	81		к	87		к	75
	л	94		л	99		л	86
42,	а	01	45,	а	05	48,	а	07
	б	17		б	18		б	10
	в	29		в	20		в	22
	г	34		г	38		г	39
	д	46		д	47		д	49
	е	56		е	51		е	53
	ж	60		ж	65		ж	67
	и	77		и	78		и	72
	к	84		к	83		к	82
	л	97		л	98		л	90
43,	л	96	46,	ж	09	49,	л	08
	а	02		а	13		а	15
	б	16		б	24		б	27
	в	28		в	33		в	32
	г	37		г	41		г	44
	д	45		д	55		д	54
	е	59		е	69		е	68
	ж	63		ж	71		ж	70
	и	74		и	85		и	88
	к	80		л	92		к	95
				№ задачи и схемы на рис. 19		Вариант		
				50,	а	06		
					б	12		
					в	25		
					г	30		
					д	42		
					е	52		
				ж	66			
				и	73			
				к	89			
				л	93			

Таблица 5

№ задачи и схемы на рис. 20	Вариант	P, кН	l, м	материал стойки	№ задачи и схемы на рис. 20	Вариант	P, кН	l, м	материал стойки
51, а	10	60	2,5	ст 3	52, б	01	20	2,0	чугун
	14	65	2,1	ст 5		17	28	3,0	ст 3
	26	84	2,0	ст 3		29	34	3,5	ст 5
	35	60	3,0	ст 2		34	85	4,0	ст 2
	43	130	3,2	чугун		46	90	2,2	чугун
	57	76	4,1	чугун		56	135	4,5	ст 3
	61	250	2,5	ст 5		60	60	2,5	ст 5
	76	60	3,0	ст 3		77	75	2,8	ст 2
	81	120	3,8	чугун		84	86	3,8	чугун
94	13	3,1	чугун	97	30	2,0	ст 3		
53, в	02	250	2,0	ст 3	54, г	03	20	2,0	ст 3
	16	220	2,1	чугун		19	25	2,2	ст 2
	28	120	2,3	ст 5		21	30	2,3	ст 5
	37	80	2,5	ст 2		36	35	2,8	чугун
	45	75	3,0	чугун		48	40	3,0	чугун
	59	85	3,3	ст 2		58	45	3,2	чугун
	63	60	3,8	ст 3		62	50	3,3	ст 5
	74	45	4,1	чугун		79	55	3,8	ст 2
	80	20	4,5	ст 2		87	60	4,0	ст 3
96	35	4,0	ст 5	99	65	4,2	ст 5		
55, д	04	65	4,5	ст 5	56, ж	05	120	4,5	ст 3
	11	70	4,3	чугун		18	130	4,0	ст 2
	23	75	4,1	ст 3		20	110	3,5	ст 5
	31	80	3,5	ст 2		38	100	3,0	чугун
	40	82	3,3	ст 5		47	90	2,5	чугун
	50	85	3,1	чугун		51	80	2,0	ст 5
	64	90	2,8	ст 3		65	70	4,5	ст 3
	75	95	2,5	ст 2		78	60	4,0	ст 2
	86	20	2,3	ст 5		83	50	3,5	чугун
91	25	2,9	чугун	96	40	3,0	чугун		
57, е	06	60	2,5	ст 3	58, и	07	20	2,0	чугун
	12	65	2,1	ст 5		10	28	3,0	ст 3
	25	84	2,0	ст 3		22	34	3,5	ст 5
	30	60	3,0	ст 2		39	85	4,0	ст 2
	42	130	3,2	чугун		49	90	2,2	чугун
	52	76	4,1	чугун		53	135	4,5	ст 3
	66	180	2,5	ст 3		67	60	2,5	ст 5
	73	60	3,0	ст 5		72	75	2,8	ст 2
	89	120	3,8	чугун		82	86	3,8	чугун
93	23	3,1	чугун	90	30	2,0	ст 3		
59, к	08	65	2,5	ст 3	60, л	09	20	2,0	чугун
	15	70	2,1	ст 5		13	25	3,0	ст 3
	27	75	2,0	ст 3ст 2		24	30	3,5	ст 5
	32	80	3,0	ст 5		33	35	2,5	ст 2
	44	82	3,2	ст 2		41	40	4,0	ст 5
	54	85	4,1	чугун		55	45	2,2	ст 2
	68	90	2,5	чугун		69	50	4,5	ст 3
	70	30	3,0	чугун		71	55	2,8	чугун
	88	35	3,8	ст 2		85	60	3,8	ст 5
95	40	3,1	ст 3	92	65	2,0	ст 2		

Таблица 6

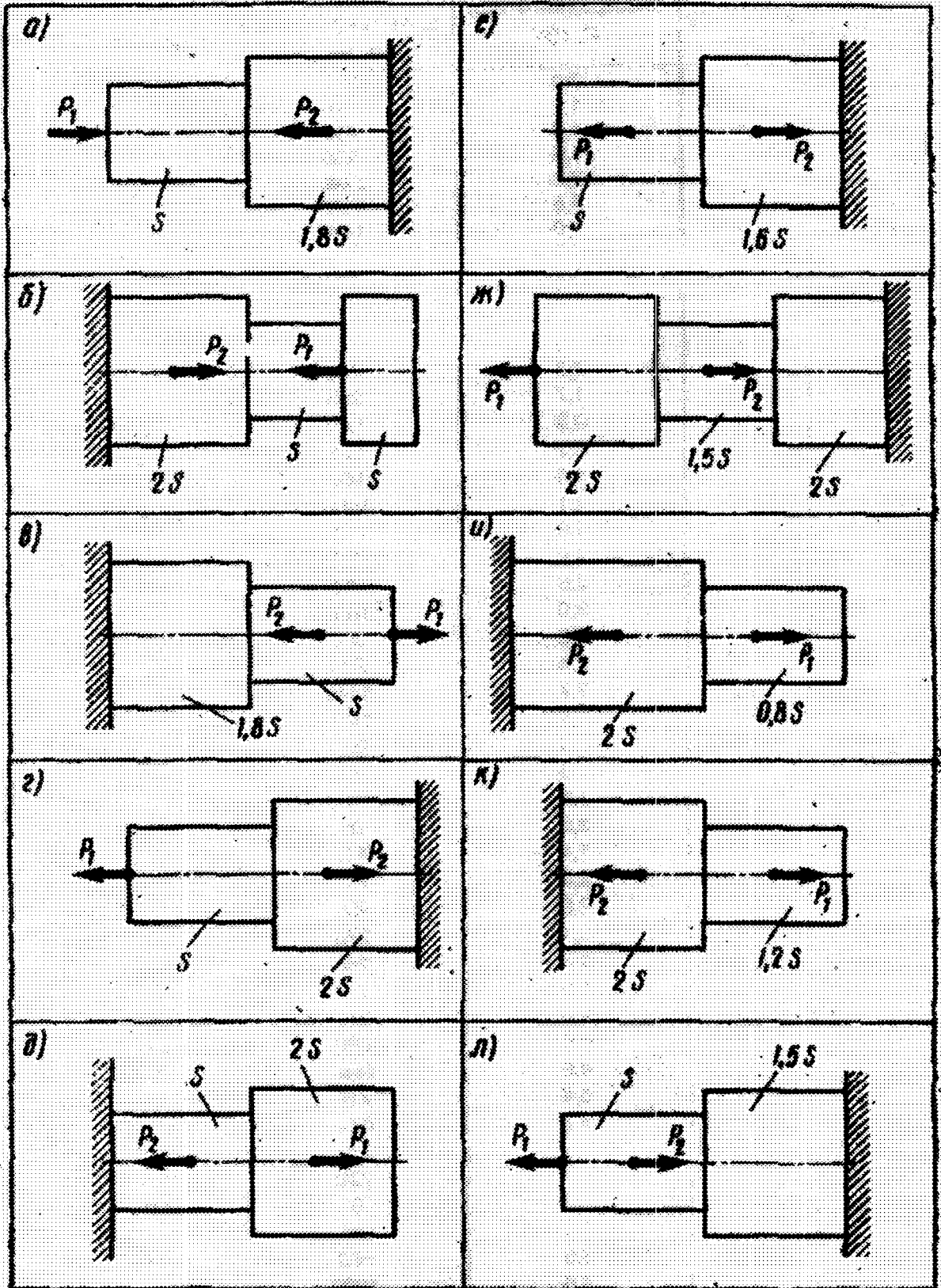
№ задачи и схемы на рис. 21	Вариант	P, кВт	ω , рад/с	№ задачи и схемы на рис. 21	Вариант	P, кВт	ω , рад/с
61, а	00	6	22	62, б	01	3	25
	14	8	36		17	8	48
	26	10	40		29	10	50
	35	9	30		34	12	40
	43	3	45		46	22	24
	57	20	50		56	20	60
	61	12	68		60	20	22
	76	5	20		77	9	36
	81	3	50		84	8	42
94	12	48	97	15	35		
63, в	02	10	30	64, г	03	5	40
	16	20	80		19	6	36
	28	15	45		21	7	35
	37	12	38		36	12	24
	45	14	18		48	15	15
	59	8	42		58	12	32
	63	10	45		62	9	42
	74	18	22		79	10	45
	80	25	40		87	7	21
96	5	42	99	20	36		
65, д	05	5	18	66, е	04	20	45
	18	20	18		11	19	38
	20	12	30		23	21	15
	38	24	30		31	18	26
	47	6	24		40	15	18
	51	12	52		50	16	50
	65	3	15		64	8	30
	78	15	45		75	7	20
	83	19	50		86	10	24
98	20	25	91	13	48		
67, ж	07	4	35	68, и	06	16	40
	10	20	15		12	30	50
	22	18	20		25	28	42
	39	16	1118		30	20	38
	49	30	24		42	15	20
	53	25	30		52	18	30
	67	22	28		66	22	30
	72	15	1		73	27	35
	82	8	42		89	24	38
90	10	12	93	4	20		
69, к	09	12	38	70, л	08	40	70
	13	15	42		15	30	50
	24	10	32		27	32	3
	33	20	50		32	25	42
	41	23	18		44	12	32
	55	14	24		54	28	34
	69	16	20		68	20	35
	71	24	15		70	10	20
	85	26	25		88	14	30
92	6	48	95	35	40		

