Федеральное агентство по рыболовству
Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования
«Астраханский государственный технический университет»
Система менеджмента качества в области образования, воспитания, науки и инноваций сертифицирована DQSпо международному стандарту ISO 9001:2015

Институт морских технологий, энергетики и транспорта

Кафедра «Механика и инженерная графика»

МЕХАНИКА

МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ
И КОНТРОЛЬНЫЕ ЗАДАНИЯ
для студентов заочной формы обучения
направления
13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника

Астрахань 2019

УДК 531.8

Хахов А.А.
Механика. Методические указания и контрольные задания для студентов заочной формы обучения направления 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника. – Астрахань: АГТУ, 2019. – 90с.

В пособии представлены контрольные задания для текущего, промежуточного и итогового контроля знаний студентов заочной формы обучения направления 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника.

Пособие предназначено для преподавателей, использующих в своей работе письменные, графические и практические методы контроля знаний, а также в помощь студентам для подготовки к аттестации по курсу «Механика».

Методическое пособие обсуждено и рекомендовано к изданию на заседании кафедры «Механика и инженерная графика» ФГБОУ ВО «Астраханский государственный технический университет»
Протокол заседания кафедры № 6 от 2.07.2019г.

Рецензент: Славин Б.М., заведующий кафедрой «Механика и инженерная графика», к. т. н., доцент.

© Хахов А.А., 2019
© Астраханский государственный
технический университет, 2019

ВВЕДЕНИЕ

Курс «Механика» является комплексной дисциплиной для студентов направления 13.03.01 Теплоэнергетика и теплотехника. Дисциплина включает в себя основные положения теоретической механики, сопротивления материалов, теории механизмов и машин и деталей машин. Освоение студентом курса позволит в будущей профессиональной деятельности обоснованно выбирать, проектировать, рассчитывать и квалифицированно эксплуатировать различные технические средства промышленных производств с учетом специфики специальности.

Основные задачи курса: изучение основ прочности и освоение расчетов на прочность простых силовых элементов несущих конструкций, освоение общих принципов построения машин, механизмов, деталей и их проектирования, ознакомление с основами стандартизации и взаимозаменяемости, изучение конструкций, роботов, манипуляторов нефтегазовой отрасли.

В результате изучения курса студент должен не только знать основные положения сопротивления материалов, теории механизмов и деталей машин, но и уметь выполнять необходимые расчеты и конструктивные разработки современных машин, способствующие улучшению производственных процессов с использованием различных средств механизации и автоматизации.

Данный курс основан на общенаучных дисциплинах (математике, физике, начертательной геометрии и инженерной графике, метрологии, стандартизации и сертификации и т. д.) и он полностью используется в последующих специальных дисциплинах, изучающих машины, аппараты и другое оборудование с учетом профиля направления.

Содержание разделов курса «Механика» и порядок его изучения в данных методических указаниях соответствуют рабочей программе, утвержденной Учебно-методическим советом института морских технологий, энергетики и транспорта.

При изучении курса необходимо обратить внимание на задачи отечественного машиностроения, на роль механики в повышении надежности технических объектов, производительности труда и эффективности производства.

По курсу «Механика» студенты заочной формы обучения должны выполнить контрольные задания и сдать экзамен.

При выполнении контрольных работ задачи решают в тетради с полями, оставленными для замечаний рецензента.

Перед решением задачи необходимо выписать полностью ее условие с числовыми данными, составить эскиз (рисунок) в масштабе и указать на нем в числах все величины, необходимые для расчета.

При выполнении задач сначала надо наметить ход решения и те допущения, которые могут быть положены в его основу, а затем провести расчет; причем все необходимые вычисления сначала проделать в общем виде, обозначая все данные и искомые величины буквами, после чего вместо буквенных обозначений проставить их числовые значения и найти результат. Везде необходимо придерживаться стандартных обозначений. Расчёты должны быть выполнены в определенной последовательности, теоретически обоснованы и сопровождены пояснительным текстом. При выполнении расчетов необходимо указывать литературу с отметкой страниц и таблиц, откуда взяты расчетные формулы, допускаемые напряжения и другие величины.

Все расчеты в контрольных работах должны производиться в единицах СИ.

Вычисленные значения должны быть округлены и взяты по ГОСТ, если таковые имеются для рассчитываемых деталей и величин. Принятые для изготовления деталей размеры рекомендуется выписывать в соответствующих местах решения на полях.

Решение сопровождать краткими, последовательными и грамотными (без сокращения слов) объяснениями и чертежами, на которых для всех входящих в расчет величин даны числовые значения. Надо избегать многословных пояснений и пересказа учебника; язык техники - формула и чертеж. При использовании формул или данных из списка используемой литературы необходимо кратко и точно указывать источник (автора, издание, номер страницы или формулы). Указывать единицы всех величин.

Не следует вычислять большое число значащих цифр, вычисления должны соответствовать необходимой точности. Например, нет необходимости длину деревянного бруса в стропилах вычислять с точностью до миллиметра, но было бы ошибкой округлять до целого числа диаметр вала, на который будет посажена деталь.

На обложке контрольной работы должны быть четко написаны номер контрольной работы, название дисциплины, фамилия, имя и отчество студента (полностью), учебный шифр (номер зачетной книжки), номер учебной группы.

Контрольные работы, оформленные небрежно и без соблюдения предъявляемых к ним требований, не рассматриваются и не зачитываются. Выполненные контрольные задания предоставляются преподавателю на рецензирование.

Использование современных средств вычислительной техники при решении задач по механике должно ориентироваться не только на то, чтобы студенты освоили прикладные программные продукты, но и на то, чтобы студенты могли проследить весь процесс от формулирования технической задачи до конечных результатов и их анализа. При этом решение задачи с помощью

ЭВМ должно включать следующие этапы:

1) изучение реального механического объекта, физических явлений, происходящих в нем, и формулирование поставленной задачи;

2) составление расчетной схемы объекта, в которой отражаются наиболее существенные явления и не учитываются второстепенные, мало влияющие на результат решения задачи;

3) составление математической модели, описывающей расчетную схему, и выбор формы представления результатов счета ЭВМ;

4) выбор метода решения, составление структурной схемы, программы и решение задачи на ЭВМ;

5) анализ полученных результатов решения задачи.

РАЗДЕЛ 1. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

Введение

Приступая к изучению теоретической механики, прежде всего необходимо уяснить ее место среди естественных наук, объективный характер законов механики, а также роль и значение аксиом и абстракций в механике.

Так, абстрагируясь от протяженности тела, его геометрической формы, введено понятие о материальной точке.

Теоретическая механика - наука об общих законах, механического движения материальных тел и возникающих при этом взаимодействиях между телами - является теоретической базой современной техники.

Курс теоретической механики делится на три основных раздела: статика, кинематика и динамика. Статика изучает условия равновесия материальных тел. Кинетика изучает движение материальных тел вне связи с силами, вызывающими это движение. Динамика изучает законы движения материальных тел в зависимости от действующих на них сил.

Вопросы для самопроверки

1. Сформулируйте основные вопросы, рассматриваемые в теоретической механике. 2. Какова связь геометрической механики с другими общетехническими дисциплинами? 3. Какова роль абстракций в механике?

1. Статика

При освоении этого раздела теоретической механики следует изучить следующие темы.

Предмет статики. Основные понятия статики: абсолютно твердое тело,

материальная точка, эквивалентные и уравновешенные системы сил, равнодействующая, силы внешние и внутренние. Аксиомы статики. Связь и реакции связей. Опорные устройства и их реакции.

Геометрический способ сложения сил. Равнодействующая сходящихся сил. Условие равновесия системы сходящихся сил в геометрической форме. Проекция силы на оси координат. Аналитический способ сложения сил. Аналитические условия равновесия твердого тела под действием системы сходящихся сил.

Момент силы относительно центра (точки) как вектор. Алгебраическая величина момента силы. Понятие о паре сил. Момент пары сил как вектор. Условия эквивалентности пар. Условия равновесия системе пар сил на плоскости.

Момент силы относительно оси; зависимость между моментами силы относительно центра и оси, проходящей через этот центр, формулы для вычисления моментов силы относительно координатных осей.

Теорема о приведении произвольной плоской системы сил к данному центру, главный вектор и главный момент системы сил.

Случаи приведения плоской системы сил к одной паре и к равнодействующей. Уравнения равновесия тела, находящегося под воздействием плоской системы сил. Статически определимые и неопределимые задачи. Понятие о трении скольжения. Коэффициент трения скольжения. Угол трения. Трение качения.

Приведение системы параллельных сил к равнодействующей. Центр параллельных сил. Центр тяжести. Формулы для координат центра параллельных сил и центра тяжести. Центры тяжести простейших плоских фигур и тел.

Вопросы, для самопроверки

1. Какое тело называют абсолютно твердым? 2. Какие системы сил называются уравновешенными? 3. Что такое равнодействующая заданной системы сил? 4. Перечислите аксиомы статики. 5. Являются ли условия равновесия абсолютно твердого тела необходимыми и достаточными для равновесия деформируемых тел? 6. Какие тела называются связями для данного тела? 7. Что такое заданные силы, реакции связей, давление на связь? 8. Как направлена реакция: а) гладкой поверхности; б) опоры на катках; в) цилиндрического шарнира и подшипника; г) невесомого стержня; д) сферического шарнира и подпятника; е) жесткой заделки; ж) нити, привязанной к телу и к опоре или перекинутой одним концом через блок? 9. Как определяется проекция силы на ось? 10. Какие силы называются сходящимися? 11. Как складываются сходящиеся силы: а) графически; б) аналитически? 12. Запишите условия равновесия системы сходящихся сил в геометрической и аналитической формах. 13.

Что называется парой сил? Как подсчитать момент пары? 14. Зависит ли действие пары сил на тело от ее места в плоскости? 15. В чем состоит условие эквивалентности двух пар? 16. Чему равен момент силы относительно точки? Как изобразить его в виде вектора-момента? Чем этот вектор отличается от вектора-момента пары? 17. Когда момент силы относительно точки равен нулю? 18. Как определить момент силы относительно оси? В каких случаях он равен нулю? 19. Какая зависимость существует между моментами силы относительно точки и оси, проходящей через эту точку? 20. Как записать условия равновесия произвольной системы сил: а) на плоскости; б) в пространстве? 21. В каких случаях плоская система сил приводится: а) к паре сил; б) к равнодействующей? 22. Сформулируйте теорему Вариньона о моменте равнодействующей заданной системы сил. 23. Какие задачи называются статически определимыми? Какие статически неопределимыми? 24. Что такое центр параллельных сил? Как найти координаты центра параллельных сил? 26. Напишите формулы для определения координат центра тяжести тела, центра тяжести объема, площади, линии. 26. Что называется трением скольжения при покое? 27. Каковы законы трения скольжения? 28. Что такое угол трения и как связан он с коэффициентом трения? 29. Чему равно максимальное значение момента трения качения? Что такое коэффициент трения качения?

2. Кинематика

Изучая данный раздел, следует разобраться в кинематике как материальной точки, так и твердого тела. Поэтому необходимо последовательно изучить следующие вопросы.

Предмет кинематики. Пространство и время как формы существования материи. Механическое движение как одна из форм движения материи. Система отсчета.

Векторный способ задания движения точки. Траектория точки. Понятие скорости точки. Скорость точки как производная радиуса-вектора по времени. Понятие ускорения точки. Ускорение точки как производная вектора скорости по времени.

Координатный способ задания движения точки в декартовых координатах. Проекции скорости и ускорения на оси декартовых координат. Определение модуля и направления скорости и ускорения по его проекциям на оси декартовых координат.

Естественный способ задания движения точки. Модуль и направление скорости. Естественные оси. Касательное и нормальное ускорения точки.

Поступательное движение твердого тела. Теорема о траекториях, скоростях и ускорениях точек в этом движении. Вращение твердого тела вокруг не-

подвижной оси. Уравнение вращательного движения твердого тела вокруг неподвижной оси. Угловая скорость и угловое ускорение тела. Равномерное и равнопеременное вращение твердого тела.

Плоскопараллельное движение твердого тела и движение плоской фигуры в ее плоскости. Разложение движения плоской фигуры на поступательное движение и вращение вокруг полюса. Уравнения движения плоской фигуры. Скорости точек плоской фигуры. Мгновенный центр скоростей и мгновенный центр вращения плоской фигуры.

Составное (сложное) движение точки; относительное и переносное движение. Относительная и переносная скорости и ускорения точки. Сложение скоростей и ускорений.

Вопросы для самопроверки

1. Что значит «определить движение точки»? 2. Что такое уравнения движения точки; закон движения по траектории? 3. Что называется траекторией точки? 4. Как выражаются векторы скорости и ускорения точки через радиус-вектор этой точки? Как направлены оба вектора? 5. Как вычисляются проекции на координатные оси, модуль и направление векторов скорости и ускорения точки по известным уравнениям движения точки в координатной форме? 6. Какие оси координат называются естественными? 7. Что называется радиусом кривизны кривой в данной ее точке? Чему равен радиус кривизны окружности? 8. Как определяются проекции вектора скорости и вектора ускорения точки на естественные оси? 9. Как определить касательную и нормальную составляющие ускорения точки по заданному закону движения точки, по траектории, по заданным уравнениям движения точки в декартовых координатах? 10. В каких случаях касательное и нормальное ускорения точки равны нулю? 11. Какое движение тела называется поступательным? Может ли поступательное движение тела быть криволинейным, прямолинейным? Приведите примеры. 12. Как записать уравнения поступательного движения твердого тела? 13. Напишите уравнение вращательного движения твердого тела вокруг неподвижной оси. 14. Что называется угловой скоростью, угловым ускорением тела при его вращении вокруг неподвижной оси? 15. Какое вращение тела называется равномерным, равнопеременным? Как записать уравнения: а) равномерного и б) равнопеременного вращательного движения твердого тела вокруг неподвижной оси? 16. Напишите формулы, связывающие угловые характеристики движения тела с линейными характеристиками движения точки этого тела. 17. Какое движение точки называется относительным, переносным, абсолютным? 18. Что называется абсолютной, относительной, переносной скоростью (или ускорением) точки? 19. Сложение скоростей и ускорений точки. 20. Какое движение тела называется плоскопараллельным?

Почему для его изучения достаточно рассматривать движение плоской фигуры в своей плоскости? 21. На какие простейшие движения можно разложить плоскопараллельное движение твердого тела? 22. Как определяются векторы скоростей точек плоской фигуры при разложении ее движения? 23. Какая точка называется мгновенным центром скоростей? 24. Как найти положение мгновенного центра скоростей плоской фигуры, если известны: а) скорость полюса и угловая скорость вращения фигуры; б) направления скоростей двух точек фигуры? 25. Как определяются векторы скоростей точек плоской фигуры, их модули и направления с помощью мгновенного центра скоростей? 26. Как определяются векторы ускорений точек плоской фигуры при разложении ее движения?

3. Динамика

Динамика является завершающим и самым важным разделом курса теоретической механики и охватывает следующие наиболее важные вопросы.

Предмет динамики. Краткий исторический очерк развития динамики. Основные законы механики Галилея-Ньютона. Инерциальная система отсчета.

Дифференциальные уравнения движения свободной, и несвободной материальных точек в декартовых координатах. Две основные задачи динамики материальной точки.

Количество движения и момент количества движения материальной точки. Импульс силы. Элементарная работа силы и работа силы на конечном пути. Аналитическое выражение элементарной работы. Работа силы тяжести и силы упругости. Мощность. Теорема об изменении кинетической энергии материальной точки.

Сила инерции материальной точки. Принцип Д'Аламбера для материальной точки. Метод кинетостатики.

Система материальных точек.

Масса. Центр масс механической системы. Осевые моменты инерции. Радиус инерции. Моменты инерции относительно параллельных осей. Момент инерции простейших тел.

Теорема о движении центра масс механической системы. Теорема об изменении кинетического момента механической системы. Кинетическая энергия твердого тела при поступательном, вращательном и плоском движениях тела. Теорема об изменении кинетической энергии системы. Принцип Д'Аламбера для механической системы.

Вопросы для самопроверки

1. Назовите основные законы движения материальной точки. 2. При каком условии точка движется по инерции? 3. Между какими величинами устанавливают зависимость основного уравнения динамики материальной точки? 4. Как движется материальная точка под действием постоянной силы? 5. Напишите дифференциальные уравнения движения материальной точки в векторной и координатной формах. 6. Напишите уравнения движения материальной точки в проекциях на естественные оси. 7. Какие основные задачи динамики материальной точки можно решать с помощью дифференциальных уравнений движения? 8. Чему равно количество движения материальной точки? 9. Что такое элементарный импульс силы и импульс силы за конечный промежуток времени? 10. В чем состоит теорема об изменении количества движения материальной точки? 11. В каком случае количество движения точки остается постоянным? 12. В чем состоит теорема об изменении момента количества движения материальной точки относительно неподвижного центра и оси? 13. Чему равна кинетическая энергия материальной точки? 14. Как найти работу переменной силы при криволинейном перемещении ее точки приложения? 15. Чему равна работа силы тяжести? 16. Напишите аналитическую формулу для элементарной работы силы? 17. Чему равна мощность силы? 18. В чем состоит теорема об изменении кинетической энергии материальной точки? 19. Как определяется положение центра масс механической системы? 20. Чему равно количество движения механической системы? 21. Как найти количество движения твердого тела? 22. В чем состоит теорема об изменении количества движения механической системы? 23. В чем заключается теорема о движении центра масс механической системы. 24. При каком условии центр масс движется по инерции? 25. Разберите случай вращения тела вокруг неподвижной оси. Чему равно угловое ускорение вращения тела? 26. Что является мерой инертности тела при поступательном движении и при вращении вокруг неподвижной оси? 27. Дайте определение момента инерции тела относительно оси. 28. Как найти работу силы, приложенной к телу, вращающемуся вокруг неподвижной оси? 29. Чему равна работа вращающего момента и момента сопротивления? 30. В чем состоит теорема об изменении кинетической энергии механической системы? 31. Напишите формулы для кинетической энергии тела при поступательном движении, при вращении вокруг неподвижной оси и при плоскопараллельном движении. 32. Чему равна сила инерции материальной точки? 33. В чем состоит принцип Д'Аламбера для материальной точки и для механической системы?

РАЗДЕЛ 2. СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Введение

В разделе «Сопротивление материалов» рассматриваются инженерные методы расчета отдельных элементов конструкций на прочность, жесткость и устойчивость. Конструкция считается прочной, если размеры каждого ее элемента подобраны так, что способны воспринимать заданную нагрузку, не разрушаясь, с учетом требуемого времени работы. Жесткость конструкции обеспечивается, если под действием заданной нагрузки деформации не превышают допускаемые пределы. Конструкция считается устойчивой, если она сохраняет первоначальную форму упругого равновесия при действии внешних нагрузок.

Использование указанных методов расчета должно обеспечивать надежность работы конструкции и сочетаться с принципом экономичности ее изготовления и эксплуатации.

В сопротивлении материалов рассматривают типичные элементы конструкций: брус (стержень, балка, вал), пластина, оболочка. Внешние нагрузки, действующие на элементы сооружений, подразделяют на сосредоточенные и распределенные, статические и динамические. Все реальные силы - это силы, распределенные по некоторой площади или объему. Однако распределенную нагрузку на небольшой площади, размеры которой очень малы по сравнению с размерами всего элемента, можно заменить сосредоточенной равнодействующей силой, что упростит расчет. Распределенные нагрузки имеют размерность единицы силы, отнесенной к единице длины или к единице поверхности или объема.

Статическими нагрузками считают те, которые нагружают конструкции постепенно, и, будучи приложены к сооружению, они не меняются или меняются во времени незначительно. При действии статических нагрузок на конструкцию все ее части находятся в равновесии; ускорения, элементов конструкции отсутствуют или настолько малы, что ими можно пренебречь. Если же эти ускорения значительны, т. е. изменение скорости движения элементов машины происходит за сравнительно небольшой период времени, то мы имеем дело с приложением динамических нагрузок. Примерами таких нагрузок могут служить внезапно приложенные нагрузки, ударные и повторно-переменные. Действие таких нагрузок сопровождается возникновением колебаний конструкций или сооружений. Вследствие изменения скорости колеблющихся масс возникают силы инерции, пропорциональные (согласно второму закону Ньютона) колеблющимся массам и ускорениям.

Методы расчета элементов конструкций излагаются на основе следующих упрощений и допущений: материал тела имеет сплошное (непрерывное)

строение, т. е. не принимается во внимание дискретная атомарная структура вещества; принимается, что материал тела однороден, т. е. обладает во всех точках одинаковыми свойствами; материал тела изотропен, когда он обладает во всех направлениях одинаковыми свойствами; предполагается, что в теле до приложения нагрузки нет внутренних (начальных) усилий; что результат действия на тело системы сил равен сумме результатов действия тех же сил, прилагаемых к телу последовательно и в любом порядке.

Для лучшего усвоения пройденного материала после изучения каждой темы необходимо ответить на вопросы для самопроверки, приведенные в методических указаниях.

1. Растяжение и сжатие

В природе различают упругое, упругопластичное и вязкопластичное твердые тела. Упругое тело после снятия внешней нагрузки восстанавливает свои первоначальные размеры и форму. В этом случае деформация тела называется *упругой.* Упругопластичное тело восстанавливает свои первоначальные размеры и формы не полностью, т. е. имеет место остаточная деформация. В строительных сооружениях и машинах недопустимо появление остаточных деформаций.

От действия внешних нагрузок в поперечных сечениях возникают внутренние силовые факторы, которые определяют, используя метод сечений. Твердое тело, находящееся под действием внешних нагрузок, мысленно рассекают на две части и рассматривают равновесие одной из частей. Действие отброшенной части на оставшуюся заменяют внутренними нагрузками, приложенными в рассматриваемом сечении. Составляя уравнения равновесия оставшейся части тела, нагруженного внешними и внутренними силовыми факторами, находят последние.

Важнейшими понятиями являются *напряжения* и *деформации*. При расчетах на прочность тела, нагруженного растягивающими или сжимающими силами, определяют напряжения, деформации и удлинения. Внутренние силы взаимодействия, отнесенные к единице площади сечения, выделенного в окрестности какой-либо точки поперечного сечения тела, называют напряжением в этой точке. Таким образом напряжение в каждой точке сечения является мерой внутренних сил, которые возникают в материале в результате действия внешних нагрузок. Напряжение σ в поперечных сечениях тела определяются из соотношения

$$\sigma = \frac{F}{A},$$

где F - действующая в сечении сила;

A - площадь поперечного сечения.

Напряжения и деформации в пределах упругой области деформирования связаны между собой линейной зависимостью, называемой законом Гука. Аналитически эта связь может быть записана таким образом:

$$\sigma = \varepsilon E ,$$

где E - модуль упругости первого рода;

ε - относительная продольная деформация.

Расчетные значения напряжения сравнивают с *допускаемыми*, которые определяются как отношение некоторых предельных значений напряжения σ_{lim} к некоторому числу s, называемому коэффициентом запаса прочности:

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{lim}}{s} .$$

За предельные значения напряжений принимают предел прочности $\sigma_в$ (для хрупких материалов) или предел текучести $\sigma_т$ (для пластичных материалов), которые определяются при испытаниях на растяжение стандартных образцов на разрывных машинах. При этом строят в координатах «напряжение - деформация» диаграмму растяжения, на которой напряжения и деформации вычисляют соответственно по отношению к первоначальной площади сечений и длине образца. Используя условную диаграмму растяжения, необходимо уметь определять механические характеристики материала: предел пропорциональности $\sigma_{пц}$; предел упругости $\sigma_у$; предел текучести $\sigma_т$, предел прочности $\sigma_в$ и остаточное удлинение Δl при разрыве.