№ варианта (две последние цифры шрифта)	№ схемы по рис. 22	Мощность электродвигателя Р, кВт	Частота вращения вала электродвигателя n, мин ⁻¹	Передаточное число редуктора U _p
00	а	3,5	955	2,5
01	б	2,2	970	4
02	в	4,6	980	2,5
03	г	2,5	720	2,5
04	п	3,0	955	2
05	е	1,2	1440	12,5
06	и	1,8	1440	16
07	к	2,4	1500	20
08	а	2,3	750	3,15
09	л	3,4	970	4
10	б	1,7	1000	12
11	в	1,6	1440	20
12	г	2,6	1000	25
13	п	1,4	720	1,6
14	е	2,5	710	4
15	ж	0,8	935	1,25
16	и	2,4	970	1,6
17	к	2,6	989	3,15
18	л	1,7	980	4
19	а	3,2	970	2,5
20	б	1,6	980	1,25
21	в	1,1	970	2
22	г	1,9	1440	1,6
23	п	1,4	955	3,15
24	е	5,5	720	4
25	и	1,2	720	2,5
26	к	3,8	710	2
27	л	1,2	1000	3,15
28	а	1,6	980	25
29	б	2,2	1000	20
30	в	1,6	710	1,6
31	г	1,6	720	2
32	д	2,0	980	2,65
33	е	1,7	970	3,15
34	ж	3,2	970	1,25
35	з	1,8	750	2
36	а	2,2	955	2,8
37	и	2,0	710	2
38	к	2,8	720	3,15
39	л	1,4	780	4
40	а	1,8	970	1,25
41	б	1,3	980	1,6
42	в	2,0	970	2,5
43	г	3,9	955	4
44	п	3,1	1440	27
45	е	2,2	980	36
46	ж	1,9	1000	20
47	и	1,5	980	2,8
48	к	1,6	970	2,5
49	л	3,7	970	3,15

11

Продолжение таблицы 7

№ варианта (две последние цифры шрифта)	№ шрифта по рис. 22	Мощность электродвигателя Р, кВт	Частота вращения вала электродвигателя n, мин ⁻¹	Передаточное число редуктора цр
50	а	3,0	720	1,6
51	б	1,2	710	1,25
52	в	1,3	980	4
53	г	1,6	950	2,5
54	д	2,2	740	25
55	е	3,5	1000	31,5
56	ж	1,8	1440	20
57	з	3,0	710	2
58	и	1,1	970	2,5
59	к	1,0	980	4
60	л	1,6	955	1,25
61	а	0,9	720	2,5
62	б	3,3	710	3,15
63	в	1,7	955	4
64	г	0,9	980	2
65	д	3,2	1440	28
66	е	1,6	980	2,5
67	ж	1,1	1000	32
68	з	1,6	1440	22
69	и	2,9	950	2,8
70	к	2,6	955	3,15
71	л	3,0	1000	4
72	а	1,5	980	2
73	б	2,4	720	1,6
74	в	2,7	1440	24
75	г	4,4	1440	26
76	д	4,6	955	3,15
77	е	3,3	950	2
78	ж	1,8	1000	2,5
79	з	2,5	1000	28
80	и	1,4	710	3,15
81	к	2,5	750	2
82	л	2,6	950	2
83	а	3,4	970	2,5
84	б	1,9	140	30
85	в	1,9	970	2
86	г	2,5	970	4
87	д	6,0	980	2,5
88	е	4,6	1440	23
89	ж	6,4	710	4
90	з	3,3	1000	29
91	и	4,6	710	3,15
92	к	4,4	720	2,5
93	л	3,4	980	3,15
94	а	3,4	955	2
95	б	3,5	970	2,5
96	в	4,6	1000	34
97	г	2,4	1400	36
98	д	4,9	1440	24
99	е	3,4	1000	28



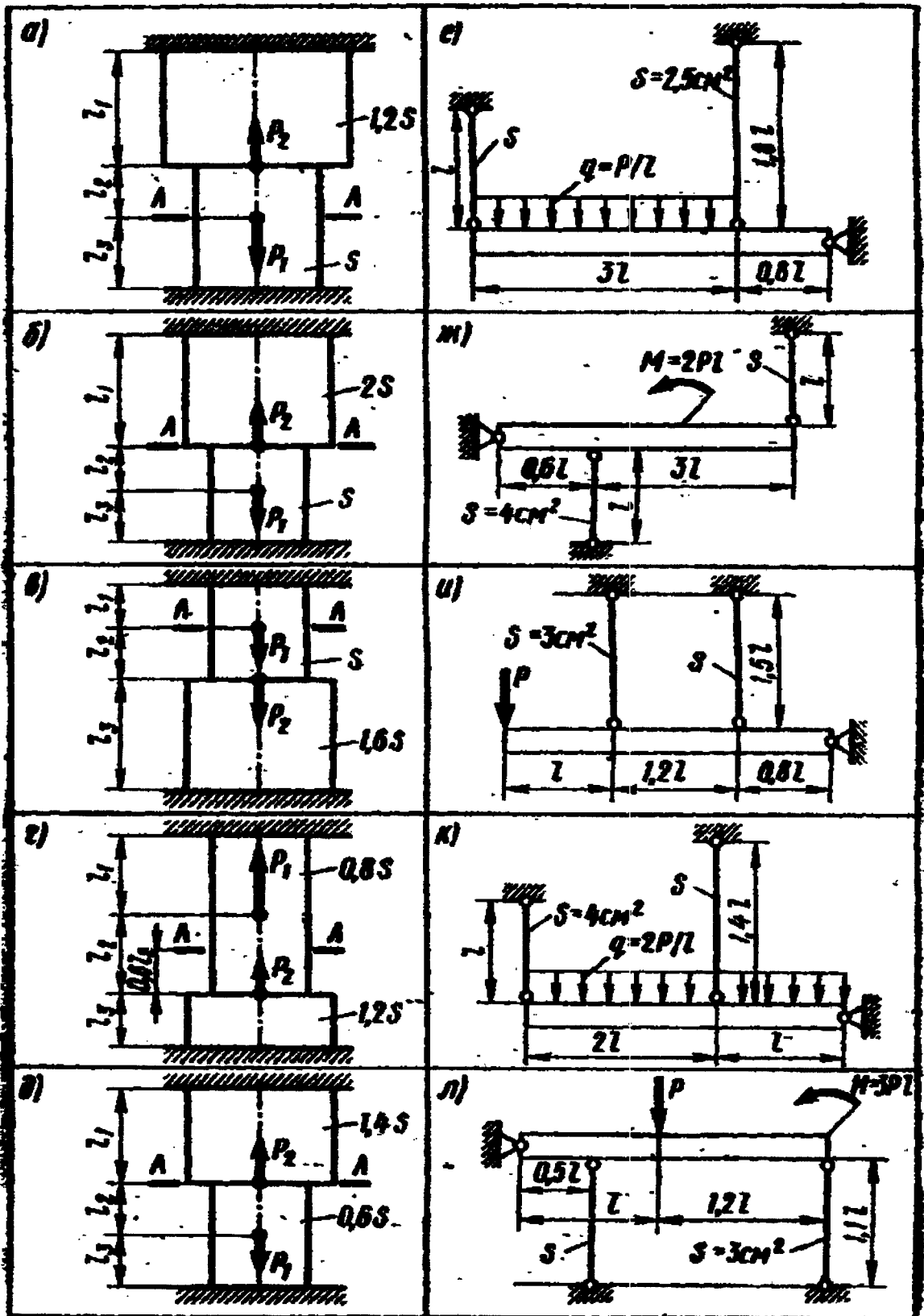
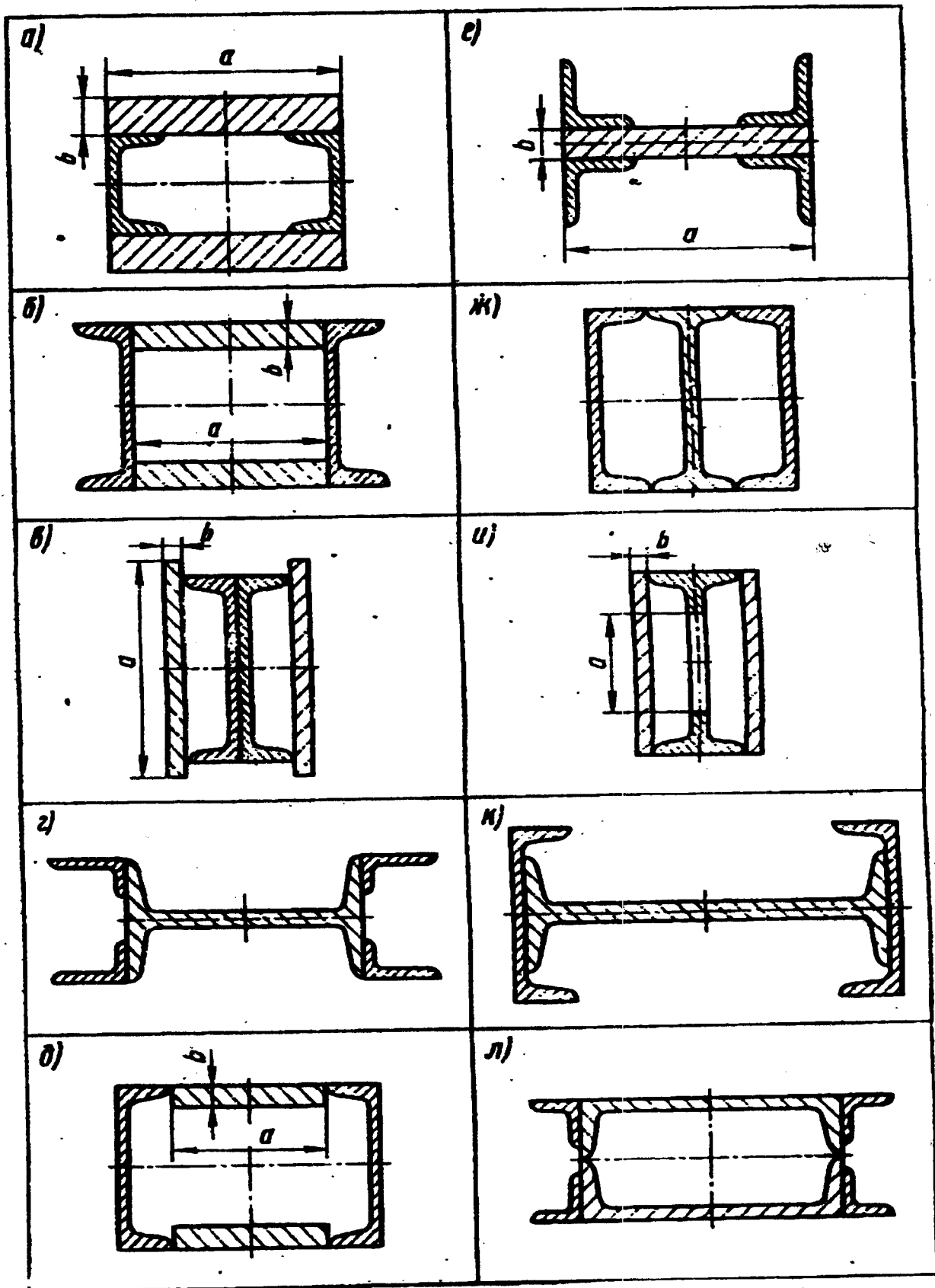
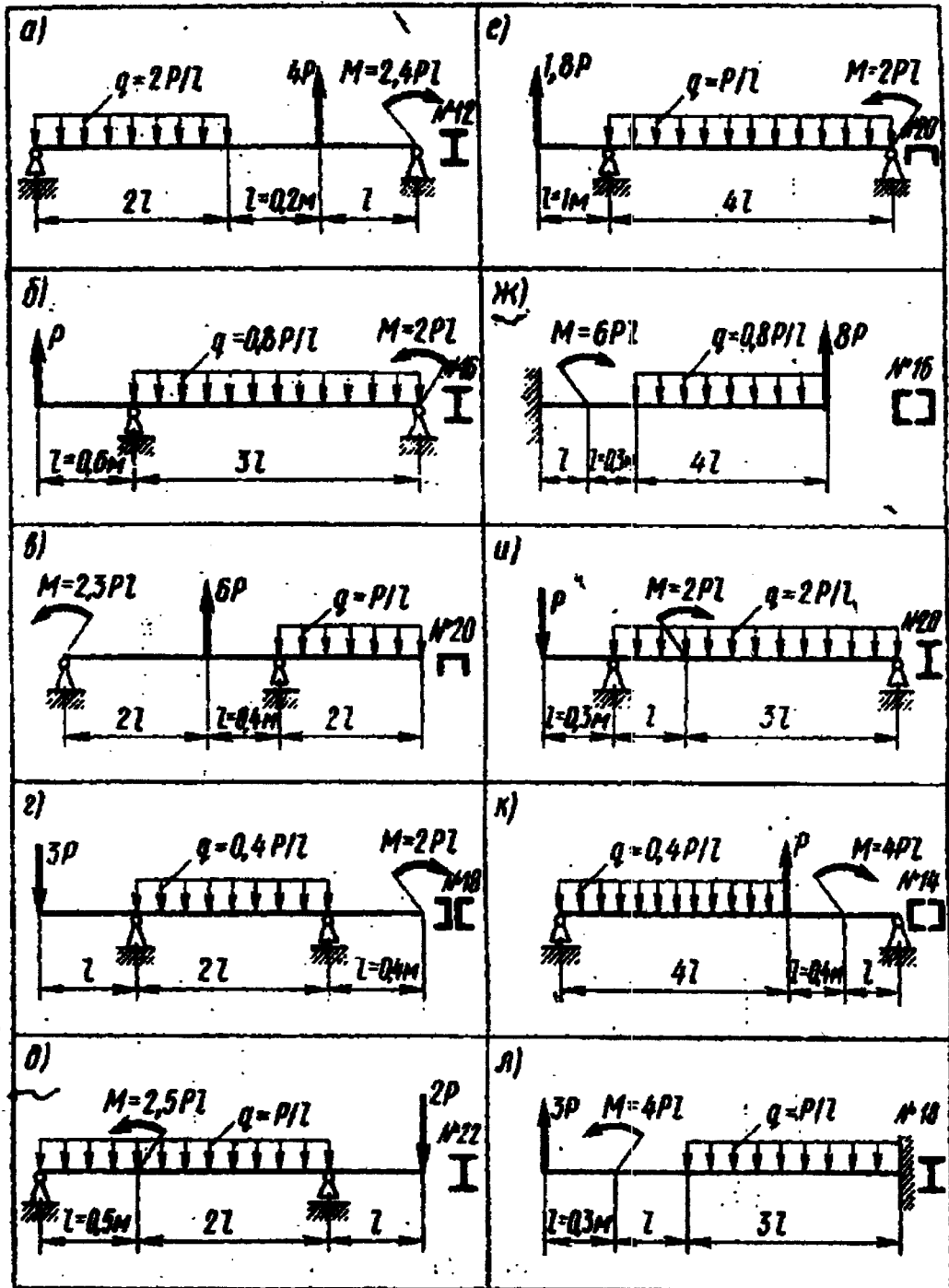