Иногда для изучения значительных пластических деформаций необходимо знать истинную диаграмму растяжения, показывающую отношение растягивающей силы к истинной площади поперечного сечения образца с учетом уменьшения поперечных размеров сечения при растяжении.

Необходимо усвоить, что закон Гука, связывающий напряжения и деформации через модуль упругости материала, справедлив только до предела пропорциональности. Продольные деформации при растяжении связаны с поперечными деформациями с помощью коэффициента Пуассона μ.

При определении напряжений и деформаций в статически неопределимых системах необходимо учитывать, что возникающие при этом в стержнях силы зависят от жесткости стержня, т. е. от площади поперечных сечений и модулей упругости материала.

В статически неопределимых системах необходимо также учитывать изменение температуры, так как это приводит к появлению внутренних сил.

Вопросы для самопроверки

1. Какие тела называют упругими и упругопластичными? 2. В чем сущность метода сечений? 3. Что называют напряжением в данной точке сечения? 4. Какие напряжения называют нормальными? 5. Какие деформации являются

упругими, а какие остаточными (пластическими)? 6. Как формулируется закон Гука? 7. Как определяют допустимые напряжения? 8. Что называют коэффициентом запаса прочности? 9. Каково условие прочности при растяжении? 10. Как строится диаграмма растяжения? 11. Почему диаграмма растяжения называется условной? 12. Что называют пределом прочности и пределом текучести материала? 13. Что называют относительным остаточным удлинением при разрыве? 14. Что называют истинной диаграммой растяжения? 15. Что называют коэффициентом Пуассона и чему он равен? 16. Какие системы называют статически неопределимыми? 17. Какие материалы называют хрупкими, а какие пластичными? 18. Как находят напряжения при изменении температуры?

2. Изгиб

При изгибе брус, называемый балкой, подвергается воздействию поперечной силы или изгибающего момента. Изгиб называется *чистым*, если действует только изгибающий момент, и *поперечным*, если поперек стержня действует нормальная нагрузка, перпендикулярная оси стержня. Балки являются наиболее часто встречающимися элементами сооружений и машин, воспринимающими нагрузки от других элементов конструкций и передающими их тем частям, которые поддерживают балку (чаще всего опорам).

В строительных сооружениях, машиностроительных конструкциях, приборах и т. д. чаще всего можно встретить следующие случаи закрепления концов балок: консольные - с одним защемленным концом (с жесткой заделкой), когда конец балки не может ни перемещаться, ни поворачиваться, двухопорные - с одной шарнирно-неподвижной опорой и с одной шарнирно-подвижной опорой и многоопорные балки. Если опорные реакции не могут быть найдены только из уравнений статики, такие балки называют статически неопределимыми. Для определения реакций в таких балках приходится составлять дополнительные уравнения - уравнения перемещений. При плоском поперечном изгибе все внешние нагрузки перпендикулярны оси балки.

Определение внутренних силовых факторов, действующих в поперечных сечениях балки, следует начинать с определения опорных реакций. После этого используем *метод сечений,* для чего мысленно рассекаем балку на две части и рассматриваем равновесие одной из них. Взаимодействие ее с другой частью балки заменяем внутренними реакциями в виде изгибающего момента и поперечной силы.

Поперечная сила в сечении равна алгебраической сумме проекций всех сил на ось, перпендикулярную оси балки, а изгибающий момент равен алгебраической сумме моментов всех сил, расположенных по одну сторону от сечения. Знаки действующих сил и моментов следует определять в соответствии

с определенными правилами. Необходимо научиться правильно определять равнодействующую силу и изгибающий момент от равномерно распределенной по длине балки нагрузки.

Следует иметь в виду, что при определении напряжений, возникающих при изгибе, принимают следующие допущения: сечения балки плоские до изгиба остаются плоскими и после изгиба (гипотеза плоских сечений); продольные соседние волокна не давят одно на другое; зависимость между напряжениями и деформациями линейная (закон Гука).

При изучении изгиба следует обратить внимание на неравномерность распределения нормальных напряжений в поперечном сечении балки. На одной части сечения напряжения растягивающие, а на другой - сжимающие. В осевом сечении напряжения отсутствуют, и оно называется нейтральным слоем. Нормальные напряжения изменяются по высоте поперечного сечения пропорционально расстоянию от нейтральной оси. Следует уметь определять напряжения изгиба, которые зависят от действующего изгибающего момента M и момента сопротивления сечения при изгибе W.

Условие прочности при изгибе

$$\sigma = \frac{M}{W} \le [\sigma].$$

Значение величины W зависит от размеров и формы поперечного сечения.

Наличие поперечной силы, действующей на балку, связано с возникновением касательных напряжений в поперечных сечениях, а по закону парности касательных напряжений - в продольных сечениях. Касательные напряжения определяют по формуле Журавского.

Поперечная сила сдвигает рассматриваемое сечение относительно смежного. Изгибающий момент, складывающийся из элементарных нормальных усилий, возникающих в поперечном сечении балки, поворачивает сечение относительно смежного, чем и обусловлено искривление оси балки, т. е. ее изгиб.

Когда балка испытывает чистый изгиб, то по всей длине балки или на отдельном ее участке в каждом сечении действует постоянный изгибающий момент, а поперечная сила в любом сечении данного участка равна нулю. При этом в поперечных сечениях балки возникают только нормальные напряжения.

Для того чтобы глубже разобраться в физических явлениях изгиба и в методике решения задач при расчете на прочность и жесткость, необходимо хорошо усвоить геометрические характеристики плоских сечений, а именно: статические моменты сечений, моменты инерции сечений как простой, так и сложной формы; научиться определять центры тяжести фигур сечений; главные моменты инерции сечений и главные оси инерции; центробежный момент

инерции; изменение моментов инерции при повороте осей; усвоить теоремы о переносе осей.

При изучении этого раздела следует научиться правильно строить эпюры изгибающих моментов и поперечных сил, определять опасные сечения и действующие в них напряжения.

Помимо определения напряжений следует научиться определять перемещения точек нейтральной оси балки (прогибы балки) при изгибе. Для этого используется дифференциальное уравнение изогнутой оси балки (упругой линии), записанное в общем виде.

Для определения прогибов проводится интегрирование уравнения упругой линии. При этом следует правильно определять постоянные интегрирования, исходя из условий опирания балки (граничных условий). Зная их, можно определить угол поворота и прогиб любого сечения балки.

Изучение сложного сопротивления обычно начинают с косого изгиба. Явление косого изгиба особенно опасно для сечений со значительно отличающимися друг от друга главными моментами инерции: балки с таким сечением хорошо работают на изгиб в плоскости наибольшей жесткости, но даже при небольших углах наклона плоскости внешних сил к плоскости наибольшей жесткости в балках возникают значительные дополнительные напряжения и деформации.

При определении напряжений в случае внецентренного растяжения или сжатия необходимо знать положение главных центральных осей сечения; именно от этих осей отсчитывают расстояния точки приложения силы и точки, в которой определяют напряжения.

Приложенная эксцентрично сжимающая сила может вызвать в поперечном сечении стержня растягивающие напряжения. В связи с этим внецентренное сжатие является особенно опасным для стержней из хрупких материалов (кирпича, бетона), которые слабо сопротивляются растягивающим усилиям.

В заключение следует изучить случай комбинированного нагружения, когда тело испытывает одновременно несколько видов деформаций: например, изгиб совместно с кручением, растяжение-сжатие совместно с изгибом и т. д. При этом следует иметь в виду, что изгибающие моменты, действующие в различных плоскостях, могут складываться как векторы.

Вопросы для самопроверки

1. Какой изгиб называют чистым, а какой - поперечным? 2. Какие балки называют статически определимыми? 3. Как определить изгибающий момент и поперечную силу в каком-либо сечении балки? 4. Как формулируются правила знаков при определении величин изгибающих моментов и поперечных

сил? 5. Какие допущения принимаются при изгибе? 6. Какая зависимость имеется между моментом и перерезывающей силой? 7. Как определить максимальный изгибающий момент? 8. Как распределены нормальные напряжения в поперечных сечениях балки? 9. Чему равны напряжения изгиба? 10. Что называется нейтральным слоем и где он расположен? 11. Что называется моментом инерции при изгибе? 12. В каких плоскостях возникают касательные напряжения при изгибе? 13. По какой формуле определяют величину касательных напряжений? 14. Как определить координаты центра тяжести плоской фигуры? 15. Чему равна сумма осевых моментов инерции относительно двух взаимно перпендикулярных осей? 16. Какие оси называют главными? 17. Для каких фигур можно без вычислений определить положение главных центральных осей? 18. Относительно каких центральных осей осевые моменты инерции имеют наибольшее и наименьшее значения? 19. Что называют моментом сопротивления при изгибе? 20. Как выгоднее нагрузить балку прямоугольного сечения? 21. Как запишется дифференциальное уравнение изогнутой оси балки в общем виде? 22. Как найти постоянные интегрирования и что они обозначают? 23. Как найти наибольшее значение прогиба? 24. Какой случай изгиба называют косым изгибом? 25. В каких точках поперечного сечения, возникают наибольшие напряжения при косом изгибе? 26. Как находят положение нейтральной линии при косом изгибе? 27. Как пройдет нейтральная линия, если плоскость действия сил совпадает с диагональной плоскостью балки прямоугольного поперечного сечения? 28. Как определяют деформации при косом изгибе? 29. Чему равно напряжение в центре тяжести поперечного сечения при внецентренном растяжении или сжатии? 30. Как находят напряжения в произвольной точке поперечного сечения при внецентренном растяжении или сжатии? 31. Чему равно напряжение в центре тяжести поперечного сечения при внецентренном растяжении или сжатии? 32. Какое положение занимает нейтральная линия, когда продольная сила приложена в вершине ядра сечения? 33. Какие напряжения возникают в поперечном сечении стержня при изгибе с кручением? 34. Как находят опасные сечения стержня при изгибе с кручением? 35. В каких точках круглого поперечного сечения возникают наибольшие напряжения при изгибе с кручением? 36. Как находится числовое значение расчетного момента при изгибе с кручением стержня круглого поперечного сечения?

3. Сдвиг и кручение

Сдвигом называют такой вид напряженного состояния, когда на гранях элемента действуют только касательные напряжения. Деформации, возникающие при сдвиге, называют угловыми деформациями или углом сдвига. Опыты показывают, что между напряжениями и деформациями при сдвиге

существует линейная зависимость, аналогичная закону Гука при растяжении. Закон Гука при сдвиге имеет вид

$$\tau = G\gamma,$$

где γ - угол сдвига;

G - модуль упругости второго рода, или модуль сдвига.

Следует обратить внимание на то, что модуль продольной упругости E и модуль упругости при сдвиге G для одного и того же материала связаны через коэффициент Пуассона μ зависимостью

$$G = \frac{E}{2(1+\mu)}.$$

При расчетах на срез обычно принимают, что касательные напряжения распределены равномерно в поперечном сечении стержня и условие прочности на срез имеет вид

$$\tau = \frac{F}{A} \le [\tau].$$

Допускаемые напряжения $[\tau]$ на сдвиг (срез) составляют некоторую часть от допускаемых напряжений на растяжение.

Рассчитывают на срез соединения заклепочные, болтовые, сварные, шпоночные и некоторые другие типы соединений. При проведении прочностных расчетов на сдвиг (срез) необходимо научиться правильно определять площади среза для односрезных и многосрезных заклепок, а также для углового сварного шва, в котором срез происходит по биссекторной плоскости прямого угла поперечного сечения шва.

Если в поперечном сечении стержня действует крутящий момент T, то стержень испытывает кручение. Необходимо, используя метод сечений, научиться строить эпюры крутящих моментов по длине стержня и определять возникающие при этом касательные напряжения, определяемые из соотношения

$$\tau = \frac{T}{W_\rho} \le [\tau],$$

где W_ρ - полярный момент сопротивления сечения кручению.

В поперечном сечении бруса касательные напряжения распределены неравномерно. Так для стержня с круглым поперечным сечением касательные напряжения изменяются по линейному закону - от нуля на центральной оси до максимального значения у поверхности. Так как сечения, расположенные у оси стержня, нагружены незначительно, то с целью экономии материала при кручении целесообразно использовать пустотелые профили. Крутящий момент в сечении скручиваемого стержня (вала) численно равен алгебраической сумме внешних скручивающих моментов, действующих по одну сторону от сечения.

Если на брус круглого поперечного сечения действуют одновременно крутящий и изгибающий моменты, то расчет на прочность таких брусьев (валов) производится с использованием третьей или четвертой гипотез прочности.

Вопросы для самопроверки

1. Что называется абсолютным и относительным сдвигом? 2. Что называется законом парности касательных напряжений при сдвиге? 3. Как формулируется закон Гука при сдвиге? 4. Как связаны между собой модуль продольной упругости *E* и модуль сдвига *G*? 5. Как производится расчет на прочность при сдвиге (срезе)? 6. Как распределены напряжения в поперечном сечении при сдвиге? 7. Как рассчитывают на срез заклепочные и сварные соединения? 8. Что называют кручением? 9. Какие напряжения возникают в поперечном сечении круглого стержня при кручении? 10. Как определить величину напряжений при кручении? 11. Как определить допустимые напряжения при кручении? 12. Как определить полярный момент инерции и полярный момент сопротивления сечения при кручении? Какова их размерность? 13. Как определить угол закручивания стержня? 14. Как записать условие прочности при кручении? 15. В чем заключается расчет вала на жесткость? 16. Как рассчитывают валы на сложное сопротивление (изгиб совместно с кручением)?

4. Напряженное и деформированное состояние в точке

Совокупность нормальных и касательных напряжений, действующих по различным площадкам, проходящим через рассматриваемую точку, называют напряженным состоянием в точке.

Необходимо уяснить характер изменения нормальных и касательных напряжений в наклонных сечениях в зависимости от угла наклона при линейном (одноосном) и плоском (двухосном) напряженном состоянии и понятия о главных напряжениях. Пространственный (трехосный) случай напряженного состояния - общий случай напряженного состояния, при котором относительные деформации определяют на основании обобщенного закона Гука. В теории упругости доказывается, что при пространственном напряженном состоянии через каждую точку всегда можно провести три площадки, по которым касательные напряжения равны нулю. Такие площадки называют главными, а нормальные напряжения, действующие под ним, - *главными напряжениями* σ_1, σ_2, σ_3. Все три главные площадки взаимно перпендикулярны. Сумма нормальных напряжений, действующих по любым трем взаимно перпендикулярным площадкам, проходящим через рассматриваемую точку, есть величина постоянная. Принято следующее обозначение соотношений между главными

напряжениями: $\sigma_1>\sigma_2>\sigma_3$. При таком напряженном состоянии сумма нормальных напряжений по двум взаимно перпендикулярным площадкам есть величина постоянная и равная сумме главных напряжений.

Касательные напряжения по двум взаимно перпендикулярным площадкам равны по величине и противоположны по знаку. Это свойство обычно называют «законом парности касательных напряжений». Наибольшие касательные напряжения равны полуразности главных напряжений и действуют по площадкам, наклоненным к главным площадкам на угол 45° и перпендикулярным плоскости чертежа.

Предельное напряженное состояние в общем случае зависит от соотношения между тремя главными напряжениями. Поэтому в случае сложного напряженного состояния следует найти эквивалентное напряжение, при котором возникает опасность разрушения, и сравнить его с допустимым, полученным при опыте на растяжение - сжатие.

Таким образом задача теорий (гипотез) прочности состоит в оценке возможности разрушения материала при сложном напряженном состоянии на основании характеристик материала, полученных при простом растяжении - сжатии.

При рассмотрении гипотез предельных состояний (гипотез прочности) надо иметь в виду, что они основываются на предпосылке, что два каких-либо напряженных состояния считаются равноопасными, если они при увеличении главных напряжений в одно и то же число раз одновременно становятся предельными. В этом случае коэффициент запаса прочности для обоих напряженных состояний в указанных условиях будет одинаковым. Гипотез прочности существует несколько, так как одни дают удовлетворительные результаты для хрупких материалов, а другие - для пластичных. Первая гипотеза прочности - гипотеза наибольших нормальных напряжений, вторая гипотеза прочности - гипотеза наибольших линейных деформаций, третья - гипотеза наибольших касательных напряжений и четвертая - энергетическая гипотеза прочности.

Вопросы для самопроверки

1. Что называют напряженным состоянием в точке? 2. Какие виды напряженного состояния встречаются? 3. Какие площадки называют главными? 4. Какие напряжения называют главными? 5. Чему равна сумма нормальных напряжений по двум взаимно перпендикулярным площадкам? 6. Сущность закона парности касательных напряжений. 7. Чему равны наибольшие касательные напряжения и где они действуют? 8. Что называется обобщенным законом Гука? 9. В чем задача теорий прочности? 10. Какие теории прочности существуют? 11. Как в случае плоского напряженного состояния найти эквивалентные напряжения по третьей и четвертой теориям прочности?

12. Почему существуют несколько теорий прочности? 13. Чему равна удельная работа деформаций при объемном напряженном состоянии?

5. Устойчивость сжатых тонкостенных конструкций

При изучении этого раздела следует обратить внимание на такие понятия, как устойчивость стержня (системы), потеря устойчивости, значение критической силы, критические напряжения. При потере устойчивости значение критических напряжений может быть меньше предела текучести материала. *Критическая сила* определяется по формуле Эйлера для стержней большой гибкости и по формуле Ясинского для стержней малой и средней гибкости. Она зависит от жесткости стержня, его длины и условий закрепления концов стержня, учитываемых коэффициентом приведения длины μ. Допускаемые напряжения на устойчивость составляют некоторую часть от допускаемых напряжений при расчетах на прочность

$$\lfloor \sigma_y \rfloor = \varphi[\sigma],$$

где φ - коэффициент уменьшения допускаемого напряжения для сжатых стержней (его значения приведены в справочниках).

Коэффициент φ зависит от гибкости и материала стержня: его использование позволяет производить расчеты на продольный изгиб так же, как для случая простого сжатия. При подборе размеров поперечного сечения стержня используется метод последовательных приближений. При проведении расчетов необходимо уметь определять коэффициент запаса устойчивости.

Вопросы для самопроверки

1. Какая система называется устойчивой? 2. В чем заключается явление потери устойчивости сжатого стержня? 3. Что называют критической силой? 4. По какой формуле следует определять критическую силу для стержней большой гибкости? 5. Для каких стержней применима формула Ясинского? 6. Какие параметры влияют на величину критической силы? 7. Что называется гибкостью стержня? 8. Для каких значений гибкости стержня применима формула Эйлера? 9. Как учитывается влияние способа закрепления концов стержня? 10. Что такое коэффициент φ и от чего зависит его числовое значение? 11. Как производится проверка стержней на устойчивость? 12. Как проводится выбор типа сечения для обеспечения устойчивости сжатого стержня?

6. Концентрация напряжений в элементах конструкций

Равномерное распределение напряжений нарушается там, где в детали имеются разного рода концентраторы напряжений в виде отверстий, выточек, резкого перехода от сечений одних размеров и форм к другим, какие-либо

внутренние или внешние повреждения, неоднородность строения материала и т. п. В этих местах напряжения могут резко изменяться. Эта особенность в распределении напряжения называется концентрацией, а сами напряжения - местными или локальными (ввиду ограниченности области их действия). При статическом нагружении основным показателем местных напряжений является теоретический коэффициент концентрации, выведенный для таких концентраторов, как отверстие, выточка, галтель и т. д., а также свойства самого материала, что наиболее важно при переменных напряжениях. Поэтому вводится понятие эффективного коэффициента концентрации напряжений; который определяют по графикам или таблицам, приводимым в справочной литературе.

К контактным относятся напряжения, возникающие в зоне контакта двух тел. Различают точечный и линейный контакты. При этом контактные напряжения распределены по площади контакта неравномерно, а наибольшие напряжения определяют по формуле Герца. Контактные напряжения определяют при расчетах, например, зубчатых и фрикционных передач.

Вопросы для самопроверки

1. Что такое концентратор напряжения? 2. Какие напряжения называют местными и как их определяют? 3. Что называют теоретическим коэффициентом концентрации напряжений? 4. Что называют эффективным коэффициентом концентрации напряжений? 5. Какие напряжения называют контактными и как определить их величину?

7. Понятие об усталости материала

Элементы машин и конструкций часто работают при периодически изменяющихся (циклических) нагрузках. Разрушение конструкций происходит из-за образования и развития микротрещин. Следует обратить внимание на построение кривой усталости для материалов при действии переменных напряжений, уметь определять предел выносливости, усвоить методы повышения сопротивления усталости при проектировании деталей машин и конструкций и определение запаса прочности при циклическом нагружении элементов конструкций.

Вопросы для самопроверки

1. Что называют пределом выносливости материала? 2. Как предел выносливости связан с пределом прочности? 3. Как строится кривая усталости материала? 4. Что называют коэффициентом асимметрии цикла? 5. Что влияет

на предел выносливости? 6. Какие мероприятия проводятся для повышения сопротивления усталости проектируемых деталей? 7. В чем заключается расчет деталей на сопротивление усталости?

РАЗДЕЛ 3. ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И ДЕТАЛИ МАШИН

Введение

Приступая к изучению теории механизмов и деталей машин, следует в общих чертах представить ее содержание, связь с другими науками и применение механизмов и машин в условиях комплексной механизации и автоматизации производства. Следует осознать особую роль науки в условиях научно-технического прогресса, когда она превращается в производительную силу общества, процесс математизации наук.

В результате изучения этого раздела курса студенту необходимо усвоить общие методы анализа и синтеза механизмов, уметь производить прочностные расчеты механизмов и их основных деталей, получить навыки проектирования.

1. Структура механизмов

Студенту необходимо рассмотреть понятия «машина», «машина-автомат», «механизм», основные типы машин, системы машин, автоматические линии, гибкие системы.

Следует изучить элементы, общие для всех механизмов, независимо от их целевого назначения. Весьма важно понимать различие между степенями свободы и числом наблюдаемых движений, а также различие между абсолютными движениями звеньев и относительными движениями звеньев кинематической пары, которые определяются только самой кинематической парой. В учебниках встречаются разные названия одних и тех же понятий: степени свободы механизма и степени подвижности механизма; пассивные связи и избыточные связи. В соответствии с терминологией, принятой в теории механизмов и машин, вместо понятия «ведущее звено» часто используют термин «входное звено», вместо «ведомое звено» - «выходное звено». Для лучшего усвоения основных понятий необходимо ознакомиться со схемами наиболее распространенных механизмов, чтобы представить характер движения их звеньев.

Вопросы для самопроверки

1. Приведите определение звена, кинематической пары, кинематической цепи. 2. Назовите основные плоские кинематические пары, объясните деление пар на высшие и низшие, покажите возможные и невозможные движения звеньев пар относительно друг друга. Приведите пример пространственной пары. 3. Какие кинематические цепи, замкнутые или незамкнутые, используют обычно для механизмов? Приведите определение механизма. 4. Объясните физический смысл числовых коэффициентов в структурной формуле. Почему большинство механизмов должно иметь одну степень свободы? Можно ли в механизме с одной степенью свободы изменить положение звеньев, не меняя положения входного звена? 5. Приведите пример пространственного механизма и покажите на нем движения звеньев, отличающие его от плоского механизма.

2. Силы в механизмах и машинах

Важно изучить виды сил, которые могут действовать на звенья механизма, и деление сил по их связи с движением на силы движущиеся и силы сопротивления. Следует вспомнить из курса теоретической механики, для чего в систему сил, действующих на движущееся тело и изменяющих его скорость, вводят по принципу Д'Аламбера условные силы инерции. Эти силы нужно уметь находить для всех случаев плоского движения звена. Надо также изучить кинетостатический анализ (силовое исследование и расчет) на примере рычажного четырехзвенного механизма: уметь определять реакции в кинематических парах (силы давления звеньев друг на друга). Следует учитывать, что последовательность определения реакций в кинематических парах основана на выделении из механизма кинематических цепей, обладающих статической определимостью.

При изучении трения нужно обратить внимание на способы снижения сил трения, когда они вредны, и способы их увеличения, когда на действии трения основана работа механизмов. Необходимо рассмотреть трение в поступательной паре на горизонтальной и наклонной плоскостях, во вращательной паре, трение качения; усвоить понятия: угол трения, круг трения и приведенный коэффициент трения; изучить коэффициент полезного действия (к.п.д.) наклонной плоскости и случаи самоторможения. Нужно уметь определять общий к.п.д. при последовательном и параллельном соединениях механизмов.

Вопросы для самопроверки

1. Какие виды сил могут действовать на механизм при его движении? Могут ли силы трения быть движущими силами? 2. Как ставится задача кинетостатического анализа: что известно и что нужно найти? 3. В каких частных

случаях плоского движения результирующая сила инерции проходит через центр масс звена и в каких случаях инерционная нагрузка определяется парой сил инерции (инерционным моментом)? Приведите примеры. 4. На каком основании в кинетостагическом анализе приравнивают нулю сумму сил и сумму моментов, действующих на звенья движущегося механизма? 5. Что (до расчета) известно о линиях действий реакций во вращательной и поступательной парах (при отсутствии трения)? Почему в четырехзвенных механизмах три первые реакции в кинематических парах определяются при любой системе сил? 6. Как ставится задача кинетостатического анализа: что известно и что нужно определить? 7. Что такое угол и круг трения? 8. Дайте определение коэффициента полезного действия. Как определяется к.п.д. при последовательном и параллельном соединениях механизмов?

3. Критерии работоспособности машин и их деталей

При изучении темы «Критерии работоспособности машин и их деталей» необходимо ознакомиться с принципиальными основами расчета деталей машин на прочность, жесткость, устойчивость, износостойкость, вибрационную устойчивость и теплостойкость.

С учетом одного или нескольких из перечисленных критериев и ведется расчет, цель которого - определение основных размеров деталей машин. При этом расчеты должны увязываться с экономическими требованиями, так как детали машин должны быть работоспособными в течение заданного срока службы при минимально необходимой стоимости их изготовления и эксплуатации.

Первоначальная стоимость машины определяется прежде всего стоимостью материалов ее частей, стоимостью изготовления этих частей и их массой. Поэтому необходимо хорошо знать материалы, используемые в машиностроении, их механические свойства, области применения, способы обработки (механической, термической, химико-термической и др.). Применение заменителей цветных металлов и других дефицитных материалов, на широкое использование пластических масс и изделий, полученных методами порошковой металлургии, экономических профилей проката.

Надо усвоить терминологию теории взаимозаменяемости и запомнить такие понятия, как номинальный и предельный размеры, отклонения, зазор и натяг, система посадок, класс точности и посадка. Следует также знать системы посадок, квалитеты и посадки по ГОСТ, где их применяют, как обозначают размеры с указанием полей допусков на машиностроительных чертежах.

При ознакомлении с технологическими требованиями к деталям машин необходимо выяснить, что представляет собой технологичность деталей машин и какими способами она достигается.

На снижение себестоимости изготовляемых машин большое влияние оказывает технологичность конструкций. Современное машиностроение развивается на базе применения самой совершенной технологии изготовления деталей, широкого внедрения сварных деталей и конструкций, повышения класса точности изготовления деталей, их взаимозаменяемости и стандартизации, применения поточной сборки и автоматизированного контроля.

Следует обратить внимание на основные направления повышения надежности и долговечности деталей машин: снижение динамической напряженности; создание оптимальных форм деталей машин; уменьшение концентрации напряжений; наклеп, химико-термическую и термическую обработку деталей машин и другие виды их упрочнения; повышение износостойкости деталей машин путем поверхностной закалки, покрытий, наплавки и применения износостойких материалов и высокоэффективных смазок.

Вопросы для самопроверки

1. В чем сущность расчетов деталей машин на прочность, жесткость, устойчивость, износостойкость, вибрационную устойчивость и теплостойкость? 2. Каковы методы выбора допускаемых напряжений и запасов прочности в машиностроении и в чем их сущность? 3. Какие факторы определяют допускаемые напряжения и запасы прочности в машиностроении? 4. Что такое стандартизация и ее роль в машиностроении? 5. Что нормализовано ГОСТами в машиностроении? 6. Какие машиностроительные материалы являются основными? 7. На какие основные виды подразделяются стали и чугуны и для каких деталей машин их применяют? 8. Какие виды сплавов цветных металлов применяют в машиностроении и для каких деталей машин их предназначают? 9. Каковы виды термической и химико-термической обработки металлов и их сплавов? 10. Какими способами достигают механическое упрочнение металлических деталей машин? 11. Какие основные группы пластмасс применяют в машиностроении и для каких деталей? 12. Для каких деталей машин применяют дерево, резину, кожу и графит? 13. Как следует понимать выражение «взаимозаменяемость деталей»? 14. Что такое зазор, натяг и посадка? 15. Что называется верхним и нижним отклонениями от номинального диаметра? 16. Что такое система отверстия и система вала? В чем преимущество системы отверстия? Почему в стандартах приняты обе системы? 17. Что такое поле допуска и квалитет и как их обозначают? 18. Как обозначают на чертежах размеры деталей машин с указанием их полей допусков? 19. Какое техническое и экономическое значение имеет технологичность машин, их узлов и деталей? От чего она зависит? Каким образом достигается? 20. Какова роль экономических факторов в машиностроении? 21. Какими путями достигают снижение

стоимости машин при их проектировании и изготовлении? 22. Какими способами достигают экономичность машины при ее эксплуатации? 23. Каковы основные направления повышения надежности и долговечности деталей машин?

4. Механизмы (передачи) вращательного движения

При рассмотрении темы необходимо изучить назначение и роль передач в машинах, ознакомиться с принципом работы передач и их классификацией, усвоить основные силовые и кинематические соотношения.

5. Зубчатые передачи

Необходимо изучить виды зубчатых передач и их преимущества по сравнению с другими передачами. Нужно научиться определять передаточные отношения в сложных зубчатых передачах с неподвижными и подвижными осями (планетарных и дифференциальных передачах). Для этого нужно разбираться в схемах и уметь находить характерные звенья - водило и сателлиты. Для плоского зацепления нужно знать основной закон зацепления, устанавливающий связь между положением нормали к профилям и передаточным отношением. При изучении параметров колес и параметров в зацеплении важно учитывать их влияние на работу передачи. Требуется иметь представление о корригированных колесах и целях корригирования. Ознакомиться с зацеплением Новикова. Следует уяснить, какие силы действуют в зацеплении цилиндрической (прямозубой и косозубой) и конической передач; виды разрушения зубьев; схему нагрузки на зуб прямозубого цилиндрического колеса; расчеты зубьев на изгиб и контактную прочность. Схемы и конструкции редукторов и коробок передач, принцип работы волновой передачи.

Вопросы для самопроверки

1. Каковы значения передач и виды их применения в машинах? 2. Какие различают виды зубчатых передач и где их применяют? 3. Каковы основные достоинства зубчатых передач по сравнению с другими передачами? 4. Почему эвольвентное зацепление имеет преимущественное применение? 5. Какие различают виды зубьев и где их применяют? 6. Что такое модуль зацепления и расчетный модуль зубьев? Какие модули различают для косых, шевронных и криволинейных зубьев? 7. Как определяют начальный и делительный диаметры зубчатого колеса? 8. Как вычисляют диаметры вершин и впадин зубьев? 9. По какому модулю определяют делительные диаметры зубчатых

колес с косыми, шевронными и криволинейными зубьями? 10. Что такое коэффициент перекрытия и каково его минимальное значение? 11. Какое минимальное число зубьев допускается для колес различных видов зубчатых передач? 12. Какие различают виды передач со смещением и как они осуществляются? 13. Какое максимальное передаточное число допускается для одной зубчатой передачи и чему равен ее к.п.д.? 14. Как определяют силы давления на валы со стороны колес в различных видах зубчатых передач? 15. Из какого материала изготовляют зубчатые колеса и их зубья? 16. Какие виды термической и химико-термической обработки зубьев применяют для их упрочнения? 17. Какие степени точности изготовления зубчатых передач имеют преимущественное распространение и какие из них применяют в передачах общего машиностроения? 18. По каким причинам зубчатые передачи выходят из строя и соответственно по каким напряжениям производится расчет их зубьев на прочность? 19. Как производится расчет зубьев на изгиб? На контактную прочность? 20. По какому модулю зацепления производится расчет на прочность зубьев конических зубчатых колес? 21. По какому зубчатому колесу производится расчет зубьев на контактную прочность и по какому - на изгиб? 22. Как устроены планетарные зубчатые передачи, каковы их достоинства и где их применяют? 23. Что представляет собой волновая зубчатая передача и какими достоинствами она обладает? 24. Что представляет собой зацепление Новикова? Каковы достоинства и недостатки его и где применяют? 25. Что такое зубчатый редуктор? 26. Какие различают виды зубчатых редукторов по числу пар передачи, по форме колес, по форме зубьев и по расположению валов? 27. Как осуществляется смазка зубьев зубчатых колес?

6. Червячные передачи

При рассмотрении темы необходимо изучить следующие вопросы. Устройство цилиндрических и глобоидных червячных передач и их достоинства. Недостатки и области их применения. Конструкция червяков и червячных колес, кинематические и основные силовые зависимости червячных передач, явление самоторможения. Явления, возникающие при взаимодействии червяка и червячного колеса. Расчеты зубьев цилиндрической червячной передачи на прочность по изгибу и по допускаемому контактному напряжению в поверхностном слое зубьев. Особенности расчета червячных глобоидных передач. Расчеты тела червяка на прочность и жесткость; методика теплового расчета редуктора и способы искусственного охлаждения его.

Следует ознакомиться с видами смазки этих передач и с современными конструкциями червячных редукторов, применяемых в различных отраслях промышленности.

Вопросы для самопроверки

1. Какие различают виды червячных передач? 2. Как устроены и как работают червячные передачи? 3. Чем вызвано широкое распространение червячных передач с архимедовым червяком и какие еще профили червяков применяют? 4. Назовите достоинства и недостатки червячных передач по сравнению с зубчатыми. 5. Укажите области применения червячных цилиндрических и глобоидных передач. 6. Какая существует зависимость между передаточным числом, числом заходов червяка и числом зубьев червячного колеса? 7. Из каких материалов изготовляют червяки и червячные колеса? 8. Укажите причины выхода из строя червячных передач и критерии их работоспособности. 9. Как определяется к. п. д. червячной передачи и при каких условиях получается ее самоторможение? 10. Назовите основные факторы, влияющие на величину к.п.д. Укажите случаи, при которых к. п. д. достигает максимальной величины. 11. Как производится расчет зубьев колес червячных цилиндрических передач на контактную прочность? То же, на изгиб? 12. В чем особенности расчета глобоидных передач? 13. Какие силы действуют в червячной передаче и как их определяют? 14. Как производится проверка тела червяка на прочность? То же, на жесткость? 15. Каковы способы охлаждения червячных передач? Методика теплового расчета. 16. Перечислите наиболее употребительные конструкции червячных редукторов с различными схемами исполнения.

7. Цепные передачи

Классификация приводных цепей по ГОСТ, их существующие конструкции, преимущества, недостатки и области применения различных типов. Следует обратить внимание на выбор основных параметров цепных передач, их кинематику и силовые зависимости в них с учетом динамических нагрузок в приводных цепях.

Нужно рассмотреть такие вопросы, как потери на трение, нагрузки на валы, смазка и эксплуатация передачи, цепные вариаторы, выяснить причины неравномерности движения цепи и ее влияние на работу передачи.

Вопросы для самопроверки

1. Каковы достоинства и недостатки цепных передач и область их применения? 2. Какие различают виды приводных цепей и какие из них нормализованы ГОСТ? 3. Какие потери мощности имеются в цепной передаче и чему равен к.п.д.? 4. Каким образом определяют размеры приводных цепей и как

находят диаметры и числа зубьев звездочек? 5. Из какого материала изготовляют звездочки и приводные цепи? 6. Укажите причины, по которым цепные передачи выходят из строя. 7. Изложите методику расчета приводных цепей на прочность и долговечность. 8. Чем вызваны динамические нагрузки в цепных передачах и как их определить? 9. Как определить силу давления на вал со стороны звездочки цепной передачи? 10. В чем преимущество зубчатой цепи по сравнению с втулочной и роликовой? 11. Укажите виды смазки цепных передач и условия их применения. 12. Какие основные типы цепных вариаторов нашли применение в промышленности?

8. Ременные передачи

При изучении ременных передач необходимо рассмотреть следующие вопросы: основные виды ременных передач и области их применения; материалы и конструкция ремней; типы стандартных ремней; геометрические, кинематические и силовые зависимости в ременных передачах; расчет ремней по тяговой способности и на долговечность; особенности расчета клиноременных передач и передач с натяжным роликом; конструкция, материал и расчет шкивов; ременные вариаторы и их расчет.

Нужно ясно представить зависимость между силами натяжения (ремня при работе передачи, окружным усилием, коэффициентом трения и углом обхвата меньшего шкива, а также зависимость между силами натяжения ремня при работе передачи, начальным натяжением ремня и окружным усилием.

Следует обратить внимание на выбор места установки ролика в ременной передаче с натяжным роликом, а также на устройство и применение демпфера (успокоителя). Зависимость предельных окружных скоростей шкивов от их материала и конструкции, а также необходимость ограждения ременных передач.

Вопросы для самопроверки

1. Какие различают виды ремней по форме поперечного сечения? 2. Из каких материалов изготовляют плоские и клиновые ремни? 3. Какие плоские и клиновые ремни нормализованы ГОСТ? 4. Каковы достоинства и недостатки отдельных типов ремней? 5. Где применяют прорезиненные, кожаные, хлопчатобумажные, шерстяные, нейлоновые плоские ремни? 6. Какие различают виды ременных передач и где их применяют? 7. Каковы достоинства и недостатки ременной передачи по сравнению с другими передачами? 8. Как определяют передаточное число ременной передачи с учетом проскальзывания ремня? 9. Как определяют силы натяжения ветвей ремня? 10. Как определяют силу давления на вал со стороны шкива? Между ремнем и натяжным

роликом? 11. От чего зависит коэффициент трения между ремнем и шкивом? 12. Как влияет на величину (окружного усилия коэффициент трения? 13. Каковы потери мощности в ременной передаче и чему равен ее к.п.д.? 14. Как рассчитывают плоские и клиновые ремни по тяговой способности их? 15. Как рассчитывают ремни на долговечность? 16. Какова методика расчета плоскоременной и клиноременной передач? 17. Из каких материалов изготовляют шкивы? 18. Для чего у некоторых шкивов плоскоременных передач обод делают выпуклым? 19. Какое поперечное сечение принимают для спиц чугунных и сварных шкивов? Как рассчитывают спицы шкивов? 20. Какие различают виды ременных вариаторов, как они устроены и где их применяют?

9. Фрикционные передачи и вариаторы

При изучении фрикционных передач и вариаторов надо остановиться на следующих вопросах: основные виды фрикционных передач; достоинства, недостатки и области их применения; конструкция и материал колес; расчет передач; фрикционные вариаторы, их основные виды и области применения расчет вариаторов.

Вопросы для самопроверки

1. Назовите основные виды фрикционных передач, фрикционных вариаторов. 2. Каковы достоинства и недостатки фрикционных передач? 3. Где применяют фрикционные передачи с постоянным передаточным отношением и где - вариаторы? 4. Из каких материалов изготовляют колеса фрикционных передач? 5. Какими способами увеличивают трение между колесами фрикционных передач? 6. Как определяют передаточное отношение отдельных видов фрикционных передач? 7. Что такое диапазон регулирования вариаторов и как его определяют? 8. Как определяют силу нажатия между колесами цилиндрической и конической фрикционных передач? 9. Каковы потери в фрикционных передачах и чему равны к.п.д. этих передач? 10. Как производится расчет колес фрикционных передач по контактным напряжениям? 11. Как определяют диаметры и ширину колес фрикционных передач и вариаторов?

10. Механизмы, преобразующие один вид движения в другой

При изучении данной темы необходимо обратить внимание на следующие вопросы: основное назначение передачи винт - гайка, достоинства, недостатки и наиболее характерные области ее применения; конструкции винтов, гаек, их материал. Наиболее важный элемент передачи – резьба. В отличие от

крепежных резьб, в которых очень важна повышенная надежность против самоотвинчивания, в ходовых и грузовых винтах необходимо малое трение. Поэтому для передачи винт - гайка применяют резьбы с малым углом профиля.

Основная причина выхода из строя винтов и гаек передач – износ резьбы, поэтому проверочным расчетом передачи винт-гайка является расчет на износостойкость. Для сильно нагруженных винтов рекомендуется производить проверочный расчет на прочность, а для длинных винтов, находящихся под действием сжимающей силы, дополнительно проводят расчет на устойчивость.

Вопросы для самопроверки

1. Назовите основные достоинства и недостатки передачи винт - гайка и укажите области применения этой передачи. 2. Из каких материалов изготовляют гайки? 3. Как рассчитывают резьбу и размеры гайки домкрата? 4. Как проверяют резьбу передачи на износостойкость? 5. На какую деформацию и по какой зависимости проверяют длинные винты, подверженные сжимающей нагрузке?

11. Рычажные механизмы

На примерах простых четырехзвенных механизмов нужно изучить решение задач кинематического анализа методом планов и аналитическим методом. При построении планов положений механизма следует обратить внимание на определение крайних положений звеньев и перемещений на прямом и обратном ходах; учесть, что возможность непрерывного вращения звена в одном направлении и величина хода зависят от соотношений между размерами звеньев.

Планы скоростей и ускорений следует строить по предварительно написанным векторным уравнениям; планы являются их графическим решением.

Особенно важен аналитический метод в силу его большей точности, возможности по членам аналитической зависимости оценить влияние параметров механизма на закон движения выходного звена. Последнее существенно при синтезе механизмов, задачей которого является воспроизведение заданной функциональной зависимости между перемещениями звеньев. В синтезе плоских механизмов с низшими парами нужно ознакомиться с постановкой задачи воспроизведения заданного закона движения и задачи воспроизведения заданной траектории. Нужно знать методы оптимизации в синтезе механизмов с применением ЭВМ: случайный и направленный поиск.

Вопросы для самопроверки

1. Постройте планы положений кривошипно-ползунного механизма, шарнирного четырехзвенника и кулисного механизма при крайних положениях ведомого звена. Проследите, как меняется ход ведомого звена при изменении размеров звеньев механизма. 2. Напишите векторные уравнения: связывающие скорости двух точек одного звена и связывающее их ускорения. Задан вектор скорости (ускорения) точки звена, может ли быть каким угодно вектор скорости (ускорения) другой точки этого звена? 3. Постройте план скоростей и план ускорений для шарнирного четырехзвенника и определите числовое значение угловой скорости и углового ускорения шатуна и их направление. Как следует определять скорость (ускорение) третьей точки звена при известных векторах скоростей (ускорений) двух точек этого звена, используя свойство подобия? 4. Как по диаграмме перемещений звена определить положения механизма, при которых скорость звена равна нулю, и положения, при которых скорость максимальна? 6. По аналитическим выражениям для перемещений, скоростей и ускорений ползуна в кривошипно-ползунном механизме найдите, какие члены выражений уменьшаются с увеличением длины шатуна и к каким тригонометрическим функциям приближаются законы изменения перемещений, скоростей и ускорений. 6. Сформулируйте задачи синтеза механизмов; какие два этапа синтеза вы знаете? 7. Что такое основные и дополнительные условия синтеза, целевая функция? Составьте алгоритм случайного и направленного поисков на ЭВМ. 8. Приведите пример механизма, при проектировании которого ставится задача воспроизведения заданного закона движения, и пример задачи воспроизведения траектории. 9. При каких соотношениях между размерами звеньев кривошип в дезаксиальном кривошипно-ползунном механизме не сможет совершить полный оборот (станет коромыслом)? 10. Спроектируйте кривошипно-коромысловый шарнирный четырехзвенник по двум заданным крайним положениям его коромысла.

12. Валы и их опоры

В этой теме нужно изучить следующие вопросы: назначение, конструкция, материалы осей и валов; цапфы (шипы и шейки) и пяты осей и валов, их разновидности и области применения; расчеты осей и валов по номинальным напряжениям, на выносливость, на жесткость и на критическое число оборотов,

От жесткости осей и валов зависят условия работы опорных подшипников, зубчатых передач, муфт и других сопряженных деталей. После определения расчетных диаметров осей и валов по опасному сечению диаметры всех

посадочных мест, шеек, буртиков и прочих размеров принимают конструктивно. Размеры шпоночных канавок должны приниматься в соответствии с ГОСТ.

Классификация и конструкция, области применения основных типов подшипников качения. Для закрепления материала нужно усвоить следующие вопросы: материалы деталей подшипников качения; смазка подшипников качения; основные правила конструирования узлов с подшипниками качения; их монтаж и регулировка; расчет подшипников качения на долговечность, статическую и динамическую грузоподъемность и подбор их по ГОСТ.

Вопросы для самопроверки

1. Как устроены оси и валы, для чего они предназначены и из каких материалов их изготовляют? 2. Какая разница между осью и валом? 3. Укажите факторы, влияющие на выбор допускаемого напряжения на изгиб. 4. Какие различают виды валов? 5. Что называют шипом, шейкой и пятой? 6. Какие различают по конструкции шипы, шейки и пяты и где применяют их различные виды? 7. Как рассчитывают оси и валы на прочность? 8. В каких случаях можно рассчитывать валы только на кручение? 9. Как рассчитывают оси и валы на жесткость? На выносливость? 10. Что такое критическое число оборотов вала? 11. Когда необходимо рассчитывать вал на критическое число оборотов? 12. Когда необходимо рассчитывать оси и валы на поперечные колебания? 13. Из каких деталей состоят подшипники качения? 14. Из каких материалов изготовляют шарики, ролики, кольца и сепараторы подшипников качения? 15. Каковы достоинства и, недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения? 16. Какие различают виды подшипников качения по форме тел качения и по направлению воспринимаемой ими нагрузки? 17. Что представляют собой стандартные размеры серии подшипников качения? 18. Какие различают серии подшипников качения и когда их применяют? 19. Какие различают основные виды шарико- и роликоподшипников по конструкции и где их применяют? 20. Каковы особенности конструкции и работы игольчатых подшипников? Где их применяют? 21. Каковы достоинства и недостатки шарикоподшипников по сравнению с роликоподшипниками? 22. Для чего применяют смазку в подшипниках качения и как она осуществляется? 23. Какие виды уплотняющих устройств применяют в подшипниках качения и где именно? 24. Как рассчитывают подшипники качения на долговечность по динамической грузоподъемности и как их подбирают по ГОСТ? 25. Как определяют динамическую грузоподъемность подшипников качения? 26. Как определяют эквивалентную динамическую нагрузку подшипников качения? 27. Чем ограничиваются предельные скоро-

сти вращения подшипников? 28. Как производится монтаж и демонтаж подшипников качения? 29. Где применяют подшипники качения, отдельные детали которых изготовляют из пластмасс?