Рис. 18





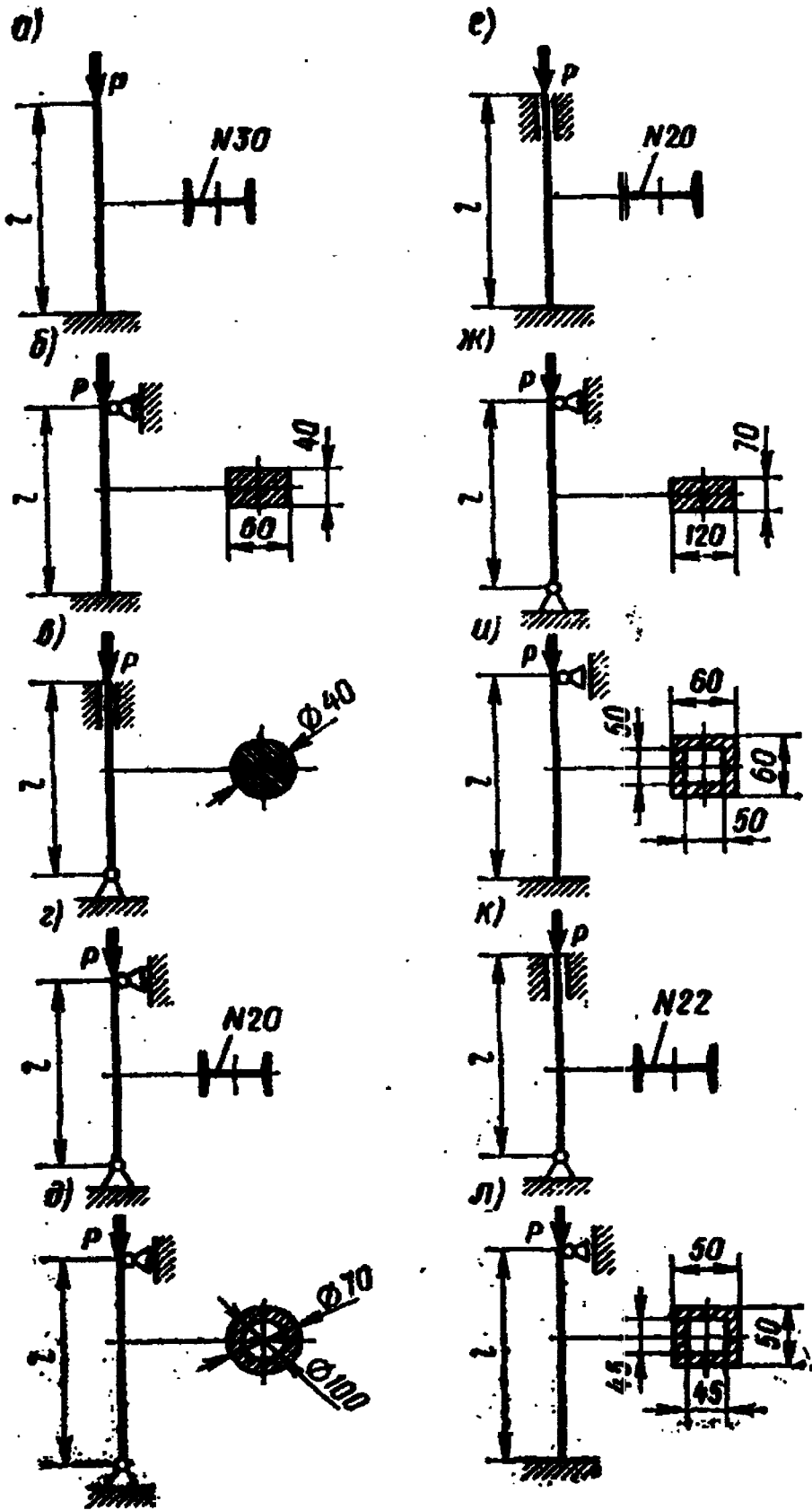
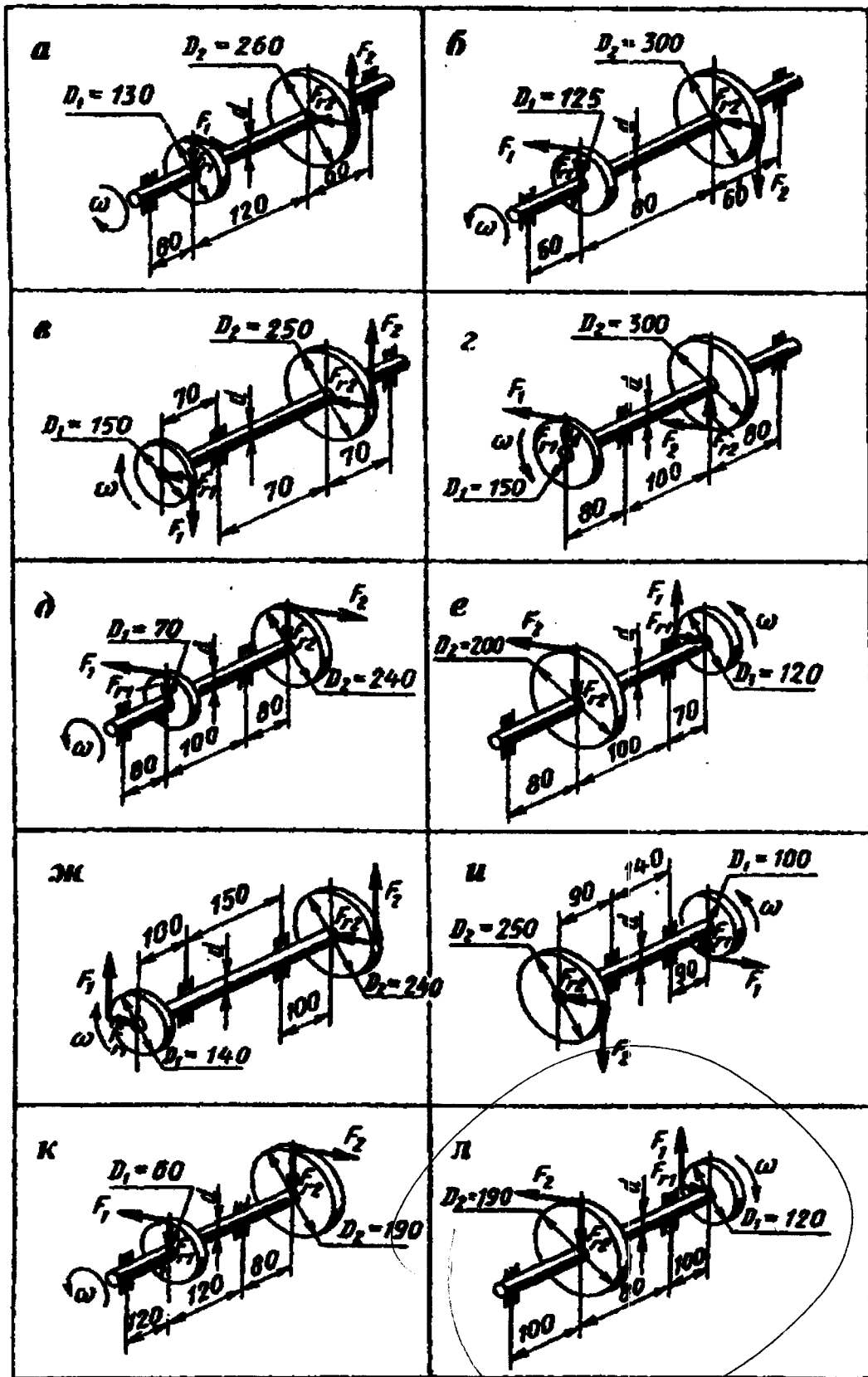