13. Подшипники скольжения

При изучении темы рассмотреть основные типы и области применения подшипников скольжения. Следует научиться подбирать их по ГОСТ и ведомственным нормалям, изучить материалы вкладышей и корпусов подшипников скольжения, области применения вкладышей в зависимости от их материала; расчеты подшипников скольжения, работающих: а) в условиях смешанного трения; б) в условиях жидкостного трения; конструкции и расчет подпятников скольжения.

Вопросы для самопроверки

1. В каких областях машиностроения применяют подшипники скольжения? Каким основным требованиям они должны удовлетворять? 2. Какие различают виды трения в подшипниках скольжения и чем они отличаются между собой? 3. Почему при жидкостном трении режим работы подшипника скольжения является самым благоприятным? 4. В каких случаях применяют подшипники скольжения с полусухим и полужидким трением и в каких - с жидкостным трением? 5. Какие различают подшипники скольжения в зависимости от направления воспринимаемой ими нагрузки? 6. Какие различают типы подшипников скольжения по конструкции и какие из них нормализованы ГОСТ? 7. Для чего предназначены вкладыши? 8. Какова особенность конструкции подшипников с самоустанавливающимися вкладышами? 9. Как устроены подпятники скольжения? Как их рассчитывают? 10. Из каких материалов изготовляют корпус и вкладыши подшипников скольжения? 11. Как определяют основные размеры подшипников скольжения? 12. Какие смазочные материалы применяют в подшипниках скольжения? 13. Что такое вязкость и маслянистость масла? 14. Что представляет собой динамическая и кинематическая вязкость и в каких единицах ее выражают? 15. В каких случаях в подшипниках скольжения применяют жидкую, консистентную и твердую смазки? 16. Как рассчитывают подшипники скольжения, работающие в условиях полусухого, полужидкостного трения? 17. Когда и как производят тепловой расчет подшипников скольжения?

14. Соединения сварные, клеевые и паяные

Следует ознакомиться со способами образования звеньев механизмов

соединением деталей, уяснить область применения тех или иных типов соединений в машиностроении.

Область применения сварных соединений, их достоинства и недостатки, влияние сварки на конструкцию деталей машин, виды сварных швов. При расчете сварных швов ознакомьтесь с выбором допускаемых напряжений для сварных соединений. Сварные конструкции в машиностроении, несмотря на большие преимущества (экономия металла, уменьшение стоимости изготовления), в отдельных случаях могут оказаться в процессе работы менее качественными по сравнению с такими же конструкциями, выполненными из стального или чугунного литья (меньшая жесткость, наличие внутренних напряжений и т.д.). Однако сварные соединения получили очень широкое распространение в машиностроении и во многих случаях вытеснили заклепочные. Кроме того, для удешевления технологии изготовления некоторые поковки также заменяются сварными конструкциями. При изучении темы необходимо ознакомиться с технологией паяных и клеевых соединений, областью их применения, достоинствами и недостатками, а также с методами расчета на прочность этих видов соединений.

Вопросы для самопроверки

1. Что называют сварным швом? 2. Какие виды сварки получили распространение в промышленности? 3. Как выполняют электродуговую сварку? 4. Укажите типы сварных швов. 5. Как рассчитывают стыковые сварные швы? 6. Как рассчитывают угловые сварные швы: лобовые, фланговые и комбинированные? 7. Как рассчитывают сварной шов, подверженный действию изгибающего момента? 8. Как рассчитывают сварные соединения, испытывающие действие крутящего момента? 9. Как рассчитывают сварные швы при переменных нагрузках? 10. Как рассчитывают сварные швы соединений, работающих на сложное сопротивление? 11. Каковы преимущества сварных конструкций по сравнению с клепаными, литыми и коваными? 12. Где применяют клеевые и паяные соединения? 13. Как ведется подготовка поверхности деталей к склеиванию и пайке? 14. Как рассчитываются на прочность эти виды соединений?

15. Соединения резьбовые

Один из наиболее распространенных видов разъемных соединений, применяемых во всех областях машиностроения, - резьбовое соединение. При изучении резьбовых соединений необходимо рассмотреть следующие вопросы: резьбы и их разновидности, ГОСТы на резьбы, достоинства, недо-

статки и области применения отдельных видов резьб, расчет резьбы и ее подбор по ГОСТ; области применения различных болтов, винтов, шпилек, гаек и гаечных замков; стандарты на них; их материал.

Взаимодействие между болтом и гайкой, на распределение осевой силы по виткам, а также на способы разгрузки болта от действия на него поперечной силы. Расчет болтов при статических и переменных нагрузках, выбор запасов прочности и допускаемых напряжений в зависимости от условий работы материала, технология изготовления и монтажа.

Разница в расчетах болтов: 1) без предварительной затяжки и с их предварительной затяжкой; 2) без последующей затяжки и с их последующей затяжкой. Температурные напряжения в резьбовых соединениях. Конструкторские и технологические мероприятия по повышению выносливости винтов: применение профилей резьбы с увеличенным радиусом впадин, специальных форм стержня, гаек, обеспечивающих повышение равномерности работы витков резьбы, оптимальной технологии и специального упрочнения резьбы.

Конструкция и методика расчета фрикционно-винтовых (клеммовых) соединений, способы предохранения резьбовых соединений от отвинчивания.

Вопросы для самопроверки

1. Какие различают типы резьбы по назначению и по геометрической форме и какие из них являются стандартными? 2. Какие существуют виды резьбы по числу заходов ее и по направлению наклона витков? 3. Почему для болтов применяют треугольную резьбу? 4. Какие различают виды метрической резьбы? 5. Почему метрическая резьба с крупным шагом имеет преимущественное применение? 6. Когда применяют резьбу с мелкими шагами? Прямоугольную, трапецеидальную, упорную и круглую резьбы? 7. Какие различают болты и винты по форме головок и какие из них нормализованы ГОСТ? 8. Какие различают болты, шайбы и гаечные замки по конструкции и какие из них нормализованы ГОСТ? 9. Из какого материала выполняют болты, винты, шпильки, гайки, шайбы и гаечные замки? 10. Какие устройства применяют для разгрузки болта от действующей поперечной силы? 11. Когда применяют шпильки и винты вместо болтов? 12. Как рассчитывают болты, винты и шпильки при действии на них статических нагрузок в различных случаях нагружения? 13. Как рассчитывают болт, винт и шпильку при действии на них переменных нагрузок и высоких температур? 14. Какова методика расчета групп болтов? 15. Как рассчитывают болты клеммовых соединений? 16. Как определяют допускаемые напряжения для болтов, винтов и шпилек при расчете на прочность?

16. Соединения с натягом

При рассмотрении темы необходимо изучить цилиндрические соединения, а также соединения с помощью стяжных колец и планок, виды прессовых посадок и области их применения в машиностроении.

Вопросы для самопроверки

1. Перечислите виды соединений посадками с натягом и области их применения. 2. Какова методика расчета цилиндрических соединений деталей с натягом? 3. Где применяют соединения с помощью стяжных колец и планок и как ведется их расчет?

17. Шпоночные, шлицевые (зубчатые) и профильные соединения

Необходимо обратить внимание на следующие вопросы: конструкции шпонок и шлицев, их материал, допускаемые напряжения и области применения; их достоинства и недостатки, разновидности, подбор шпонок и шлицев по ГОСТ и их проверочный расчет. Штифтовые и профильные соединения, развитие соединений вал – втулка. Понятие о шариковых шлицевых соединениях.

Вопросы для самопроверки

1. Каково назначение шпонок и какие их типы различают по ГОСТ? 2. Назовите области применения различных типов шпонок. 3. Как определяют размеры шпонок? 4. Как рассчитывают призматические и сегментные шпонки? 5. Что такое шлицевые (зубчатые) соединения и какими преимуществами они обладают по сравнению со шпоночными? 6. Укажите виды шлицевых (зубчатых) соединений и области их применения. 7. Как определяют размеры шлицевых соединений и как их рассчитывают? 8. В каких случаях применяют профильные соединения?

18. Муфты

Следует обратить внимание на следующие вопросы: классификация муфт, их конструкция, основы выбора типа муфты и ее расчета. Необходимо хорошо знать области применения всех видов муфт: глухих, подвижных (жестких и упругих), сцепных (кулачковых и фрикционных), обгонных, предохранительных, центробежных, комбинированных, специальных, а также гидравлических, обеспечивающих плавность и безопасность в работе. Нужно уметь подбирать муфты по ГОСТ и по ведомственным нормалям и

производить для них проверочные расчеты.

Вопросы для самопроверки

1. Какие различают классы, группы, подгруппы и виды муфт по Принципу их действия? 2. На какие виды подразделяют неразъемные муфты? 3. Как устроены втулочная и фланцевая (поперечно-свертная) муфты? Где их применяют и как производится их проверочный расчет на прочность? 4. Как устроена и работает зубчатая муфта и как она подбирается по ГОСТ? 5. Как устроены крестовые муфты - кулачково-дисковая и с плавающим вкладышем? Где их применяют? 6. Какие различают типы шарнирных муфт? Какие из них нормализованы ГОСТ? Как они устроены, как работают и как определяют их размеры? 7. Какие различают виды упругих муфт? Где их применяют и какие из них нормализованы ГОСТ? 8. Какие различают виды фрикционных муфт? Как они устроены и как работают? 9. Как рассчитывают дисковые, конусные и многодисковые фрикционные муфты? 10. Как устроены, где применяют и как рассчитывают предохранительные муфты? Обгонные муфты? 11. Укажите принцип работы и области применения гидравлических и электромагнитных муфт.

19. Динамика машин

Рассматривая основную задачу динамического анализа механизмов - определение движения звеньев механизма по приложенным к ним силам, следует изучить метод приведения сил и метод приведения масс, которые позволяют применить к сложным механизмам известные законы динамики твердого тела, и с точки зрения теоретической механики приведенные сила и масса являются обобщенными силой и массой. Для некоторых механизмов значение приведенной массы (или приведенного момента инерции) меняется с изменением положения механизма. Уравнения движения механизма в двух формах: в форме уравнения кинетической энергии, связывающего работы сил движущих и сил сопротивления с изменением кинетической энергии, и в дифференциальной форме, связывающей силы или моменты с ускорениями. Рассматривая режимы движения (фазы, стадии) - разбег, установившееся движение и выбег, важно установить соотношения между работами сил двужущих и сил сопротивления, которые определяют каждый режим. Следует помнить, что к.п.д. применяется к установившемуся движению, и уметь находить его для последовательного и параллельного соединения механизма. Нужно знать причины, вызывающие неравномерность движения на установившемся движении, оценку неравномерности движения специальным коэффициентом и регулирование периодических колебаний скорости введением дополнительной

массы - маховиком, который увеличивает общую кинетическую энергию механизма. Регулирование непериодических колебаний скорости регуляторами.

При изучении уравновешивания нужно обратить внимание на положение общего центра масс звена относительно оси вращения и сумму моментов сил инерции относительно точек оси вращения. Экспериментальное уравновешивание называют балансировкой. Уравновешивание преследует устранение (полное или частичное) воздействия на стойку только динамических нагрузок от вращающейся на ней массы (от сил инерции этой массы). После полного уравновешивания стойка по-прежнему испытывает действие веса вращающейся массы и действие ее внешних нагрузок.

Вопросы для самопроверки

1. Почему приведённая масса (или приведенный момент инерции) рычажного механизма изменяется от положения механизма, а для зубчатого механизма постоянна? Меняется ли приведенная масса с изменением скорости? 2. Какое уравнение движения (уравнение кинетической энергии или дифференциальное уравнение движения) следует применять для определения закона движения механизма для случаев: силы - функция положения, силы - функция скорости? 3. Как можно уменьшить время разбега и выбега? Изменяется ли кинетическая энергия в режиме установившегося движения? 4. Какие причины вызывают изменение скорости при установившемся движении, являются эти колебания скорости периодическими или непериодическими? 5. Что такое средняя скорость установившегося движения, коэффициент неравномерности движения? Когда движение равномернее: при значении коэффициента неравномерности 0,1 или 0,01? 6. Опишите регулирующее действие маховика по физическому смыслу и по уравнению кинетической энергии, покажите, что увеличение массы вращающегося звена механизма выравнивает его скорость. На каком режиме маховик набирает кинетическую энергию, как влияет введение маховика на время разбега и время выбега? 7. Опишите действие регулятора Уатта и тормозного регулятора на скорость механизма. Воздействием на какие силы (движущие, сопротивления) поддерживается постоянная скорость? 8. Что такое неуравновешенность? Через какие места вращающаяся масса воздействует на стойку? Каковы вредные последствия неуравновешенности и когда неуравновешенность особенно опасна? Может ли меньшая скорость вращения (сопровождающаяся меньшими инерционными силами) оказаться опаснее большой скорости? 9. Что такое статическая балансировка, гарантирует ли она полное уравновешивание, сколько уравновешивающих грузов достаточно для статического уравновешивания? 10. Сколько уравновешивающих грузов достаточно для полного уравновешивания враща-

ющейся массы? Будет ли нарушаться полная уравновешенность, если изменить положение вращающейся массы относительно ее подшипников (сдвинуть вдоль оси)? 11. Приведите случай расположения масс относительно оси вращения, который вызывает появление момента неуравновешенной пары сил инерции. Где находится общий центр масс? Сколько уравновешивающих грузов необходимо в этом случае? 12. Может ли полностью уравновешенная масса испытывать при вращении внутренние напряжения и получать деформации от действия сил инерции? 13. Можно ли, не нарушая уравновешенности, изменить только положение уравновешивающего груза в плоскости уравновешивания или и положение, и массу груза?

Литература

1. Механика машин: учеб. пособие для втузов/ под ред. Г.А. Смирнова. - М.: Высш.шк., 1996. – 511с.
2. Сапрыкин В.Н. Техническая механика: [учебник]. - Ростов-н/Д.;Харьков: Феникс; Торсинг, 2003. – 560с.
3. Олофинская В.П. Техническая механика. Курс лекций с вариантами практических и тестовых заданий: учеб. пособие. - М.: ФОРУМ; ИНФРА-М, 2005. - 349с.
4. Диевский, В.А. Теоретическая механика: учеб. пособие для вузов. - Изд. 3-е, испр. - СПб. : Лань, 2009. - 320с.
5. Павлов, В.Е. Теоретическая механика: учеб. пособие для вузов. - М. : Академия, 2009. – 320с.
6. Теоретическая механика: учебник для вузов / Н.Г. Васько [и др.]. - Изд. 2-е, испр. и доп. - Ростов-н/Д.: Феникс, 2015. – 302с.
7. Иосилевич Г.Б. Прикладная механика. - Репринт изд. - М.: АльянС, 2013. – 576с.
8. Мильченко А.И. Прикладная механика: учеб. пособие для вузов: В 2-х ч. Ч.1. - М.: Академия, 2013. – 256с.
9. Мильченко А.И. Прикладная механика: учеб. пособие для вузов: В 2-х ч. Ч.2. - М.: Академия, 2013. – 256с.
10. Прикладная механика: учебник для академ. бакалавриата: учебник для вузов/ В.В. Джамай [и др.]; под ред. В.В. Джамая; Моск. авиац. ин-т, Нац. исслед. ун-т; . - 2-е изд., испр. и доп. - М.: Юрайт, 2015. – 260с.

РАЗДЕЛ 4. ЗАДАЧИ К КОНТРОЛЬНЫМ ЗАДАНИЯМ

Количество контрольных заданий по курсу «Механика» в соответствии с учебным планом может быть не более трех. Каждое контрольное задание состоит из нескольких задач.

Контрольные задания приводятся десяти типов (на рисунках они обозначены римскими цифрами). Все задачи каждого типа даны в десяти вариантах. Обязателен для выполнения тот тип каждого контрольного задания, который соответствует последней цифре шифра студента, и тот вариант этого типа, который соответствует предпоследней цифре шифра.

Например, студент, имеющий шифр 184893, должен выполнить по каждому контрольному заданию соответствующие задачи третьего типа варианта 9. Если последняя цифра шифра студента - ноль, то ему надо выполнить задачи десятого типа. Если предпоследняя цифра - ноль, студент должен выполнить задачи варианта 10 своего типа.

Задача 1

Найти усилие натяжения каната, наматываемого на барабан лебедки 3, и определить мощность на приводном валу этого барабана.

Канат через неподвижный блок 2 связан с телом 1 (клеть, груз, вагонетка), которое перемещается по направляющим 4 с ускорением (поднимается или опускается, или же движется по горизонтали). При этом трением в блоках пренебречь, коэффициент трения скольжения принять f=0,2, удельное сопротивление движению вагонетки ω_o=0,01, а угол наклона $\alpha=\pi/4$.

Схемы устройств указаны на рис. 1, I-X, а числовые данные для расчета приведены в табл. 1.

Таблица 1

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	25	30	35	40	45	50	55	60	65	70
v, м/с	4	3,8	3,6	3,4	3,2	3	2,8	2,6	2,4	2,2
a, м/с^2	3	2,8	2,6	2,4	2,2	2	1,8	1,6	1,4	1,2

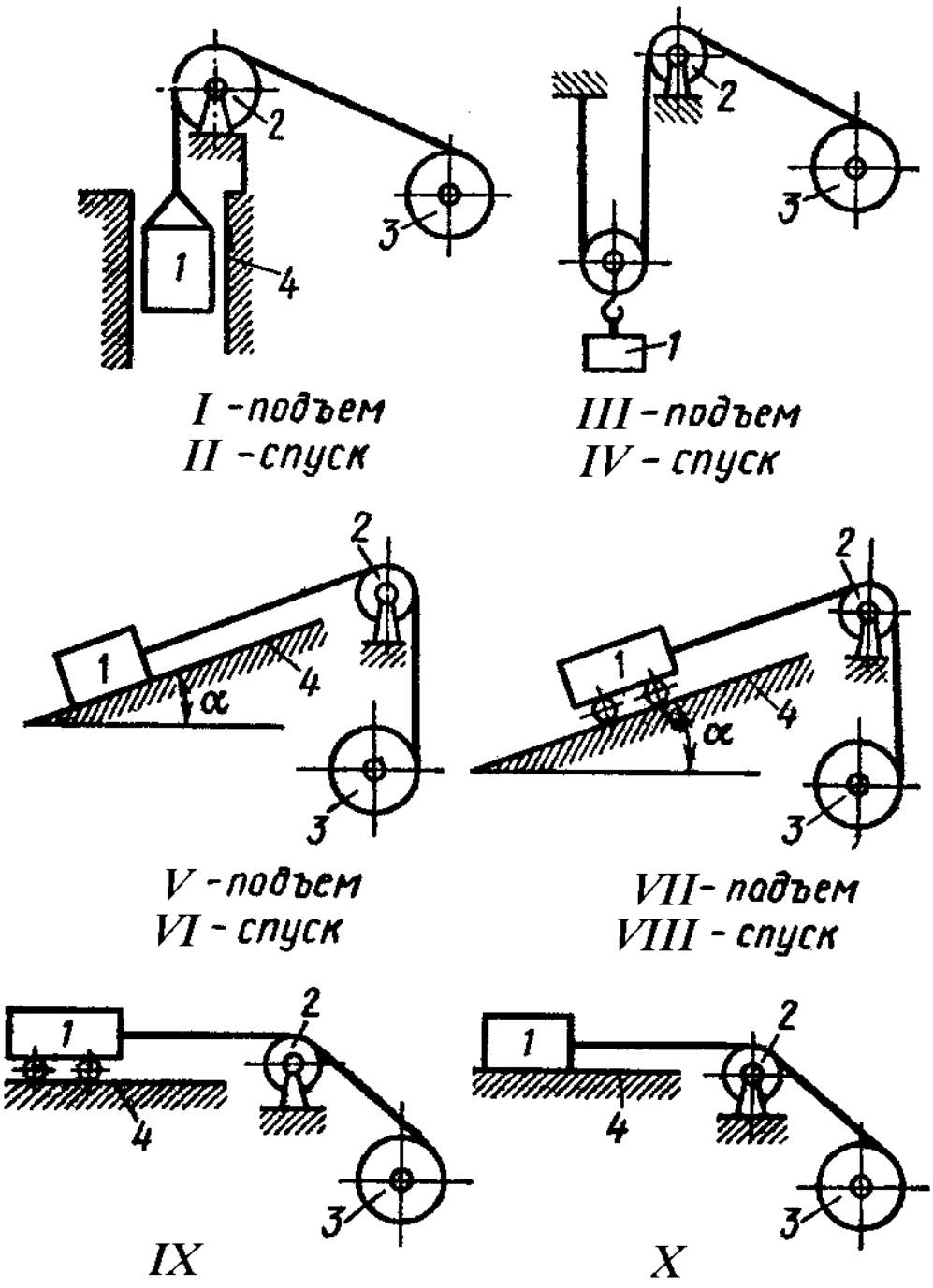


Рис. 1

Задача 2

Стальной стержень переменного сечения находится под действием продольной силы F и собственного веса.

Найти наибольшее напряжение в сечении круглого бруса и определить величину перемещения сечения *I-I*.

Расчетные схемы указаны на рис. 2, а числовые данные приведены в таблице 2.

При расчете можно принимать модуль упругости при растяжении для стали $E=2\cdot10^5$ МПа и плотность $\rho=7800$кг/м^3.