Рис. 21

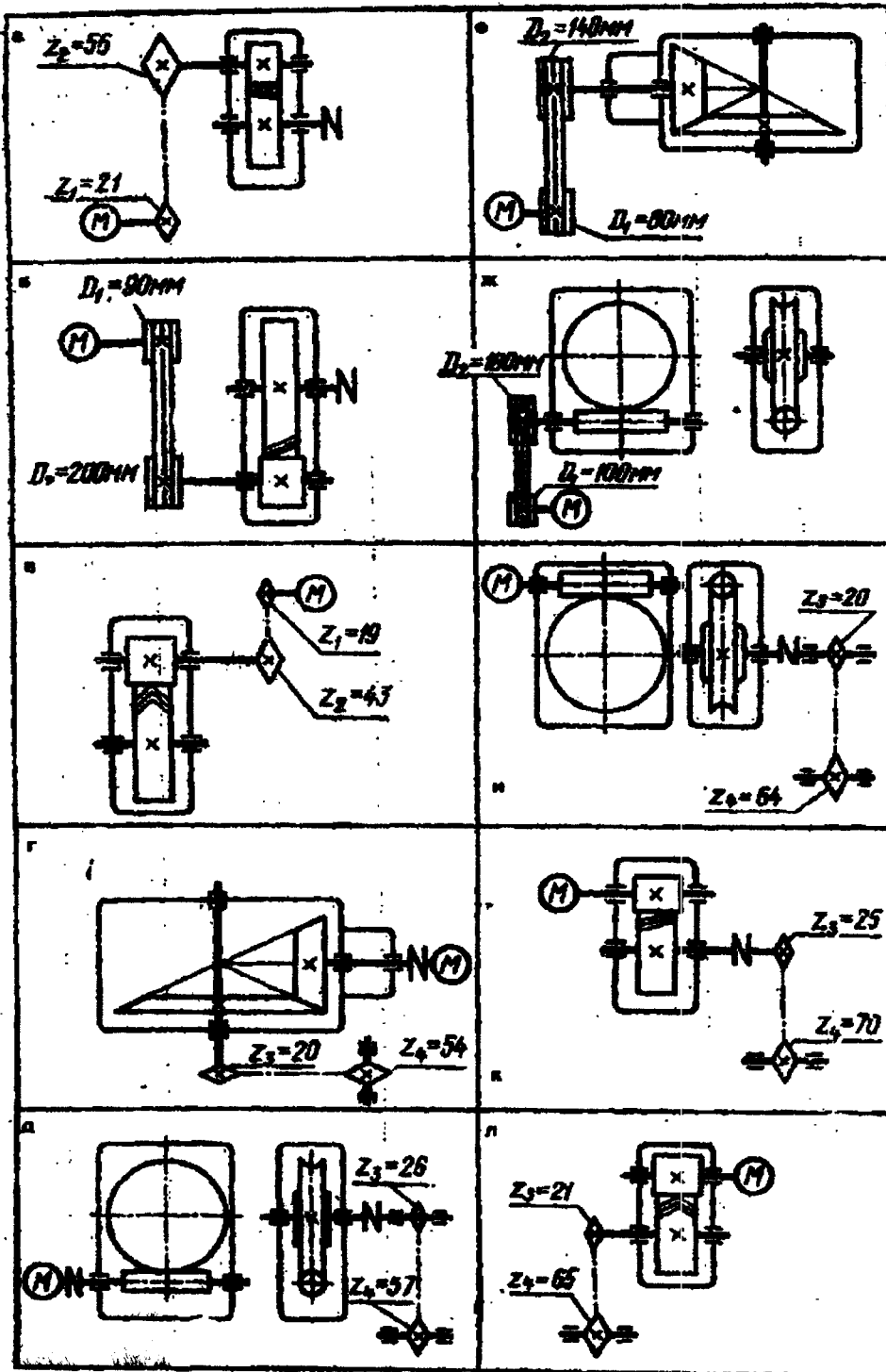
17



✓

18

Рис. 22

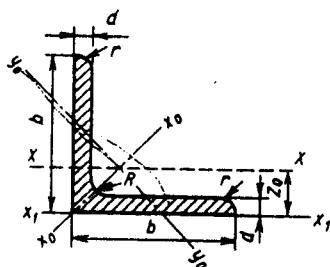


7.2. Увеличилось: а) в 16 раз; б) в 4 раз; 7.3. $(F_{кр})_2 = 1/4 \cdot (F_{кр})_1$; $(F_{кр})_3 = 3/2 \cdot (F_{кр})_1$; $(F_{кр})_4 = 2 \cdot 04 \cdot (F_{кр})_1$; $(F_{кр})_5 = 64 \cdot (F_{кр})_1$; $(F_{кр})_6 = 4 \cdot (F_{кр})_1$; 7.4. $(F_{кр})_2 = 4 \cdot (F_{кр})_1$; $(F_{кр})_3 = 16 \cdot (F_{кр})_1$; $(F_{кр})_4 = 8 \cdot 17 \cdot (F_{кр})_1$; 7.5. $(F_{кр})_2 = 4 \cdot (F_{кр})_1$; $(F_{кр})_3 = (F_{кр})_1$; $(F_{кр})_4 = 16 \cdot (F_{кр})_1$; $(F_{кр})_5 = 8 \cdot 17 \cdot (F_{кр})_1$.