Таблица 2

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
A, м^2	$4\cdot10^{-4}$	$4\cdot10^{-4}$	$6\cdot10^{-4}$	$6\cdot10^{-4}$	$6\cdot10^{-4}$	$6\cdot10^{-4}$	$7\cdot10^{-4}$	$7\cdot10^{-4}$	$8\cdot10^{-4}$	$8\cdot10^{-4}$
a, м	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
b, м	7	7	7	6	5	5	5	4	4	3
c, м	8	7	6	6	6	5	4	4	3	3
F, кН	40	40	50	50	60	60	70	70	80	80

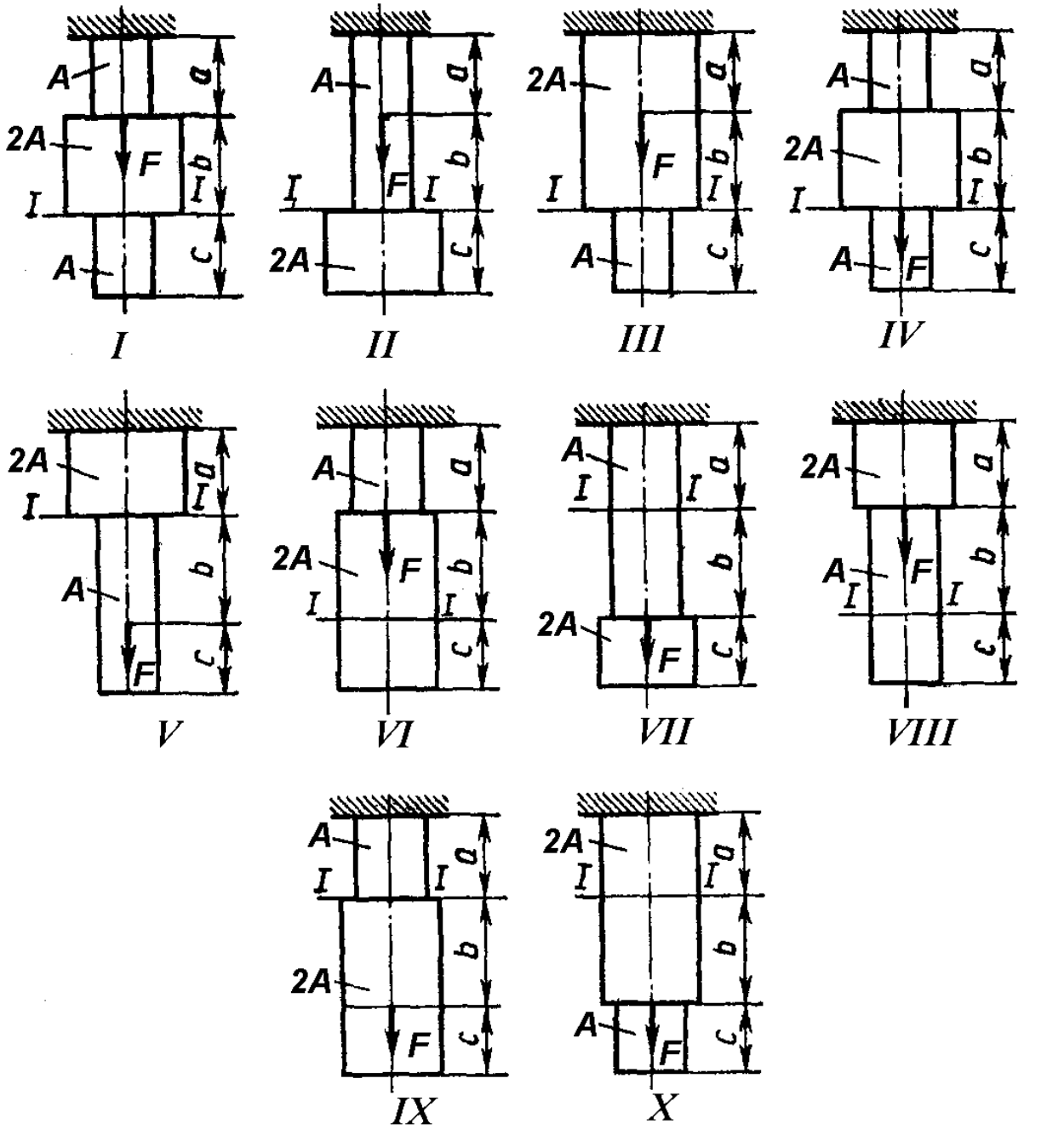


Рис. 2

Задача 3

К стальному ступенчатому валу, имеющему сплошное поперечное сечение, приложены четыре момента T_1, T_2, T_3, T_4 (рис. 3). Левый конец вала жестко закреплен в опоре, а правый конец - свободен и его торец имеет угловые перемещения относительно левого конца.

Требуется:

1) построить эпюру крутящих моментов по длине вала;

2) при заданном значении допускаемого напряжения на кручение определить диаметры d_1и d_2 вала из расчета на прочность, полученные значения округлить;

3) построить эпюру действительных напряжений кручения по длине вала;

4) построить эпюру углов закручивания, приняв G=0,4E. Данные взять из табл. 3.

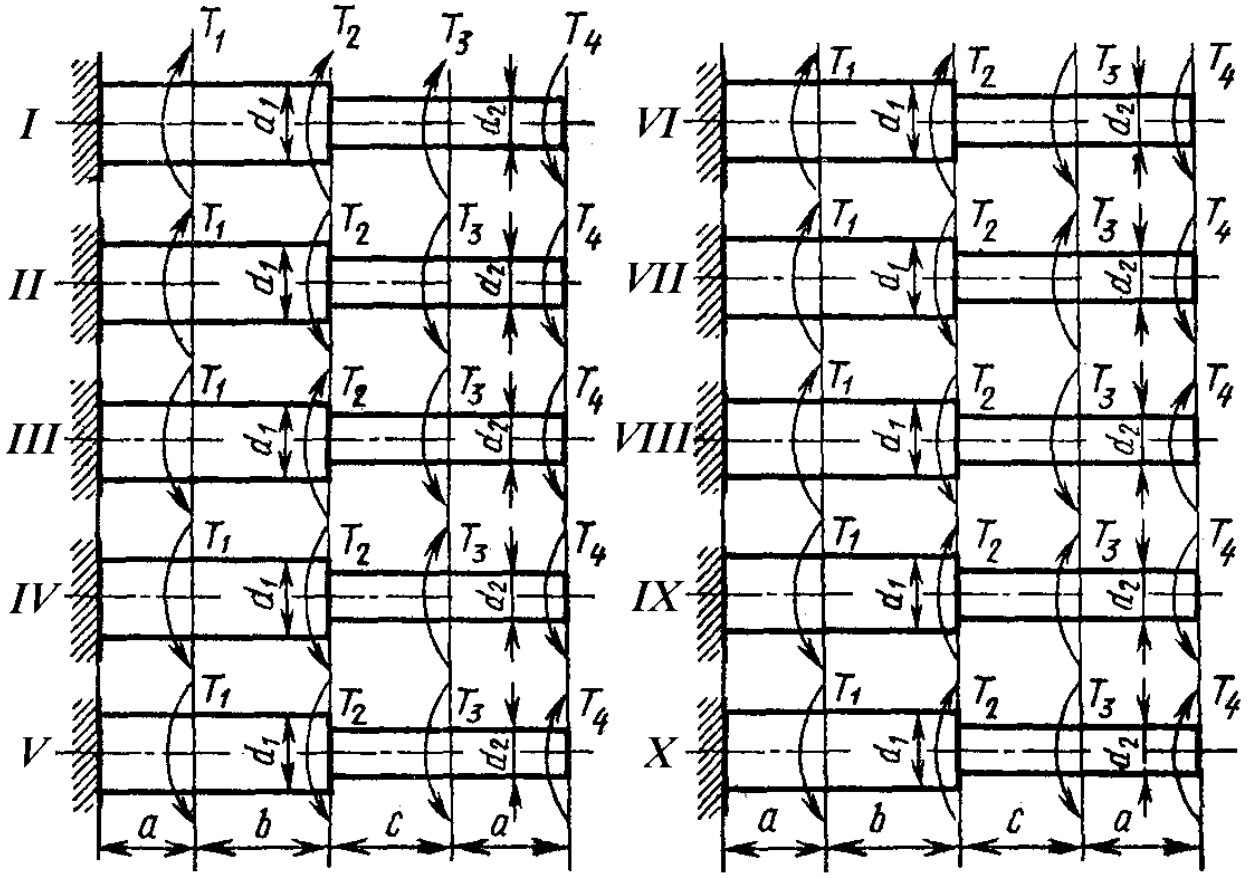


Рис. 3

Таблица 3

Вариант	Расстояния, м			Моменты, кН·м				[τ], МПа
	a	*b*	*c*	T_1	T_2	T_3	T_4	
1	1,0	1,0	1,0	5,1	2,1	1,1	0,1	30
2	1,1	1,1	1,1	5,2	2,2	1,2	0,2	30
3	1,2	1,2	1,2	5,3	2,3	1,3	0,3	35
4	1,3	1,3	1,3	5,4	2,4	1,4	0,4	36
5	1,4	1,4	1,4	5,5	2,5	1,5	0,5	40
6	1,5	1,5	1,5	5,6	2,6	1,6	0,6	40
7	1,6	1,6	1,6	5,7	2,7	1,7	0,7	45
8	1,7	1,7	1,7	5,8	2,8	1,8	0,8	45
9	1,8	1,8	1,8	5,9	2,9	1,9	0,9	50
10	1,9	1,9	1,9	6,0	3,0	2,0	1,0	50

Задача 4

Для заданной схемы балки (рис. 4) требуется написать выражения *F* и *M* для каждого участка в общем виде, построить эпюры *F* и *M*, найти M_{max} и подобрать стальную балку двутаврового поперечного сечения (см. Приложение 1) при [σ]=160МПа. Данные взять из табл. 4.

Таблица 4

Варианты	Данные величины						
	a, м	*b*, м	*c*, м	*l*, м	Изгибающий момент *M*, кН·м	Сосредоточенная сила *F*, кН	Равномерно распределяемая нагрузка *q*, кН/м
1	2,0	3,2	1,8	10	7	20	22
2	2,2	3,4	1,9	10	7	19	21
3	2,4	3,6	2,0	11	8	18	20
4	2,6	3,8	2,1	11	8	16	19
5	2,8	4,0	2,2	12	9	15	18
6	3,0	4,2	2,3	12	9	14	17
7	3,2	4,4	2,4	13	10	13	16
8	3,4	4,6	2,5	13	10	12	15
9	3,6	4,8	2,6	14	11	11	14
10	3,8	5,0	2,7	14	11	10	13

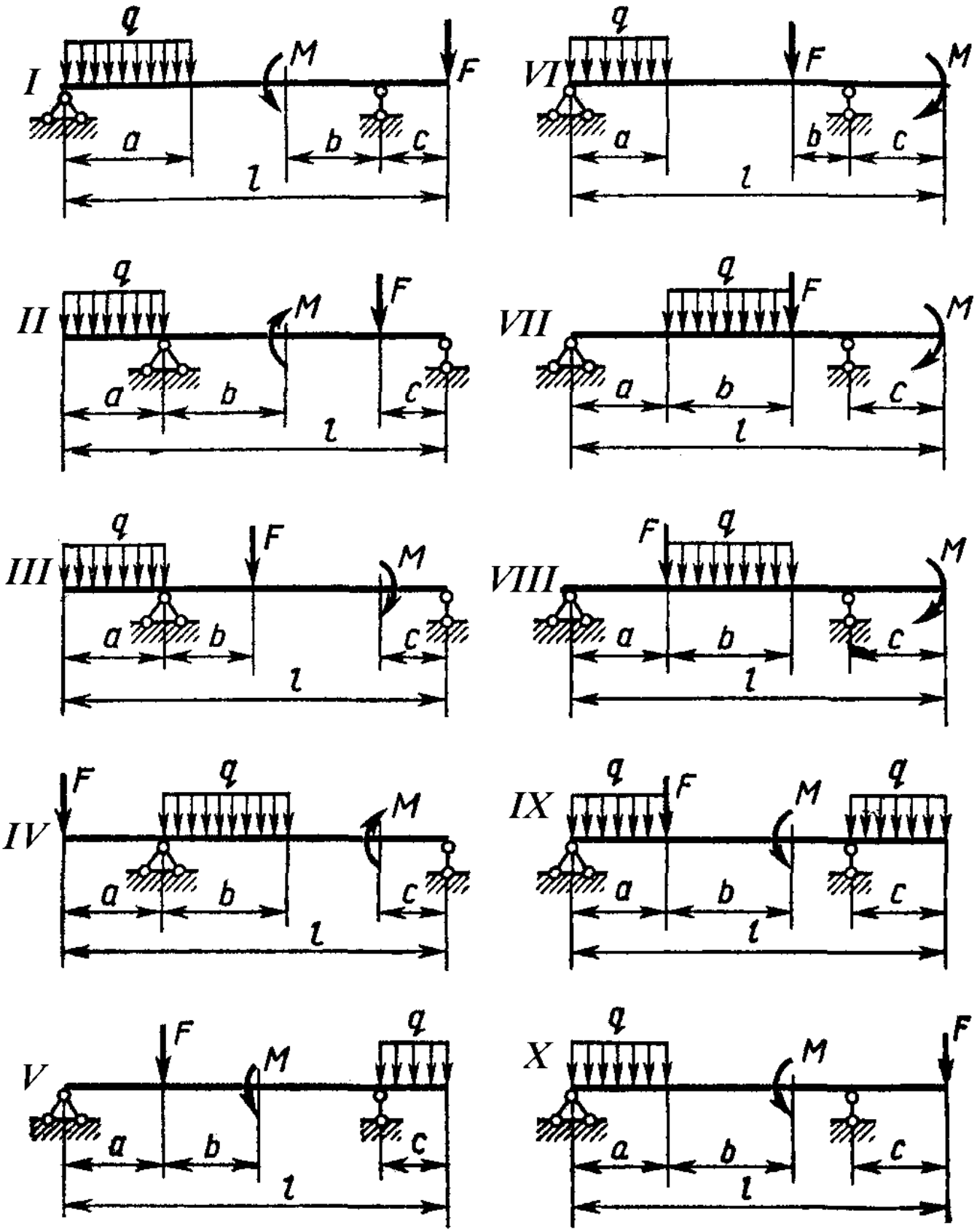

I
q
M
F
a
b
c
l
VI
q
F
M
a
b
c
l
II
q
M
F
a
b
c
l
VII
q
F
M
a
b
c
l
III
q
F
M
a
b
c
l
VIII
F
q
M
a
b
c
l
IV
F
q
M
a
b
c
l
IX
q
F
M
q
a
b
c
l
V
F
M
q
a
b
c
l
X
q
M
F
a
b
c
l

Рис. 4

Задача 5

На рис. 5 показаны схемы зубчатых передач. Входное колесо 1 в данный момент имеет угловую скорость ω_1 и постоянное угловое ускорение ε_1, направленное по движению или против движения. Определить:

1) передаточное отношение между входным и выходным звеньями и его знак (если их оси вращения параллельны);

2) угловую скорость и угловое ускорение выходного звена, их направления показать на схеме передачи;

3) время, в течение которого угловая скорость увеличится в два раза (если движение ускоренное), или уменьшится до нуля (если движение замедленное);

4) общий коэффициент полезного действия передачи.

В таблице заданных величин z - число зубьев колес приводится с индексом, соответствующим их номеру на схеме механизма, для червяка z - число заходов, а направление витков червяка указано буквами: л - левое, п - правое.

Для расчетов принять следующие значения к.п.д. (учитывающего потери и в зацеплении, и в подшипниках): для пары цилиндрических колес $\eta_ц$=0,97; для пары конических колес $\eta_к$=0,95; для планетарной передачи с внешними зацеплениями ее колес $\eta_п$=0,5, а для имеющей внутреннее зацепление одной из пар $\eta_п$=0,96; для червячной передачи при одно-, двух- и трехзаходном червяке - соответственно $\eta_ч$=0,7; 0,75; 0,8.

Для решения задачи нужно определить, из каких видов передач состоит заданное сложное соединение зубчатых колес, уметь находить планетарную передачу с ее характерными звеньями - водилом и сателлитами, разделить передачи на плоские и пространственные (с непараллельными осями вращения). Нужно понимать, когда направления вращений можно определять по алгебраическим знакам передаточного отношения, а когда для этого применять простановку стрелок на схеме. На червяк схематично нанести витки соответственно заданному направлению и учитывать его при определении направлений вращения. Очень важны показанные направления угловой скорости и углового ускорения - по ним определяют характер движения (ускоренное, замедленное).

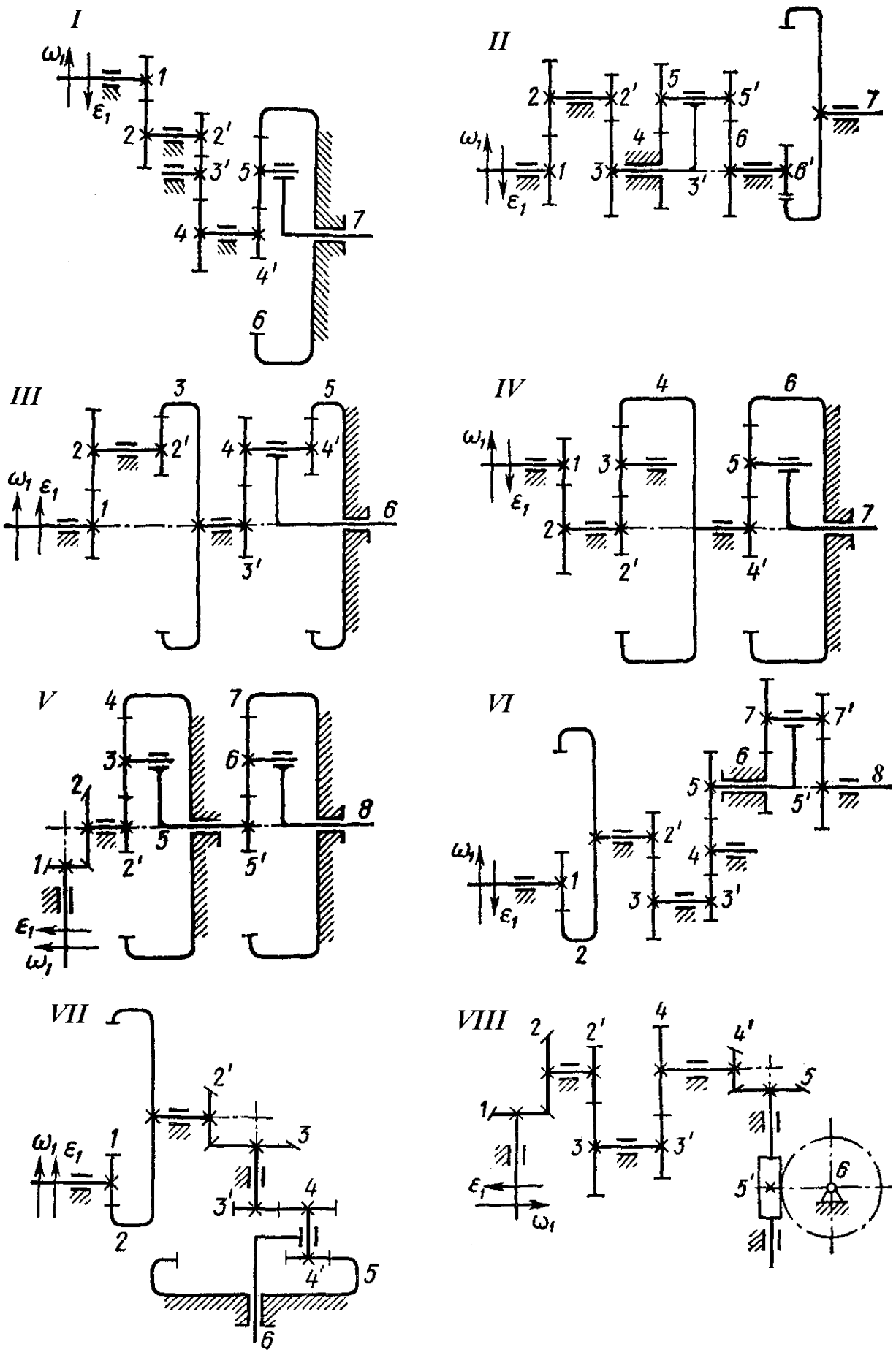


Рис. 5

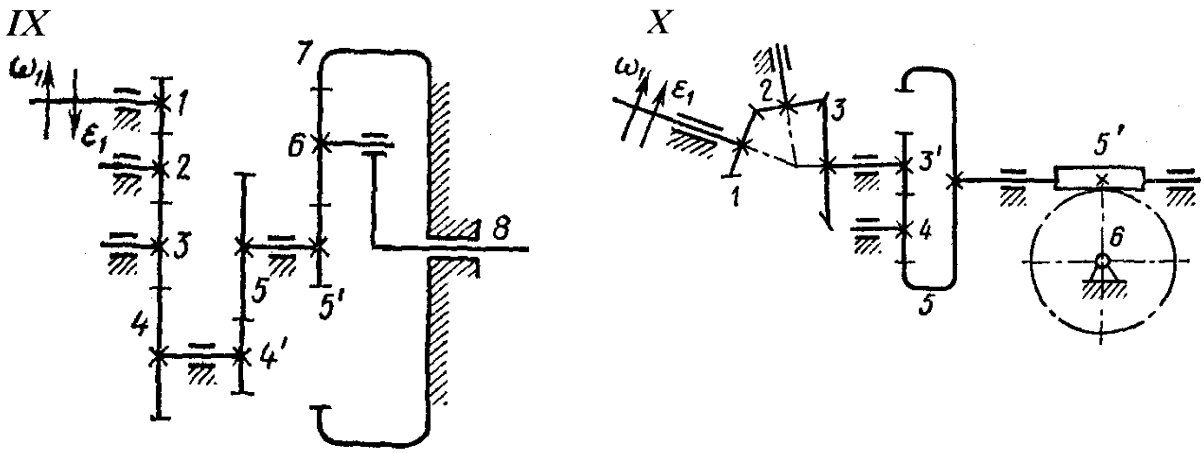


Рис. 5 (продолжение)

Таблица 5.I

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	15	16	14	14	17	18	14	15	16	14
z_2	20	30	24	20	34	24	20	30	28	26
$z_{2'}$	14	15	14	15	17	15	15	14	14	15
z_4	20	20	28	21	24	26	36	38	40	43
$z_{4'}$	15	14	14	16	15	18	14	18	19	20
z_5	21	22	21	22	21	25	22	26	25	40
z_6	57	58	56	60	57	68	68	70	69	100
ω_1, рад/с	280	180	240	250	300	250	150	200	350	100
ε_1, рад/с^2	50	60	180	125	75	50	100	50	40	20

Таблица 5.II

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	22	14	25	18	31	20	16	18	16	20
z_2	23	22	26	30	2§	30	28	28	24	21
$z_{2'}$	22	26	25	16	17	18	16	15	18	20
z_3	23	26	26	26	30	28	24	32	30	21
z_4	22	28	26	24	31	32	29	31	21	20
z_5	23	27	25	25	32	31	30	30	22	21
$z_{5'}$	22	28	26	24	31	32	29	31	21	20
z_6	23	27	25	25	32	31	30	30	22	21
$z_{6'}$	32	29	26	28	30	25	22	23	24	20
z_7	42	39	38	37	40	37	45	42	40	65
ω_1, рад/с	150	380	320	290	320	300	280	350	250	400
ε_1, рад/с^2	75	285	160	100	80	100	210	70	50	200

Таблица 5.III

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1, $z_{3'}$	20	23	24	17	22	19	14	16	18	20
z_2, z_4	40	30	38	25	36	36	26	40	30	28
$z_{2'}$, $z_{4'}$	22	21	22	20	26	26	21	20	22	20
z_3, z_5	82	74	84	62	84	79	61	76	70	68
ω_1, рад/с	320	190	220	180	200	240	300	260	340	280
ε_1, рад/с^2	80	95	165	200	50	180	200	130	285	210

Таблица 5.IV

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	15	17	14	19	16	18	14	18	14	18
z_2	24	32	24	28	30	27	21	31	19	25
$z_{2'}$, $z_{4'}$	30	25	20	20	25	21	30	29	34	42
z_3, z_5	20	30	40	30	21	20	21	21	20	20
z_4, z_6	70	85	100	80	67	61	72	71	74	82
ω_1, рад/с	260	240	240	350	400	220	150	150	300	200
ε_1, рад/с^2	195	100	180	200	50	55	60	200	200	50

Таблица 5.V

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	18	19	16	17	18	13	14	14	16	15
z_2	25	28	31	27	39	24	27	20	30	25
$z_{2'}$, $z_{5'}$	40	35	28	30	18	22	25	20	20	21
z_3, z_6	20	20	20	20	24	36	20	40	30	20
z_4, z_7	80	75	68	70	66	94	65	100	80	61
ω_1, рад/с	320	360	400	180	350	320	280	120	300	250
ε_1, рад/с^2	80	60	50	90	200	240	75	40	200	100

Таблица 5.VI

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	29	30	27	26	25	24	23	22	21	20
z_2	39	40	40	36	37	40	42	46	56	65
$z_{2'}$	20	15	20	16	17	16	15	17	15	14
z_3	29	32	31	24	25	23	28	26	30	26
$z_{3'}$	19	21	22	15	16	15	16	13	14	15

z_5	29	31	30	22	23	21	22	20	24	25
z_6	31	30	18	17	20	19	26	25	21	20
z_7	30	31	17	18	19	20	25	26	20	21
$z_{7'}$	31	30	18	17	20	19	26	25	21	20
z_8	30	31	17	18	19	20	25	26	20	21
ω_1, рад/с	300	260	120	280	225	100	350	150	300	200
ε_1, рад/с^2	150	65	200	120	50	50	200	100	75	40

Таблица 5.VII

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	22	22	21	21	26	25	21	22	22	20
z_2	50	45	60	55	36	38	60	50	60	62
$z_{2'}$	18	14	18	17	16	14	15	16	17	15
z_3	29	26	32	30	24	*26*	24	24	30	28
$z_{3'}$	16	17	23	24	20	20	15	18	16	15
z_4	40	27	30	38	40	30	26	28	24	25
$z_{4'}$	20	20	21	22	22	20	20	21	21	22
z_5	76	64	74	84	82	70	61	67	61	62
ω_1, рад/с	240	320	400	280	350	300	150	200	250	180
ε_1, рад/с^2	180	240	100	210	200	75	25	100	50	90

Таблица 5.VIII

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	22	17	20	17	21	18	20	18	17	17
z_2	30	23	21	25	24	21	24	30	17	20
$z_{2'}$	16	14	15	15	16	17	15	16	14	14
z_3	28	23	24	20	30	24	28	20	20	16
$z_{3'}$	15	15	14	16	14	14	17	18	15	15
z_4	31	28	24	24	21	20	30	32	20	20
$z_{4'}$	19	18	17	18	19	18	17	18	17	18
z_5	28	27	32	31	32	28	30	32	26	28
$z_{5'}$	2, л	3, п	2,л	1,п	3, л	2,п	1, л	3,п	2, л	1,п
z_6	50	33	38	40	42	40	30	36	30	50
ω_1, рад/с	380	320	350	320	280	250	300	400	150	350
ε_1, рад/с^2	190	80	70	80	70	125	60	250	50	100

Таблица 5.IX

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	20	14	15	19	17	14	15	18	15	14
z_4	30	26	25	26	28	21	20	30	21	30
$z_{4'}$	18	14	15	18	16	17	16	14	15	14
z_5	24	26	27	30	24	24	23	21	30	26
$z_{5'}$	15	15	14	16	15	14	15	14	18	20
z_6	35	30	26	30	24	23	21	22	21	25
z_7	85	75	66	76	63	60	57	58	60	70
ω_1, рад/с	210	280	400	180	220	240	250	350	200	150
ε_1, рад/с^2	630	140	250	45	550	60	400	70	500	60

Таблица 5.X

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	19	18	20	17	18	19	17	18	18	17
z_3	27	24	32	30	25	30	27	30	25	28
$z_{3'}$	21	20	16	14	14	15	17	15	16	15
z_5	52	50	42	46	50	49	48	45	50	45
$z_{5'}$	3,п	2, л	1,п	2, л	1,п	3, л	2,п	1,л	2,п	3,л
z_6	33	34	50	32	29	36	40	28	28	30
ω_1, рад/с	150	200	350	240	300	350	250	100	200	180
ε_1, рад/с^2	500	250	700	600	500	175	125	60	50	60

Задача 6

Выходное звено механизма, показанного на рис. 6, совершает возвратно-поступательное (или возвратно-вращательное) движение и нагружено на рабочем ходу постоянной силой F_c (или моментом T_c) полезного сопротивления. На холостом ходу, при обратном направлении движения выходного звена, полезное сопротивление отсутствует, но продолжают действовать вредные сопротивления. Учитывая трение в кинематических парах и зная к.п.д. механизма, определить:

1) движущий момент $T_д$, постоянный по величине, который нужно приложить к входному звену при установившемся движении с циклом, состоящим из рабочего и холостого ходов;

2) работы сил трения на рабочем и холостом ходах, считая, что вредное сопротивление постоянно на каждом из ходов, но на рабочем ходу оно в три раза больше, чем на холостом;

3) изменение кинетической энергии механизма за время рабочего хода

и за время холостого хода;

4) мощность, требуемую от привода при вращении входного звена со средней скоростью ω_1 и средние (за целый оборот) мощность полезного сопротивления и мощность сил трения.

Решение задачи основано на использовании уравнения движения механизма, устанавливающем связь между изменением кинетической энергии и работами сил (теореме об изменении кинетической энергии). Работа сил и моментов определяется соответственно по линейным или угловым перемещениям звеньев, на которые они действуют, для чего нужно найти положения механизма при крайних положениях выходного звена. Перемещения звеньев, линейные и угловые, можно определить по чертежу, выполненному в масштабе, или рассчитать аналитически. Чтобы определить зоны рабочего и холостого ходов для входного звена, нужно учитывать связь движения с показанным направлением действия полезного сопротивления, которое на рабочем ходу должно препятствовать движению выходного звена. Размеры звеньев, согласно их обозначениям на схеме механизма, и другие необходимые величины приведены в таблицах числовых данных, где η - коэффициент полезного действия, в задачах типа IV m - модуль реечного зацепления, z - число зубьев колеса. В задачах типов I и V применено геометрическое замыкание звеньев в высшей паре, предупреждающее отход звеньев друг от друга; в задачах типа V ролик радиуса r перекатывается в круговом пазу входного звена, охваченный наружным и внутренним профилями паза, в задачах типа I круглый эксцентрик охвачен рамкой выходного звена.

Примечание. Сначала необходимо построить механизм в крайних положениях и по заданным направлениям угловой скорости входного звена ω_1 и постоянной силы F_c (или момента T_c) полезного сопротивления установить рабочие и холостые ходы. С этого чертежа при графическом определении линейных и угловых перемещений звеньев необходимо снять:

1) для входного звена его углы поворота на рабочем ходу φ_p и на холостом ходу φ_x;

2) для выходного звена при его возвратно-поступательном движении линейное перемещение, т. е. ход s, или при его возвратно-вращательном движении угол размаха ψ.

Таблица 6.I

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R, мм	35	15	20	30	25	45	50	20	60	40
OA, мм	20	8	12	20	15	20	30	10	30	15
F_c, Н	65	30	45	65	60	90	120	50	100	40
η	0,72	0,7	0,71	0,69	0,7	0,72	0,68	0,71	0,72	0,7
ω_1, рад/с	75	150	120	110	80	90	70	100	60	80

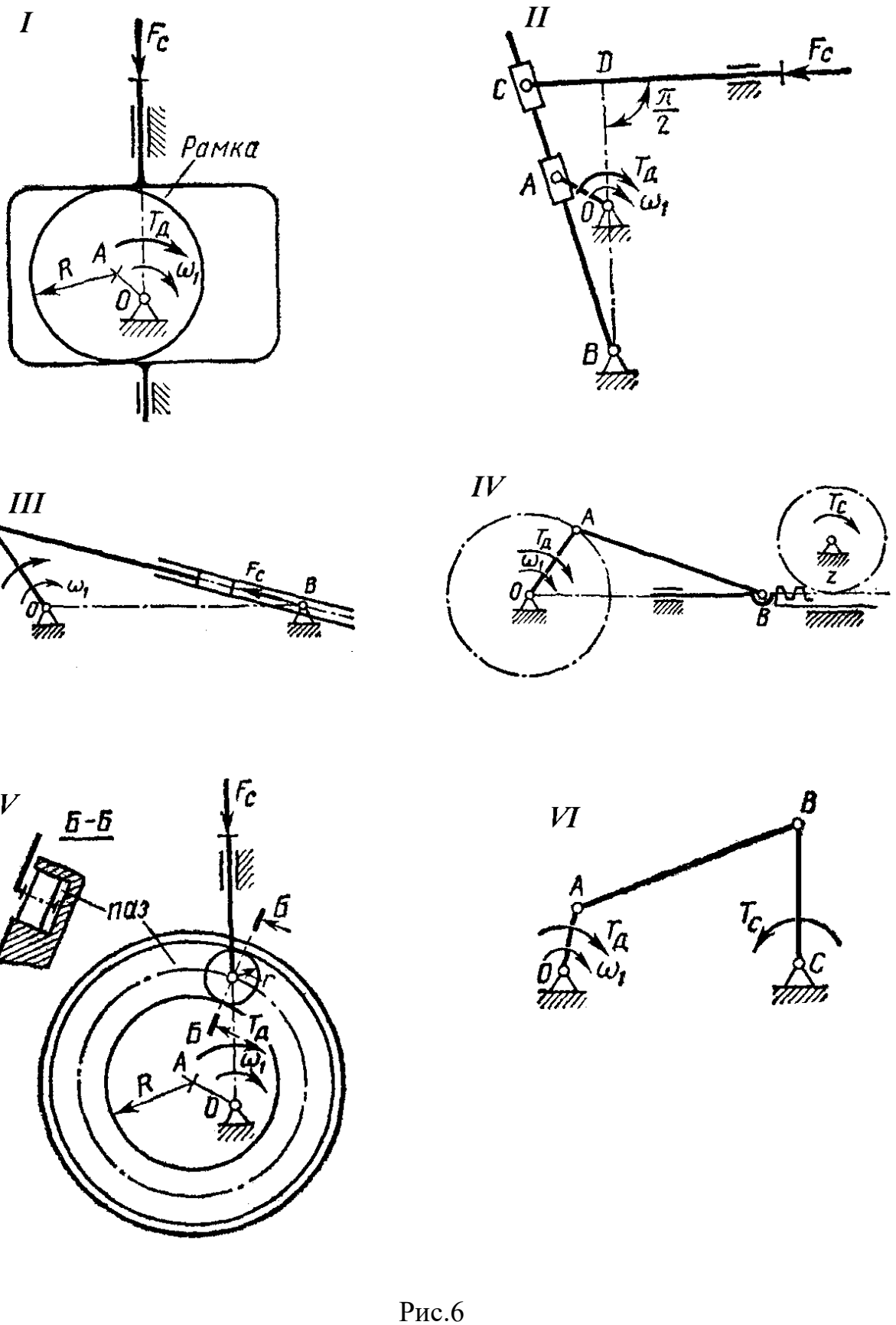

I
Fc
Рамка
Tд
R
A
ω1
O
II
C
D
Fc
π/2
A
Tд
ω1
O
B
III
A
Tд
ω1
O
Fc
B
IV
A
Tд
ω1
O
Tc
z
B
V
Fc
Б-Б
паз
Б
r
Б
Tд
A
ω1
R
O
VI
B
A
Tд
ω1
O
Tc
C

Рис.6

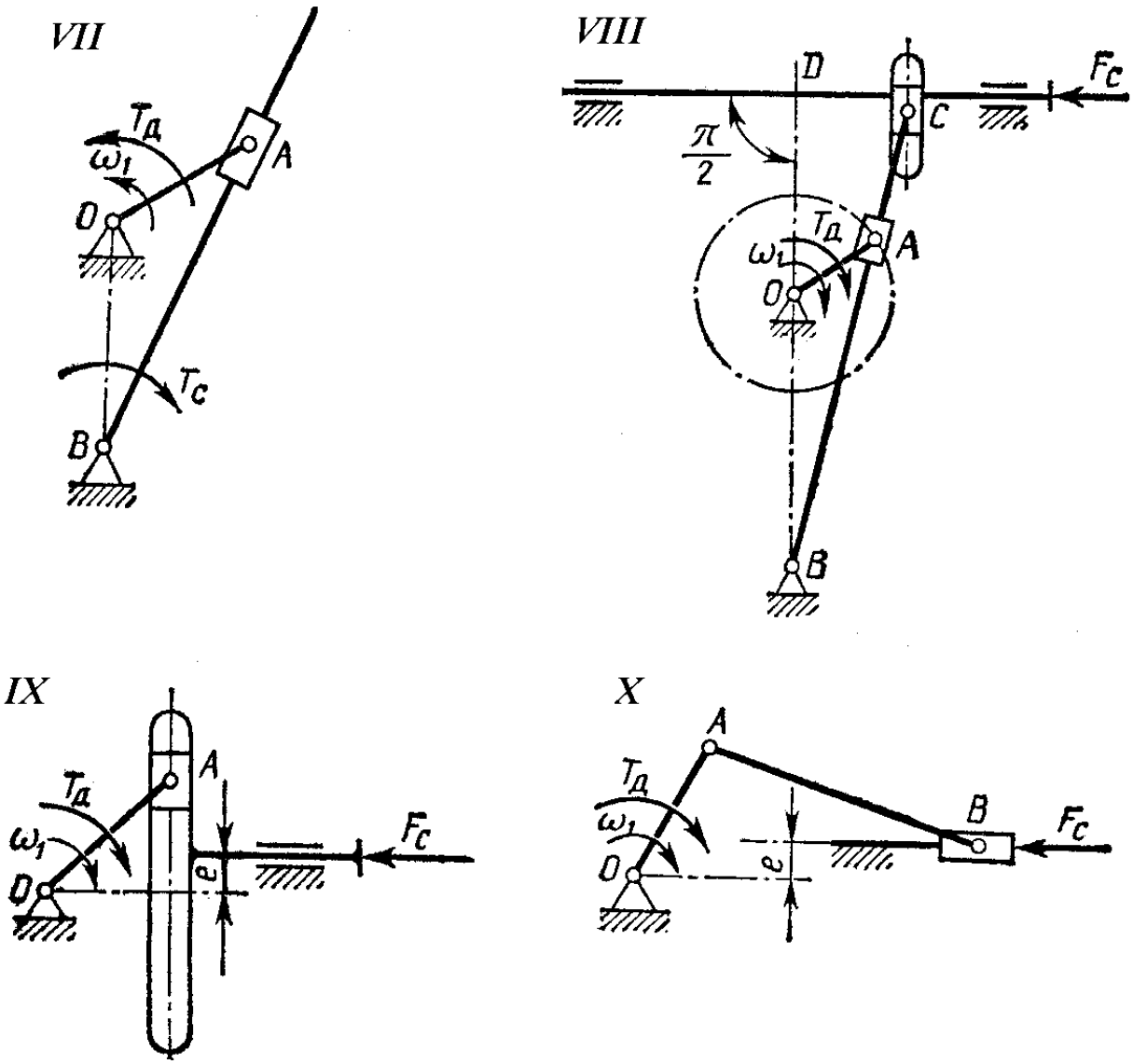


Рис. 6 (продолжение)

Таблица 6.II

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
OA, мм	40	30	65	180	120	25	200	160	100	50
OB, мм	100	80	200	650	480	100	620	400	120	90
BD, мм	200	150	300	900	650	200	900	650	360	150
F_c, Н	1500	5	500	9000	2200	20	8000	5000	3000	600
η	0,64	0,62	0,65	0,63	0,61	0,6	0,65	0,64	0,62	0,6
ω_1, рад/с	50	150	30	12	25	40	10	16	10	20

Таблица 6.III

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
OA, мм	90	120	25	10	150	20	100	80	40	50
OB, мм	250	300	70	30	380	80	350	300	100	150
F_c, Н	4000	9000	400	100	5000	600	8000	4000	1500	1200
η	0,75	0,77	0,79	0,8	0,74	0,8	0,75	0,78	0,76	0,75
ω_1, рад/с	25	50	120	100	20	90	30	40	80	60

Таблица 6.IV

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
OA, мм	38	18	35	22	15	40	25	30	20	10
AB, мм	110	45	80	55	40	100	75	80	50	30
m, мм	3	2	1,5	2	1,5	3	2,5	2	2	1,5
z	25	20	30	35	40	30	20	50	30	40
η	0,72	0,7	0,69	0,76	0,73	0,76	0,74	0,71	0,72	0,7
T_c, Н·м	100	25	15	40	20	120	45	60	30	20
ω_1, рад/с	50	75	50	60	85	70	120	90	80	100

Таблица 6.V

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
R, мм	40	60	20	50	42	25	30	20	15	35
OA, мм	18	25	10	20	20	15	18	14	7	22
r, мм	10	15	6	12	10	7	8	4	5	8
η	0,81	0,8	0,82	0,84	0,8	0,85	0,83	0,8	0,81	0,8
F_c, Н	55	120	50	100	90	60	65	45	30	70
ω_1, рад/с	80	60	100	80	90	110	180	120	140	70

Таблица 6.VI

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
OA, мм	70	140	60	120	50	100	40	80	30	60
OC, мм	150	280	120	240	120	200	100	160	70	120
BC, мм	160	350	160	300	110	250	250	200	80	150
AB, мм	200	350	180	300	150	250	250	200	90	150
T_c, Н·м	240	600	250	300	2	120	20	150	25	100
η	0,92	0,92	0,93	0,89	0,94	0,91	0,92	0,9	0,93	0,4
ω_1, рад/с	100	10	60	80	260	80	150	50	160	110

Таблица 6.VII

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
OA, мм	40	30	60	180	120	25	200	150	100	50
OB, мм	100	80	200	700	500	100	600	400	200	85
T_c, Н·м	150	1	600	900	300	4	800	450	500	50
η	0,72	0,69	0,74	0,73	0,75	0,71	0,68	0,7	0,7	0,75
ω_1, рад/с	60	160	40	12	25	12	10	15	8	10

Таблица 6.VIII

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	6	9	10
OA, мм	50	100	160	200	25	120	150	60	30	40
OB, мм	120	250	400	600	100	480	450	180	100	100
BC=BD, мм	160	400	600	900	180	650	600	300	150	180
F_c, Н	600	3000	5000	8000	250	2000	9000	500	100	150
η	0,6	0,62	0,64	0,65	0,6	0,61	0,63	0,64	0,6	0,65
ω_1, рад/с	40	30	20	10	40	25	15	30	80	50

Таблица 6.IX

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
OA, мм	70	25	100	10	40	20	80	60	50	30
e, мм	30	15	40	5	0	10	30	30	10	12
F_c, Н	4000	120	2000	10	400	50	2000	800	200	100
η	0,65	0,71	0,68	0,75	0,72	0,75	0,71	0,65	0,75	0,7
ω_1, рад/с	100	150	60	180	80	150	80	140	120	100

Таблица 6.X

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
OA, мм	150	120	25	10	100	80	20	50	40	30
e, мм	60	50	10	4	30	20	10	25	8	10
AB, мм	400	350	90	30	300	300	90	200	100	100
F_c, Н	8000	9000	1000	90	7000	8000	1000	2000	800	500
η	0,76	0,7	0,8	0,9	0,86	0,9	0,75	0,7	0,8	0,85
ω_1, рад/с	60	100	240	400	80	150	300	250	200	100

Задача 7

На рис. 7 показаны схемы различных соединений. В соответствии с шифром нужно рассчитать одно из них. Необходимые для расчета данные приведены в соответствующих таблицах. Допускаемые напряжения определяются студентом в зависимости от самостоятельно выбранного материала, вида сварки, размера резьбовых деталей и других параметров. Следует иметь в виду, что расчет резьбовых соединений должен заканчиваться подбором резьбы по ГОСТ. Основные размеры метрической резьбы и допускаемые силы затяжки болтов можно найти в приложении 2.

Тип I. Проверить прочность сварных швов, соединяющих диск с зубчатым ободом и диск со ступицей (рис. 7, I). Мощность P, передаваемая колесом, угловая скорость его ω, катеты швов K_1 и K_2 и размеры d_C, D_O, d заданы в табл. 7.I.

Материал диска - сталь Ст3, материал ступицы и обода - сталь.

Таблица 7.I

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P, кВт	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38
ω, рад/с	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
d_C, мм	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165
D_O, мм	450	475	500	525	550	575	600	625	70	0 750
d, мм	500	525	550	575	600	625	650	675	750	800
K_1, мм	4	4	4	6	6	6	8	8	8	8
K_2, мм	6	6	6	8	8	8	10	10	10	10
Тип электрода	Э34					Э42				
Метод сварки	Ручной					Полуавтоматический				

Тип II. Рассчитать болты, скрепляющие зубчатое колесо с барабаном лебедки (рис. 7, II). Расчет вести в двух вариантах: а) болты поставлены с зазором; б) болты поставлены без зазора. Грузоподъемность лебедки F и диаметры D_1 и D_2 заданы в табл. 7.II.

Материал барабана - чугун, материал колеса - сталь 35. Числом болтов задаться.