7.6. а) увеличится на 4,9%; б) увеличится в 4,55 раза; в) увеличится в 1,9 раза. 7.8. а) 3,28; б) 3,12; в) 3,3; г) 5,06; д) 5,03; е) 4,79; 50 мм; б) двутавр № 16; 7.10. $n = 3,06$; 7.12. а) 1,16 кН; б) 412 Н; 7.13. $n < [n]$ на 2%; $n < [n]$ на 24,8%; 7.14. 1910 мм; 7.15. $[F] = 14$ кН, швеллер № 12; 7.16. $[F] = 6,86$ кН; $n_1 = 3,38$; 7.17. $n = 1,56$; $n_2 = 2,9$; 7.19. $n \approx 2,74$; 7.20. 104%; $[A'']$ уменьшится в 10,1 раз; 7.23. а) $[F_1] = 2,92$; $[F_2] = 1,05$; $[F_3] = 1,09$; $[F_4] = 0,515$; б) $[F_1] = 1,09$; $[F_2] = 1,0$; $[F_3] = 0,745$; 7.24. $[F] = 1150$ кН; 7.25. $[F] = 60$ кН; 7.27. $n = 1,45$; $n_{дв} = 1,6$; $n_{жс} = 1,59$; $n_1 = 2,66$; 7.29. $[q] = 77,4$ кН/м; $\sigma_{max} = 122$ Н/мм²; 7.30. В 1,56 раза, балка будет перегружена на 19,3%.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Таблица 1. Сталь прокатная угловая равнополочная. ГОСТ 8509—72



Номера профиля	Размеры				Площадь профиля А, см²	Масса 1 м длины профиля, кг	Справочные величины для осей							
	h	d	R	r			x-x		y₀-y₀		y₀-y₀		x₁-x₁	z₀
							J _x	i _x	J _{y₀} max	i _{y₀} max	J _{y₀} min	i _{y₀} min		
мм				см⁴	см	см⁴	см	см⁴	см	см⁴	см			
2	20	3	3,5	1,2	1,13	0,89	0,40	0,59	0,63	0,75	0,17	0,39	0,81	0,60
		4			1,46	1,15	0,50	0,58	0,78	0,73	0,22	0,38	1,09	0,64
2,5	25	3	3,5	1,2	1,43	1,12	0,81	0,75	1,29	0,95	0,34	0,49	1,57	0,73
		4			1,86	1,46	1,03	0,74	1,62	0,93	0,44	0,48	2,11	0,76
2,8	28	3	4	1,3	1,62	1,27	1,16	0,85	1,84	1,07	0,48	0,55	2,20	0,80
		4			1,96	1,46	1,17	0,87	2,80	1,23	0,74	0,63	3,26	0,89
3,6	36	3	4,5	1,5	2,43	1,91	2,26	0,96	3,58	1,21	0,94	0,62	4,39	0,94
		4			2,10	1,65	2,56	1,10	4,06	1,39	1,06	0,71	4,64	0,99
4	40	3	5,0	1,7	2,75	2,16	3,29	1,09	5,21	1,38	1,36	0,70	0,24	1,04
		4			2,35	1,85	3,55	1,23	5,63	1,55	1,47	0,79	6,35	1,09
		5			3,08	2,42	4,58	1,22	7,26	1,53	1,90	0,78	8,53	1,13
					3,79	2,97	5,53	1,20	8,75	1,54	2,30	0,79	10,73	1,17

Важнейшие единицы Международной системы (СИ)

Величина	Единица измерения	Обозначение	Размерность производных единиц	Внесистемные единицы	Соотношение между единицами
Основные единицы					
Длина	метр	м	—	сантиметр	1 см = 0,01 м
Масса (количество вещества)	килограмм	кг	—	—	—
Время	секунда	с	—	—	—
Сила электрического тока	ампер	а	—	—	—
Термодинамическая температура	кельвин	К	—	градус Цельсия, °С	1 К = -273,16° С
Сила света	кандела	кд	—	—	—
Дополнительные единицы					
Плоский угол	радиан	рад	—	градус минута секунда	1° = π/180 рад 1' = π/10 800 рад 1" = π/648 000 рад
Телесный угол	стерадиан	ср	—	—	—

Производные единицы

Площадь	квадратный метр	м ²	1 (м) ²	квадратный сантиметр гектар	1 см ² = 10 ⁻⁴ м ² 1 а = 100 м ² 1 га = 10 ⁴ м ²
Объем	кубический метр	м ³	1 (м) ³	кубический сантиметр литр	1 см ³ = 10 ⁻⁶ м ³ 1 л = 1,000028 · 10 ⁻³ м ³
Частота	герц	Гц	1 : (с)	—	—
Плотность (объемная масса)	килограмм на кубический метр	кг/м ³	(1 кг) : (1 м) ³	грамм на кубический сантиметр; килограмм-сила-секунда в квадрате на метр в четвертой степени	1 г/см ³ = 10 ³ кг/м ³ 1 кгс · с ² /м ⁴ = 9,80665 кг/м ³
Скорость	метр в секунду	м/с	(1 м) : (1 с)	сантиметр в секунду	1 см/с = 10 ⁻² м/с
Угловая скорость	радиан в секунду	рад/с	(1 рад) : (1 с)	оборот в минуту оборот в секунду	1 об/мин = π/30 рад/с 1 об/с = 2 π/рад/с
Ускорение	метр на секунду в квадрате	м/с ²	(1 м) : (1 с) ²	сантиметр на секунду в квадрате	1 см/с ² = 10 ⁻² м/с ²
Угловое ускорение	радиан на секунду в квадрате	рад/с ²	(1 рад) : (1 с) ²	—	—

Величина	Единица измерения	Обозначение	Размерность производных единиц	Внесистемные единицы	Соотношение между единицами
Сила (в том числе и сила тяжести)	ньютон	н	(1 кг) (1 м) : (1 с) ²	дина килограмм-сила тонна-сила бар	1 дин = 10 ⁻⁵ н 1 кгс = 9,81 н 1 тс = 9,80665 · 10 ³ н 1 бар = 10 ⁵ н/м ²
Давление (механическое напряжение)	паскаль	па	(1 н) : (1 м) ²	дина на квадратный сантиметр килограмм-сила на квадратный метр физическая атмосфера техническая атмосфера миллиметр ртутного столба миллиметр водяного столба	1 дин/см ² = 10 ⁻¹ н/м ² 1 кгс/м ² = 9,80665 н/м ² 1 атм = 101325 н/м ² 1 атм = 98066,5 н/м ² 1 мм рт. ст. = 133,322 н/м ² 1 мм вод. ст. = 9,80665 н/м ²
Динамическая вязкость	паскаль-секунда	па · с	(1 па) · (1 с)	пуаз килограмм-сила — секунда на квадратный метр	1 пз = 10 ⁻¹ н · с/м ² 1 кгс · с/м ² = 9,80665 н · с/м ²
Кинематическая вязкость	квадратный метр на секунду	м ² /с	[(1 м) ² · (1 с)]	стокс	1 ст = 10 ⁻⁴ м ² /с
Работа, энергия, количество теплоты	джоуль	дж	(1 н) · (1 м)	эрг калория килокалория	1 эрг = 10 ⁻⁷ дж 1 кал = 4,1868 дж 1 ккал = 10 ³ кал = 4,1868 · 10 ³ дж

100 кгс = 1 кг/см²

$$Pa = \frac{1N}{1m^2} = \frac{10^{-5} кг \cdot 10^2 м}{10^{-4} см^2}$$

$$Pa = 10^{-5} кг/см^2$$

1 мм вод. ст.

Теплоемкость	джоуль на кельвин	дж/К	(1 дж) : (1 К)	калория на градус Цельсия (кал/°С)	1 кал/°С = 4,1868 дж/°С
Удельная теплоемкость	джоуль на килограмм-кельвин	дж/(кг · К)	(1 дж) : [(1 кг) · (1 К)]	калория на грамм-градус Цельсия килокалория на килограмм-градус Цельсия	1 эрг/г · °С = 10 ⁻⁴ дж/(кг · °С) 1 ккал/(кг · °С) = 4,1868 · 10 ³ дж/(кг · °С)
Удельная энтропия	джоуль на килограмм-кельвин	дж/(кг · К)	(1 дж) : [(1 кг) · (1 К)]	калория на грамм-градус Цельсия килокалория на килограмм-градус Цельсия	1 эрг/г · °С = 10 ⁻⁴ дж/(кг · °С) 1 ккал/(кг · °С) = 4,1868 · 10 ³ дж/(кг · °С)
Теплопроводность	ватт на метр-кельвин	вт/(м · К)	(1 вт) : [(1 м) · (1 К)]	калория в секунду на сантиметр-градус Цельсия килокалория в час на метр-градус Цельсия	1 эрг/см · с · °С = 10 ⁻⁵ вт/м · К 1 кал/см · с · °С = 4,1868 · 10 ² вт/м · К 1 ккал/м · ч · °С = 1,1630 вт/м · К
Коэффициент теплоотдачи (теплопередачи)	ватт на квадратный метр-кельвин	вт/м ² · К	(1 вт) : [(1 м) ² · (1 К)]	калория в секунду на квадратный сантиметр-градус Цельсия ккал/м · ч · °С	1 эрг/см ² · с · °С = 10 ⁻³ вт/м ² · К 1 кал/см ² · с · °С = 4,1868 · 10 ⁴ вт/м ² · К 1 ккал/м ² · ч · °С = 1,1630 вт/м ² · К
Мощность	ватт	вт	(1 дж) : (1 с)	эрг в секунду килограмм-сила-метр в секунду лошадиная сила	1 эрг/с = 10 ⁻⁷ вт 1 кгс · м/с = 9,80665 вт 1 л. с. = 735,499 вт
Количество электричества, электрический заряд	кулон	кл	(1 а) : (с)		

Номера профи-ля	Размеры				Площадь профиля A , см ²	Масса 1 м дли-ны про-филя, кг	Справочные величины для осей							
	b	d	R	r			$x-x$		x_0-x_0		y_0-y_0		x_1-x_1	z_0
							J_x	i_x	$J_{x_0 \max}$	$i_{x_0 \max}$	$J_{y_0 \min}$	$i_{y_0 \min}$	J_{x_1}	
							см ⁴	см	см ⁴	см	см ⁴	см	см ⁴	
4,5	45	3 4 5	5,0	1,7	2,65 3,48 4,29	2,08 2,73 3,37	5,13 6,63 8,03	1,39 1,38 1,37	8,13 10,50 12,70	1,75 1,74 1,72	2,12 2,74 3,33	0,89 0,89 0,88	9,04 12,10 15,30	1,21 1,26 1,30
5	50	3 4 5	5,5	1,8	2,96 3,89 4,80	2,32 3,05 3,77	7,11 9,21 11,20	1,55 1,54 1,53	11,30 14,60 17,80	1,95 1,94 1,92	2,95 3,80 4,63	1,00 0,99 0,98	12,40 16,60 20,90	1,33 1,38 1,42
5,6	56	4 5	6,0	2	4,38 5,41	3,44 4,25	13,10 16,00	1,73 1,72	20,80 25,40	2,18 2,16	5,41 6,59	1,11 1,10	23,30 29,20	1,52 1,57
6,3	63	4 5 6	7,0	2,3	4,96 6,13 7,28	3,90 4,81 5,72	18,90 23,10 27,10	1,95 1,94 1,93	29,90 36,60 42,90	2,45 2,44 2,43	7,81 9,52 11,20	1,25 1,25 1,24	33,10 41,50 50,00	1,69 1,74 1,78
7	70	4,5 5 6 7 8	8,0	2,7	6,20 6,86 8,15 9,42 10,70	4,87 5,38 6,39 7,39 8,37	29,0 31,9 37,6 43,0 48,2	2,16 2,16 2,15 2,14 2,13	46,0 50,7 59,6 68,2 76,4	2,72 2,72 2,71 2,69 2,68	12,0 13,2 15,5 17,8 20,0	1,39 1,39 1,38 1,37 1,37	51,0 56,7 68,4 80,1 91,9	1,88 1,90 1,94 1,99 2,02
7,5	75	5 6 7 8 9	9,0	3,0	7,39 8,78 10,10 11,50 12,80	5,80 6,89 7,96 9,02 10,10	39,5 46,6 53,3 59,8 66,1	2,31 2,30 2,29 2,28 2,27	62,6 73,9 84,6 94,6 105,0	2,91 2,90 2,89 2,87 2,86	16,4 19,3 22,1 24,8 27,5	1,49 1,48 1,48 1,47 1,46	69,6 83,9 98,3 113,0 127,0	2,02 2,06 2,10 2,15 2,18

8	80	5,5 6 7 8	9,0	3,0	8,63 9,38 10,80 12,30	6,78 7,36 8,51 9,65	52,7 57,0 65,3 73,4	2,47 2,47 2,45 2,44	83,6 90,4 104,0 116,0	3,11 3,11 3,09 3,08	21,8 23,5 27,0 30,3	1,59 1,58 1,58 1,57	93,2 102,0 119,0 137,0	2,17 2,19 2,23 2,27
9	90	6 7 8 9	10	3,3	10,60 12,30 13,90 15,60	8,33 9,64 10,9 12,20	82,1 94,3 106,0 118,0	2,78 2,77 2,76 2,75	130,0 150,0 168,0 188,0	3,50 3,49 3,48 3,46	34,0 38,9 43,8 48,6	1,79 1,78 1,77 1,77	145,0 169,0 194,0 219,0	2,43 2,47 2,51 2,55
10	100	6,5 7 8 10 12 14 16	12	4,0	12,80 13,80 15,60 19,20 22,80 26,30 29,70	10,10 10,80 12,20 15,10 17,90 20,60 23,30	122,0 131,0 147,0 179,0 209,0 237,0 264,0	3,09 3,08 3,07 3,05 3,03 3,00 2,98	193,0 207,0 233,0 284,0 331,0 375,0 416,0	3,88 3,88 3,87 3,84 3,81 3,78 3,74	50,7 54,2 60,9 74,1 86,9 99,3 112,0	1,99 1,98 1,98 1,96 1,95 1,94 1,94	214,0 231,0 265,0 333,0 402,0 472,0 542,0	2,68 2,71 2,75 2,83 2,91 2,99 3,06
11	110	7 8	12	4,0	15,20 17,20	11,90 13,50	176,0 198,0	3,40 3,39	279,0 315,0	4,29 4,28	72,7 81,8	2,19 2,18	308,0 353,0	2,96 3,00
12,5	125	8 9 10 12 14 16	14	4,6	19,7 22,0 24,3 28,9 33,4 37,8	15,5 17,3 19,1 22,7 26,2 29,6	294 327 360 422 482 539	3,87 3,86 3,85 3,82 3,80 3,78	467 520 571 670 764 853	4,87 4,86 4,84 4,82 4,78 4,75	122 135 149 174 200 224	2,49 2,48 2,47 2,46 2,45 2,44	516 582 649 782 916 1051	3,36 3,40 3,45 3,53 3,61 3,68
14	140	9 10 12	14	4,6	24,7 27,3 32,5	19,4 21,5 25,5	465 512 602	4,34 4,33 4,31	739 814 957	5,47 5,46 5,43	192 211 248	2,79 2,78 2,76	818 911 1097	3,78 3,82 3,90
16	160	10 11 12 14 16 18 20	16	5,3	31,4 34,4 37,4 43,3 49,1 54,8 60,4	24,7 27,0 29,4 34,0 38,5 43,0 47,4	744 884 913 1046 1175 1299 1419	4,96 4,95 4,94 4,92 4,89 4,87 4,85	1229 1341 1450 1662 1866 2061 2248	6,25 6,24 6,23 6,20 6,17 6,13 6,10	319 348 376 431 485 537 589	3,19 3,18 3,17 3,16 3,14 3,13 3,12	1356 1494 1633 1911 2191 2472 2756	4,30 4,35 4,39 4,47 4,55 4,63 4,70