Таблица7.II

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	18	20	22	24	26	28	30	32	34	36
D_1, мм	250	250	300	300	350	350	400	400	450	450
D_2, мм	400	400	450	450	500	500	550	550	600	600

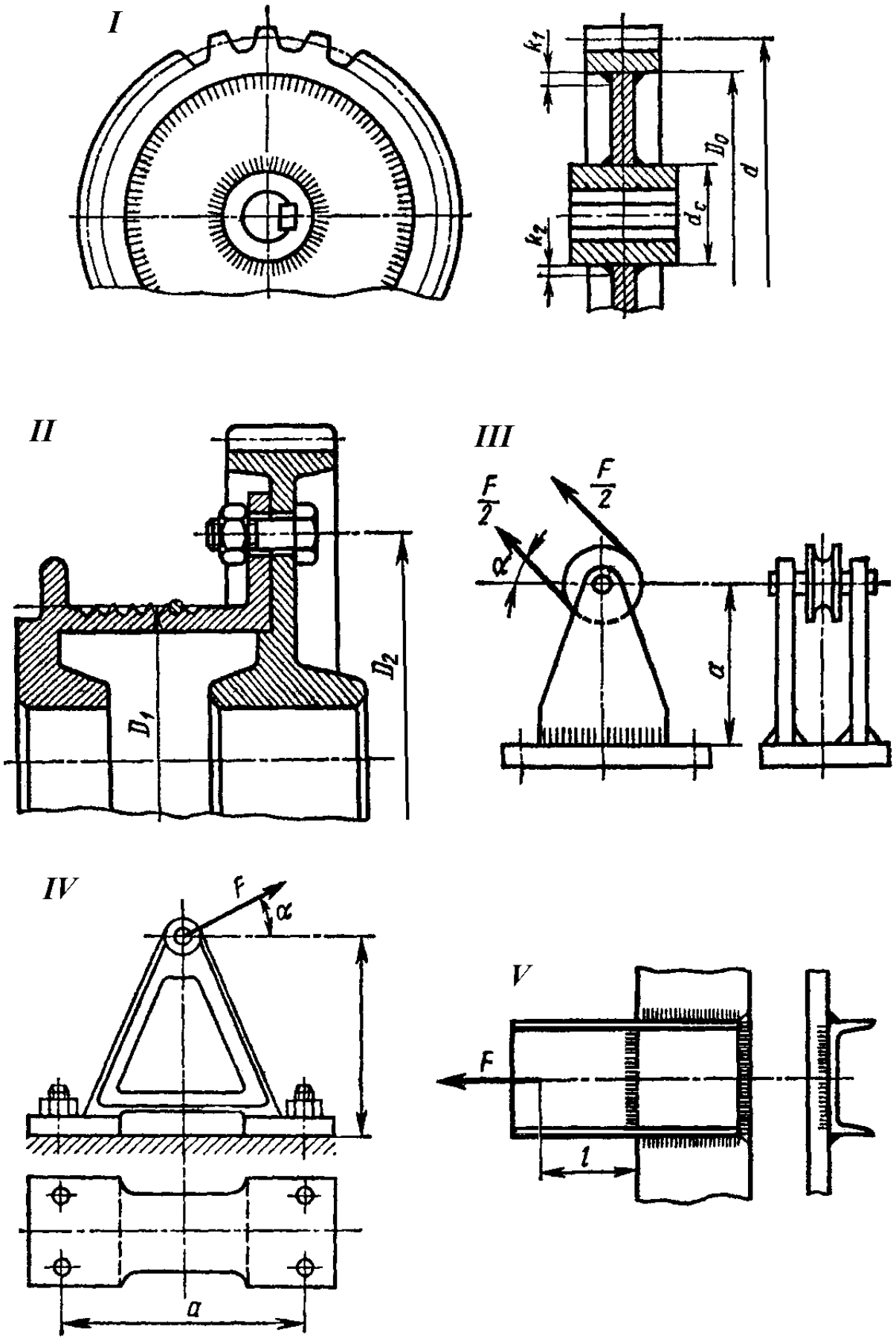


Рис. 7

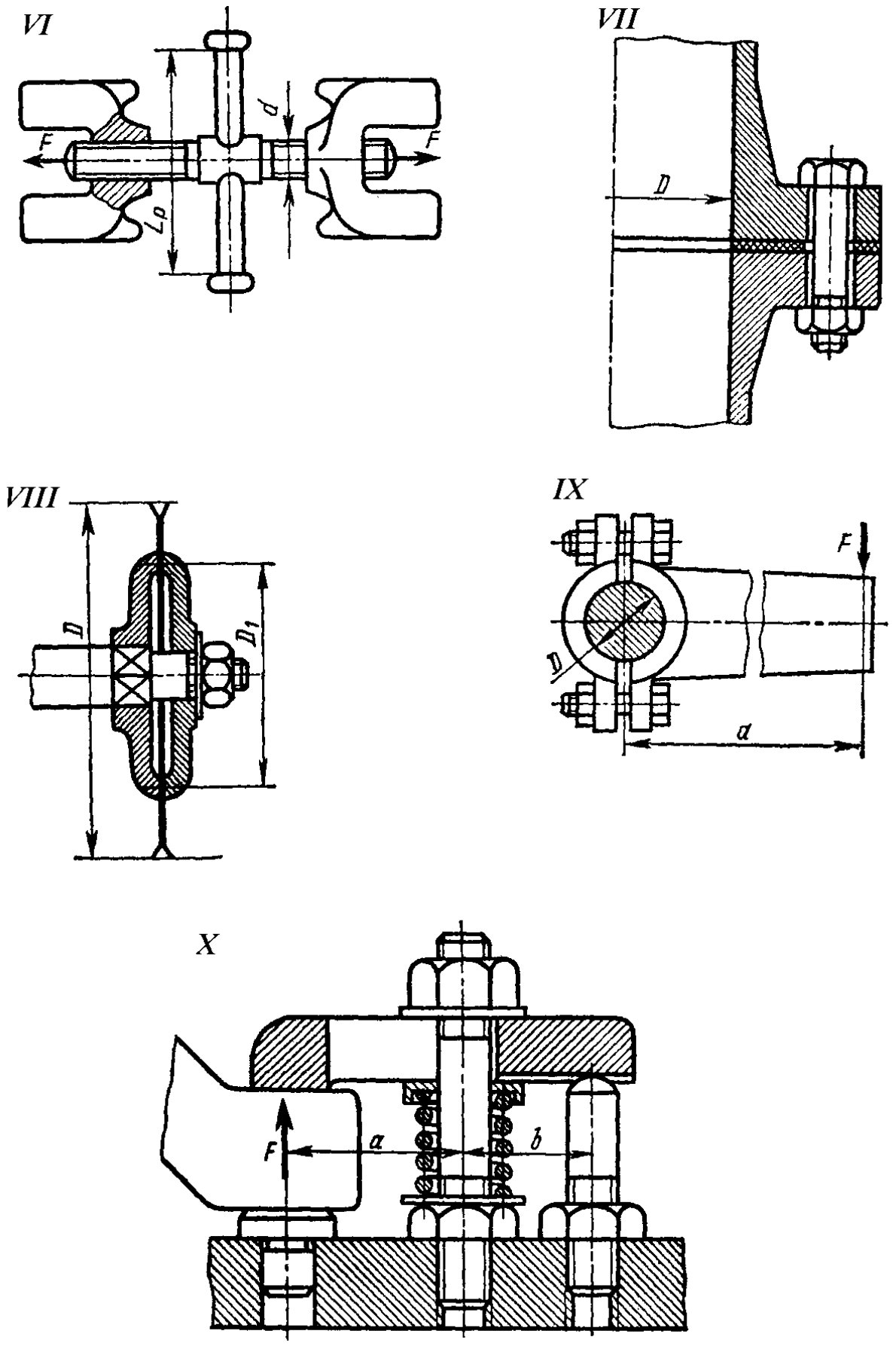


Рис. 7 (продолжение)

Тип III. Рассчитать сварное соединение, крепящее неподвижный блок монтажного устройства к плите (рис. 7, III), по данным табл. 7.III.

Материал электрода и метод сварки выбрать самостоятельно, недостающими данными задаться.

Таблица 7.III

	Варианты									
Величина	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	30	31	32	33	34	35	36	37	38	39
a, мм	600	600	600	500	500	500	450	450	400	400
α, рад	π/4	π/3	π/6	π/4	π/3	π/6	π/4	π/3	π/6	π/4

Тип IV. Определить диаметр фундаментных болтов, крепящих стойку к бетонному основанию (рис. 7, IV). Коэффициент трения основания стойки о бетон *f*=0,4. Болты принять с метрической резьбой по ГОСТ. Данные для расчета приведены в табл. 7.IV.

Недостающие данные выбрать самостоятельно.

Таблица 7.IV

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38
α, рад	π/6	π/4	π/3	π/4	π/6	π/3	π/6	π/4	π/3	π/6
a, мм	600	600	650	650	700	700	750	750	800	800
b, мм	400	450	500	550	600	650	700	750	800	850

Тип V. Рассчитать сварное соединение, крепящее опорный швеллер №16а к стальной плите (рис. 7, V). Материал электрода и метод сварки назначить самостоятельно. Данные для расчета приведены в табл. 7.V.

Таблица 7.V

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	28	26	24	22	20	18	16	14	12	10
l, мм	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500

Тип VI. Рассчитать винтовую стяжку (рис. 7,VI) с максимальным усилием на винте *F* по данным табл. 7.VI. Определить также размеры рукоятки.

Материал винта и гайки и другие недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 7.VI

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24

Тип VII. Определить диаметр болтов фланцевого соединения верхней части автоклава с его корпусом (рис. 7, VII). Давление жидкости внутри автоклава по манометру p, внутренний диаметр верхней части автоклава D и количество болтов z заданы в табл. 7.VII.

Таблица 7.VII

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p, МПа	1,8	1,7	1,6	1,5	1,4	1,3	1,2	1,7	1,0	0,9
D, мм	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
z	6	6	6	6	6	8	8	8	8	8

Тип VIII. Определить диаметр нарезной части вала дисковой пилы, которая удерживается между двумя шайбами посредством сил трения, возникающих при затяжке гайки на конце вала (рис. 7, VIII). Пила преодолевает силу сопротивления резанию F. Данные для расчета приведены в табл. 7.VIII.

Таблица 7.VIII

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, Н	600	625	650	675	700	725	750	775	800	825
D, мм	700	700	650	650	600	600	550	550	500	500
D_1, мм	400	400	350	350	300	300	250	250	200	200

Тип IX. Рассчитать клеммовое болтовое соединение, обеспечивающее передачу крутящего момента с рычага в результате приложенной на его конце - силы F на вал диаметром D (рис. 7, IX), по данным табл. 7.IX. Коэффициент трения f.

Таблица 7.IX

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
D, мм	40	42	45	48	50	52	55	58	60	65
f	0,2	0,2	0,2	0,18	0,18	0,18	0,2	0,2	0,2	0,2
F, Н	600	650	700	750	800	850	900	950	1000	1050
a, мм	400	420	440	460	480	500	520	540	560	580

Тип X. Определить диаметр резьбы стяжной шпильки станочного прихвата (рис. 7, X) по данным табл. 7.X. Усилием пружины пренебречь.

Таблица 7.X

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5
a, мм	120	125	130	135	140	145	150	155	160	165
b, мм	115	115	120	120	130	130	140	140	150	150

Задача 8

При расчете ременной, цепной и фрикционной передач требуется определить диаметры шкивов (звездочек), межосевое расстояние, а также другие геометрические параметры и силы давления, которые действуют на вал передачи. В заданиях приведены лишь принципиальные схемы передач и их мощностные и некоторые кинематические параметры. Условия их работы выбираются студентом самостоятельно.

В результате прочностного расчета передач винт-гайка необходимо определить диаметр винта и геометрические параметры гайки и резьбы. Материал винта и гайки выбирается студентом самостоятельно.

Тип I. Рассчитать клиноременную передачу, работающую в различных нагрузочных режимах (рис. 8, I), по данным табл. 8.I.

Таблица 8.I

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1, кВт	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
ω_1, рад/с	77	77	77	100	100	100	150	150	150	150
ω_2, рад/с	26	28	30	32	34	36	40	42	44	48

Тип II. Рассчитать плоскоременную передачу с натяжным роликом (рис. 8, II) при условии, что мощность, передаваемая ведущим шкивом, P_1, угловая скорость его ω_1 и передаточное отношениеiзаданы в табл. 8.II.

Пусковая и рабочая нагрузки колеблются в пределах 130% - 140% от номинальной. Недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 8.II

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1, кВт	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ω_2, рад/с	77	77	77	77	100	100	100	150	150	150
i	2,2	2,4	2,6	2,8	3,0	3,2	3,4	3,6	3,8	4,0

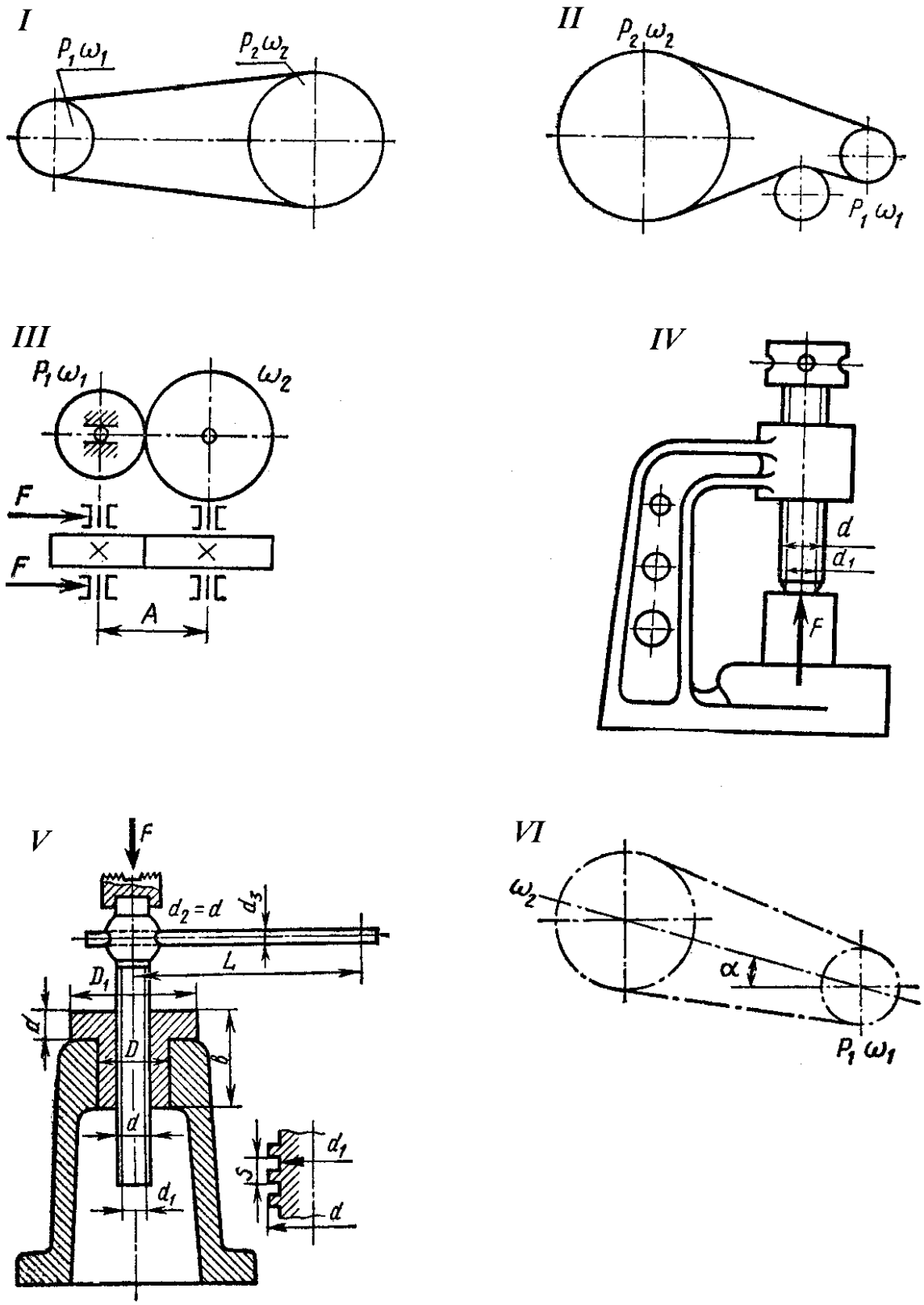

I
P1 ω1
P2 ω2
II
P2 ω2
P1 ω1
III
P1 ω1
ω2
F
F
A
IV
d
d1
F
V
F
d2 = d
d3
L
D1
d
D
b
d
d1
d1
d3
d
VI
ω2
α
P1 ω1

Рис. 8

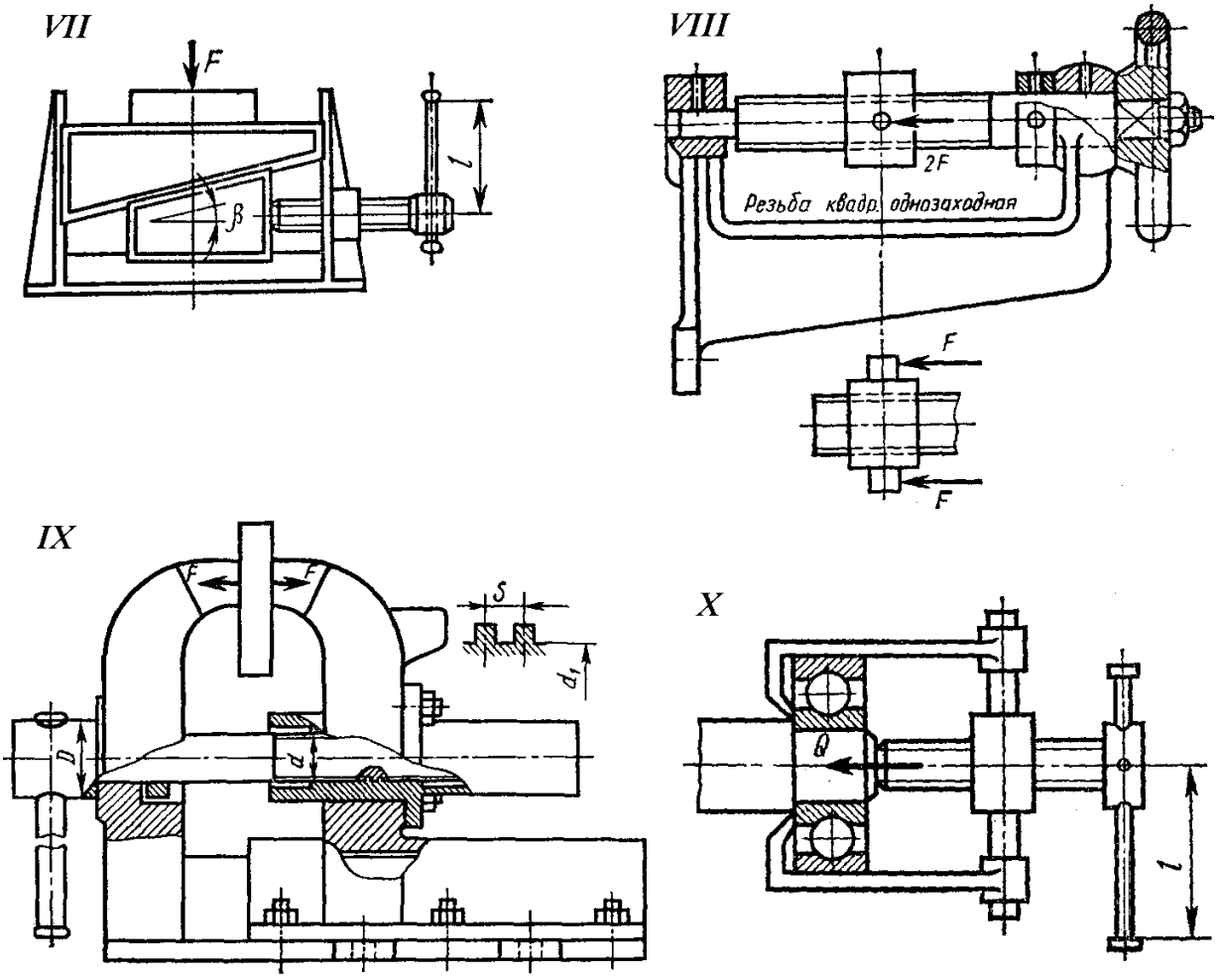


Рис. 8 (продолжение)

Тип III. Рассчитать фрикционную цилиндрическую передачу (рис. 8, III, табл. 8.III). Передаваемая ведущим колесом мощность P_1 при угловой скорости ω_1 и на ведомом колесе ω_2.

Таблица 8.III

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1, кВт	10	8	6	14	10	6	9	6	5	6
ω_1, рад/с	90	100	100	100	120	120	140	140	200	150
ω_2, рад/с	45	50	55	60	70	80	80	70	80	80

Тип IV. Рассчитать винт и гайку пресса (рис. 8, IV, табл. 8.IV). На винт действует продольная сила *F*. Резьба гайки и винта прямоугольная, материал гайки - чугун СЧ18-36.

Таблица 8.IV

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5

Тип V. Рассчитать винт и гайку домкрата (рис. 8, V, табл. 8.V) при условии, что вес поднимаемого груза *F*.

Таблица 8.V

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60

Тип VI. Рассчитать приводную роликовую цепь по данным табл. 8.VI (рис. 8, VI).

Таблица 8.VI

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1, кВт	5	3	10	15	20	15	10	5	10	10
ω_1, рад/с	50	20	100	170	170	170	70	70	170	100
ω_2, рад/с	20	10	30	60	70	80	30	40	90	25
α, рад	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	0	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	0	$\pi/6$	$\pi/4$

Тип VII. У винтового клинчатого домкрата (рис. 8, VII, табл. 8.VII) грузоподъемностью *F* рассчитать винт и гайку, а также определить длину рукоятки *l* и общий к.п.д. при условии, что усилие рабочего на рукоятку $F_р$=200 Н, угол наклона клиньев $\beta=\pi/24$. Материалы, коэффициенты трения в резьбе и коэффициенты трения клина о клин и о направляющие рамы выбрать самостоятельно.

Таблица 8.VII

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11	11,5	12	12,5

Тип VIII. Рассчитать передачу винт-гайка механизма отвода муфты (рис. 8, VIII, табл. 8.VIII). Сила 2*F* действует на гайку.

Таблица 8.VIII

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
2*F*, кН	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5

Тип IX. Рассчитать винт и гайку параллельных тисков (рис. 8, IX, табл. 8.IX). Усилие, создаваемое при зажиме детали, *F*.

Таблица 8.IX

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11

Тип X. Рассчитать винт и гайку съемника (рис. 8, X, табл. 8.X). Сила давления на винт Q. Определить длину рукоятки l, если усилие, приложенное на конце, F=0,2Н. Построить для винта эпюры сил и крутящего момента.

Таблица 8.X

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q, кН	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5	11
Профиль резьбы	Трапецеидальный					Прямоугольный				

Задача 9

В задаче 9 нужно по заданным характеристикам привода рассчитать на прочность и определить все размеры одной из передач: червячной или зубчатой, входящих в привод. При этом межосевое расстояние и модуль зубчатых колес следует согласовать с ГОСТ (для червячных еще и величину q). Результаты расчета свести в таблицу. Предполагается, что нагрузка на передачу близка к постоянной, срок службы длительный.

Приступая к решению задачи, обратите внимание на вид передачи: методики простого расчета открытых и закрытых передач различны.

В приводах с машинным приводом использовать электродвигатели асинхронные серии 4А (см. Приложение 3).

При решении задачи часть величин, необходимых для расчета, потребуется выбрать самостоятельно. К ним относятся материал и термообработка - параметры, определяющие допускаемое напряжение, точность изготовления передачи, коэффициент ширины зубчатых колес, угол наклона зубьев (для косозубой передачи), величину q (для червячных) и некоторые другие параметры. Сделанному выбору необходимо дать в тексте пояснения.

Тип I. Подобрать электродвигатель 1, разбить передаточное отношение по ступеням зацепления и рассчитать коническую зубчатую передачу редуктора 2 (рис. 9, I) на прочность.