Номера профиля	Размеры					Пло- щадь про- филя, А, см ²	Масса 1 м длины про- филя, кг	Справочные величины для осей										
	В	b	d	R	r			x-x		y-y		x ₁ -x ₁		y ₁ -y ₁			n-n	
								J _x	i _x	J _y	i _y	J _{x1}	Рас- стоя- ние от цент- ра тя- жести y ₀	J _{y1} , мм ⁴	Рас- стоя- ние от цент- ра тя- жести x ₀	J _n , мм ⁴	i _n , мм	Угол на- клона оси lg α
								см ⁴	см	см ⁴	см	см ⁴	см	см ⁴	см	см ⁴	см	см ⁴
5/3,2	50	32	3 4	5,5	1,8	2,42 3,17	1,90 2,49	6,17 7,98	1,60 1,59	1,99 2,56	0,91 0,90	12,4 16,6	1,60 1,65	3,26 4,42	0,72 0,76	1,18 1,52	0,70 0,69	0,403 0,401
5.6/3,6	56	36	4 5	6,0	2,0	3,58 4,41	2,81 3,46	11,4 13,8	1,78 1,77	3,70 4,48	1,02 1,01	23,2 29,2	1,82 1,86	6,25 7,91	0,84 0,88	2,19 2,66	0,78 0,78	0,406 0,404
6.3/4,0	63	40	4 5 6 8	7,0	2,3	4,04 4,98 5,90 7,68	3,17 3,91 4,63 6,03	16,3 19,9 23,3 29,6	2,01 2,00 1,99 1,96	5,16 6,26 7,28 9,15	1,13 1,12 1,11 1,09	33,0 41,4 49,9 66,9	2,03 2,08 2,12 2,20	8,51 10,8 13,1 17,9	0,91 0,95 0,99 1,07	3,07 3,72 4,36 5,58	0,87 0,86 0,86 0,85	0,397 0,396 0,393 0,386
7/4,5	70	45	5	7,5	2,5	5,59	4,39	27,8	2,23	9,05	1,27	56,7	2,28	15,2	1,05	5,34	0,98	0,406
7.5/5	75	50	5 6 8	8	2,7	6,11 7,25 9,47	4,79 5,69 7,43	34,8 40,9 52,4	2,39 2,38 2,35	12,5 14,6 18,5	1,43 1,42 1,40	69,7 83,9 112	2,39 2,44 2,52	20,8 25,2 34,2	1,17 1,21 1,29	7,24 8,48 10,9	1,09 1,08 1,07	0,436 0,435 0,430
8/5	80	50	5 6	8	2,7	6,36 7,55	4,99 5,92	41,6 49,0	2,56 2,55	12,7 14,8	1,41 1,40	84,6 102,0	2,60 2,65	20,8 25,20	1,13 1,17	7,58 8,88	1,09 1,08	0,387 0,386
9/5,6	90	56	5,5 6 8	9	3	7,86 8,54 11,18	6,17 6,70 8,77	65,3 70,6 90,9	2,88 2,88 2,85	19,7 21,2 27,1	1,58 1,58 1,56	132 145 194	2,92 2,95 3,04	32,2 35,2 47,8	1,26 1,28 1,36	11,8 12,7 16,3	1,22 1,22 1,21	0,384 0,384 0,380
10/6,3	100	63	6 7 8 10	10	3,3	9,59 11,1 12,6 15,5	7,53 8,70 9,87 12,1	98,3 113 127 154	3,2 3,19 3,18 3,15	30,6 35,0 39,2 47,1	1,79 1,78 1,77 1,55	198 232 266 333	3,23 3,28 3,32 3,40	49,9 58,7 67,6 85,8	1,42 1,46 1,50 1,58	18,2 20,8 23,4 28,3	1,38 1,37 1,36 1,35	0,393 0,392 0,391 0,387
11/7	110	70	6,5 8	10	3,3	11,4 13,9	8,98 10,9	142 172	3,53 3,51	45,6 54,6	2,00 1,98	286 353	3,55 3,61	74,3 91,3	1,58 1,64	26,9 32,3	1,53 1,52	0,402 0,400
12,5/8	125	80	7 8 10 12	11	3,7	14,10 16,00 19,70 23,40	11,00 12,5 15,5 18,3	227 256 312 365	4,01 4,00 3,98 3,95	73,7 83,0 100,0 117,0	2,29 2,28 2,26 2,24	452 518 649 781	4,01 4,05 4,14 4,22	119 137 173 210	1,8 1,84 1,92 2,00	43,4 48,8 59,3 69,5	1,76 1,75 1,74 1,72	0,407 0,406 0,404 0,400
14/9	140	90	8 10	12	4	18 22,2	14,1 17,5	364 444	4,49 4,47	120 146	2,58 2,56	727 911	4,49 4,58	194 245	2,03 2,12	70,3 85,5	1,98 1,96	0,411 0,409
16/10	160	100	9 10 12 14	13	4,3	22,9 25,3 30,0 34,7	18,0 19,8 23,6 27,3	606 667 784 897	5,15 5,13 5,11 5,08	186 204 239 272	2,85 2,84 2,82 2,80	1221 1359 1634 1910	5,19 5,23 5,32 5,40	300 335 405 477	2,23 2,28 2,36 2,43	110 121 142 162	2,20 2,19 2,18 2,16	0,391 0,390 0,388 0,385
18/11	180	110	10 12	14	4,7	28,3 33,7	22,2 26,4	952 1123	5,80 5,77	276 324	3,12 3,10	1933 2324	5,88 5,97	444 537	2,44 2,52	165 194	2,42 2,40	0,375 0,374
20/12,5	200	125	11 12 14 16	14	4,7	34,9 37,9 43,9 49,8	27,4 29,7 34,4 39,1	1449 1568 1801 2026	6,45 6,43 6,41 6,38	446 482 551 617	3,58 3,57 3,54 3,52	2920 3189 3726 4264	6,50 6,54 6,62 6,71	718 786 922 1061	2,79 2,83 2,91 2,99	264 285 327 367	2,75 2,74 2,73 2,72	0,392 0,392 0,390 0,388
25/16	250	160	12 16 18 20	18	6	48,3 63,6 71,1 78,5	37,9 49,9 55,8 61,7	3147 4091 4545 4987	8,07 8,02 7,99 7,97	1032 1333 1475 1613	4,62 4,58 4,56 4,53	6212 8308 9358 10410	7,97 8,14 8,23 8,31	1634 2200 2487 2776	3,53 3,69 3,77 3,85	604 781 866 949	3,54 3,50 3,49 3,48	0,410 0,408 0,407 0,405