Таблица 9.I

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3, кВт	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
ω_3, рад/с	15	10	8	15	10	8	15	10	8	15

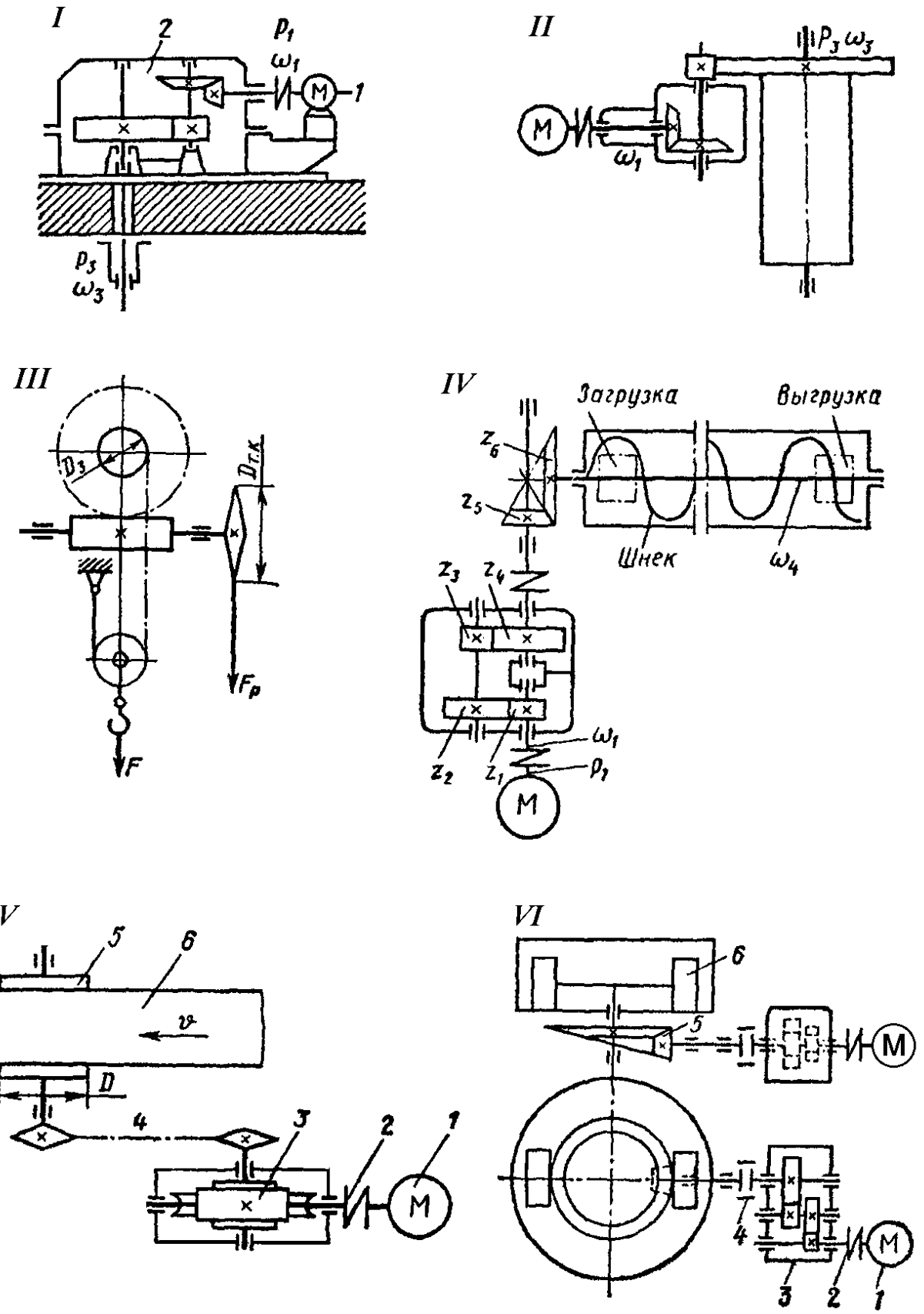


Рис. 9

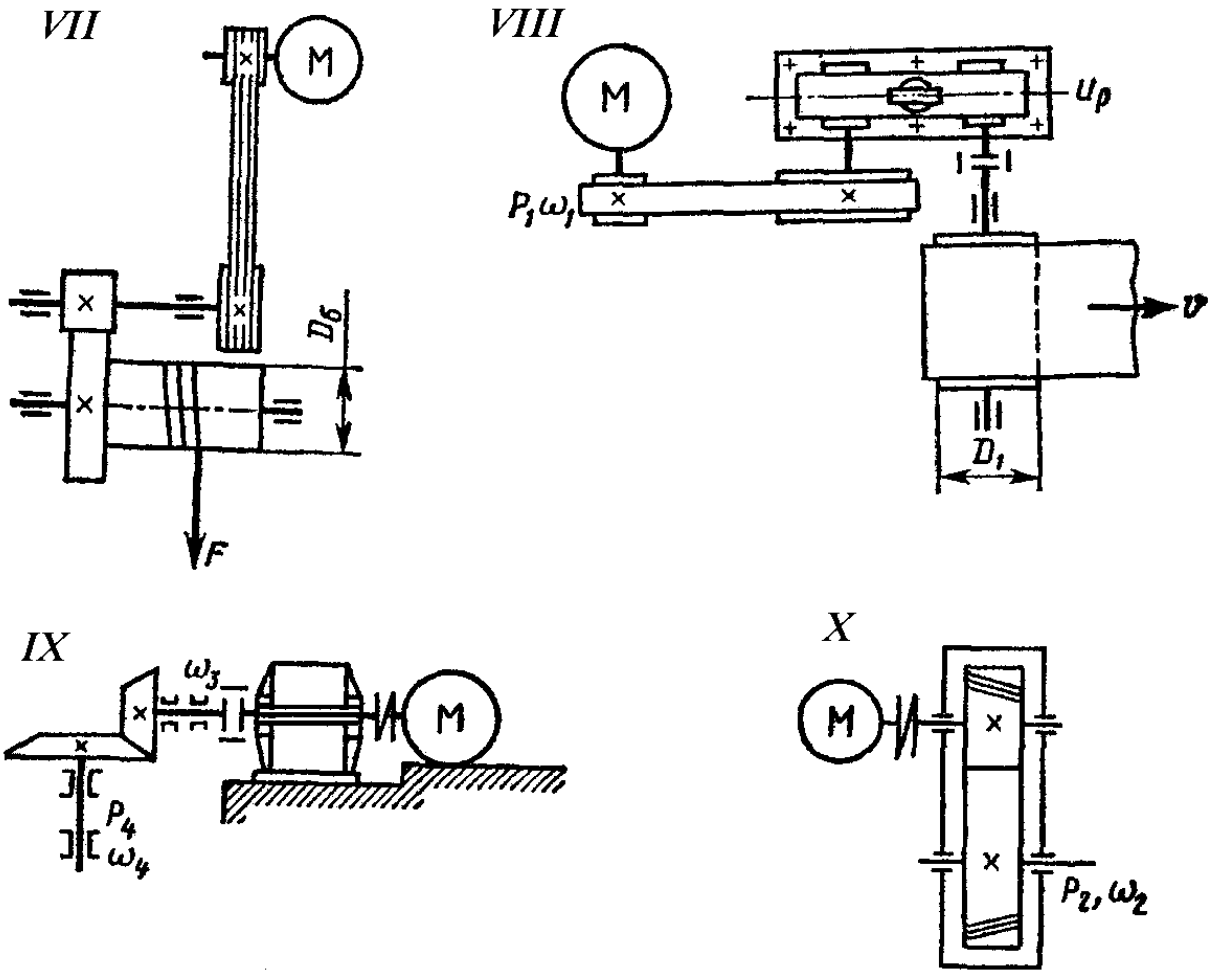


Рис. 9 (продолжение)

Тип II. Привод шаровой мельницы состоит из электродвигателя, конического редуктора и открытой цилиндрической зубчатой передачи (рис. 9, II). Необходимо подобрать электродвигатель, определить передаточные числа и рассчитать зубчатую передачу конического редуктора, если потребная мощность на валу шаровой мельницы P_3 и угловая скорость вращения этого вала ω_3 заданы в табл. 9.II. Передаточное число конического редуктора принять равным 2.

Таблица 9.II

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_3, кВт	8	10	12	14	16	18	20	22	24	26
ω_3, рад/с	6	6	7	7	8	8	9	9	10	10

Тип III. Рассчитать червячную передачу ручной тали (рис. 9, III). Вес поднимаемого груза F, усилие рабочего на тяговой цепи $F_р$, диаметр тягового колеса $D_{т.к.}$ и диаметр звездочки $D_з$ заданы в табл. 9.III.

Таблица 9.III

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
$F_р$, Н	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
$D_{т.к.}$, мм	200	200	220	220	240	240	260	260	280	180
$D_з$, мм	100	100	120	120	130	130	140	140	150	150

Тип IV. Привод к шнеку (рис. 9, IV) осуществляется от электродвигателя через соосный зубчатый редуктор и открытую коническую зубчатую передачу. Определить общее передаточное отношение привода, разбить его по ступеням зацепления и определить все размеры зубчатых колес тихоходной цилиндрической ступени редуктора. Данные для расчета приведены в табл. 9.IV.

Таблица 9.IV

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1, кВт	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9
ω_1, рад/с	77	77	77	100	100	100	150	150	150	150
ω_4, рад/с	2	2,5	3	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5

Тип V. Привод к ленточному конвейеру (рис. 9, V) состоит из электродвигателя 1, упругой муфты 2, червячного редуктора 3 и цепной передачи 4. Подобрать электродвигатель, определить общее передаточное отношение и рассчитать червячную передачу при условии, что окружная сила F_t на приводном барабане 5, скорость движения v ленты 6 и диаметр приводного барабана D заданы в табл. 9.V.

Таблица 9.V

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_t, кН	6	6,5	7	7,5	8	8,5	9	9,5	10	10,5
v, м/с	0,5	0,6	0,5	0,6	0,5	0,6	0,7	0,8	0,7	0,8
D, мм	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575

Тип VI. На рис. 9, VI показан привод бегунов для приготовления формовочной земли. Привод состоит из электродвигателя 1, муфт 2 и 4, редуктора 3, открытой зубчатой передачи 5 и бегунов 6, служащих для перемешивания формовочной земли. Необходимо подобрать электродвигатель, определить передаточные числа всех ступеней и рассчитать быстроходную цилиндрическую ступень редуктора привода. Требуемая мощность на валу бегунов P и угловая скорость этого вала ω заданы в табл. 9.VI.

Таблица 9.VI

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P, кВт	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28
ω, рад/с	2	2	2,5	2,5	3	3	3,5	3,5	4	4

Тип VII. Для привода электрической лебедки (рис. 9, VII) подобрать электродвигатель, разбить общее передаточное отношение по ступеням передач и рассчитать открытую зубчатую передачу. Сила F, действующая на канат, диаметр барабана $D_б$ и угловая скорость барабана ω заданы в табл. 9.VII.

Таблица 9.VII

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F, кН	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30
$D_б$,мм	250	250	300	300	350	350	400	400	450	450
ω, рад/с	4	4,5	5	4,4	4,5	4,5	5,5	5	4	4,5

Тип VIII. Рассчитать зубчатую передачу редуктора, установленную в системе привода, от электродвигателя к ленточному конвейеру (рис. 9, VIII).

Мощность электродвигателя P_1, угловая скорость его ω_1. Скорость ленты транспортера v. Диаметр барабана D_1=400 мм. Передаточные отношения зубчатой передачи и редуктора принять самостоятельно. Данные для расчета приведены в табл. 9.VIII.

Таблица 9.VIII

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_1, кВт	3,5	4	4,5	5	5,5	6	6,5	7	7,5	8
ω_1, рад/с	77	77	77	100	100	100	150	150	150	150
v, м/с	0,7	0,8	0,9	0,7	0,8	0,9	0,7	0,8	0,9	1

Тип IX. Рассчитать открытую коническую зубчатую передачу привода подвесного конвейера (рис. 9, IX, табл. 9.IX).

Таблица 9.IX

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_4, кВт	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15
ω_3, рад/с	9	10	10	9	10	12,5	12,5	15	15	20
ω_4, рад/с	3	4	4	3	4	5	5	6	6	8

Тип X. Рассчитать косозубые цилиндрические колеса одноступенчатого

редуктора и подобрать электродвигатель (рис. 9, X, табл. 9.X). Мощность и угловая скорость на выходном валу соответственно равны P_2 и ω_2.

Таблица 9.X

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
P_2, кВт	2,7	4,3	6,7	9,5	13,5	2,7	4,3	6,7	9,5	13,5
ω_2, рад/с	8π	11π	9π	7π	12π	10π	15π	13π	14π	9π
Передача	Реверсивная					Нереверсивная				

Задача 10

По заданным геометрическим параметрам вала, крутящему моменту, размеру зубчатых колес требуется выполнить расчет вала на статическую прочность и выносливость, а также подобрать и рассчитать на динамическую грузоподъемность подшипники качения. Направление сил, действующих на вал, определяется расположением сопряженных зубчатых колес, показанных на рисунках тонкими линиями.

Решение задачи следует начинать с ориентировочного расчета вала на кручение при пониженных допускаемых напряжениях. После выполненной таким образом оценки диаметра вала в месте посадки зубчатых колес разработайте его конструкцию, определив диаметр посадочных мест подшипников. Произведите проверочный расчет выбранной конструкции по одному-двум сечениям.

Расчет на выносливость выполняется по номинальной нагрузке, указанной в таблице, а цикл напряжений примите симметричным для напряжения изгиба и пульсационным для напряжений кручения. По диаметру вала в месте установки подшипников по каталогу (см. Приложение 4) подберите подшипники и проверьте их на динамическую грузоподъемность, приняв частоту вращения вала n=300 об/мин, а требуемый рабочий ресурс подшипников 10000 ч.

Таблица 10.I

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Н·м	240	250	260	270	280	290	300	310	320	330
d_1, мм	100	100	110	110	120	120	130	130	140	140
d_2, мм	50	50	55	55	60	60	65	65	70	70
l_1, мм	40	40	40	45	45	45	50	50	50	50
l_2, мм	50	50	50	55	55	50	60	60	60	60
l, мм	180	180	180	190	190	190	200	200	200	200

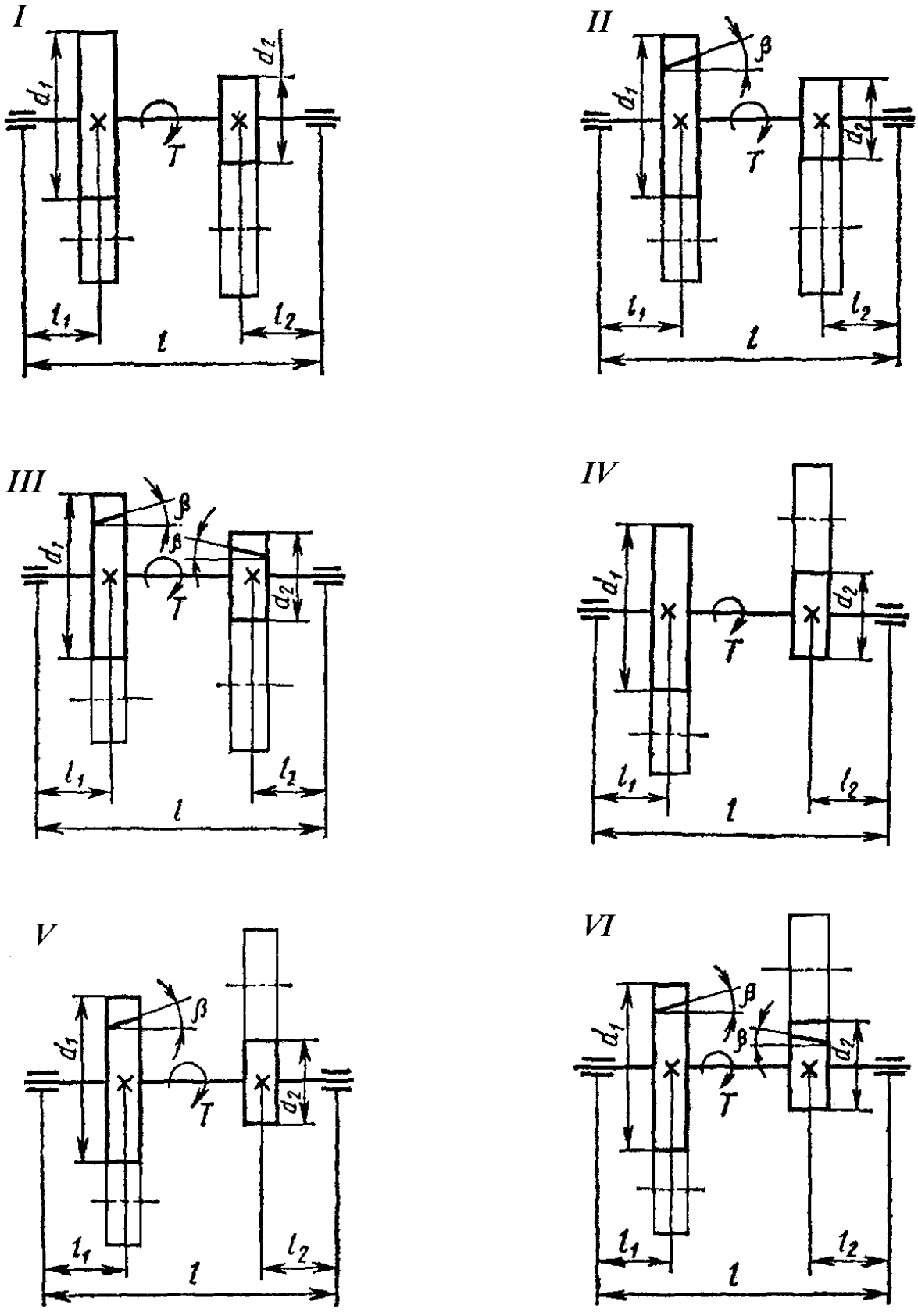


Рис. 10

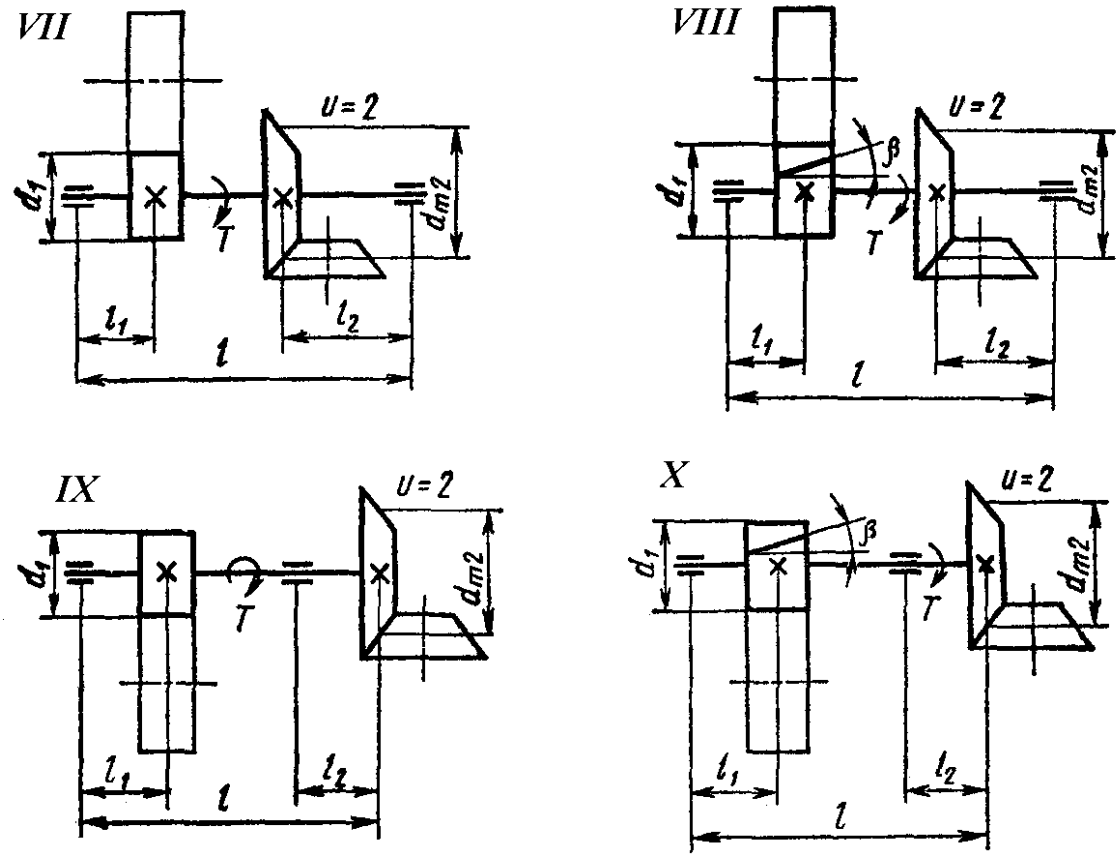


Рис. 10 (продолжение)

Таблица 10.II

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Н·м	250	255	260	265	270	275	280	285	290	295
d_1, мм	90	95	100	105	110	115	120	125	130	135
d_2, мм	50	50	55	55	60	60	65	65	70	70
l_1, мм	45	45	45	50	50	50	55	55	55	55
l_2, мм	55	55	55	60	60	60	65	65	65	65
l, мм	185	185	185	190	190	190	195	195	195	195
β, рад	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20

Таблица 10.III

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Н·м	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340
d_1, мм	100	105	110	115	120	125	130	135	140	145
d_2, мм	60	60	60	70	70	70	80	80	80	80
l_1, мм	50	50	50	55	55	55	60	60	60	60
l_2, мм	55	55	60	60	65	65	70	70	75	75
l, мм	190	190	200	200	210	210	220	220	230	230
β, рад	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20

Таблица 10.IV

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Н·м	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350
d_1, мм	110	110	110	120	120	120	130	130	130	130
d_2, мм	60	60	70	70	80	80	90	90	100	100
l_1, мм	50	50	50	60	60	60	70	70	70	70
l_2, мм	60	60	60	70	70	70	80	80	80	80
l, мм	200	200	200	210	210	210	220	220	230	230

Таблица 10.V

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Н·м	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350
d_1, мм	100	100	100	110	110	110	120	120	130	130
d_2, мм	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105
l_1, мм	45	45	50	50	55	55	60	60	65	65
l_2, мм	55	55	60	60	65	65	70	70	75	75
l, мм	190	195	200	205	210	215	220	225	230	235
β, рад	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20

Таблица 10.VI

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Н·м	245	250	255	260	265	270	275	280	285	290
d_1, мм	90	90	100	100	110	110	120	120	130	135
d_2, мм	60	60	70	70	80	80	90	90	100	100
l_1, мм	50	50	50	55	55	55	60	60	60	60
l_2, мм	60	60	60	65	65	65	70	70	70	70
l, мм	190	190	200	200	210	210	220	220	230	230
β, рад	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20

Таблица 10.VII

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Н·м	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300
d_1, мм	60	60	65	65	70	70	75	75	80	80
d_{m2}, мм	160	160	170	170	180	180	190	190	200	200
l_1, мм	45	45	45	50	50	50	55	55	55	55
l_2, мм	90	90	90	95	95	95	100	100	100	100
l, мм	190	190	190	195	195	195	200	200	200	200

Таблица 10.VIII

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Н·м	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
d_1, мм	60	60	65	65	70	70	75	75	80	80
d_{m2}, мм	150	150	160	160	170	170	180	180	190	190
l_1, мм	45	45	50	50	55	55	60	60	65	65
l_2, мм	90	90	90	95	95	95	100	100	100	100
l, мм	195	195	195	200	200	200	205	205	210	210
β, рад	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20

Таблица 10.IX

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Н·м	200	210	220	230	240	250	260	270	280	290
d_1, мм	60	60	65	65	70	70	75	75	80	80
d_{m2}, мм	140	140	150	150	160	160	170	170	180	180
l_1, мм	50	50	50	55	55	55	60	60	60	60
l_2, мм	40	40	40	45	45	45	50	50	50	50
l, мм	160	160	160	170	170	170	180	180	180	180

Таблица 10.X

Величина	Варианты									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T, Н·м	210	220	230	240	250	260	270	280	290	300
d_1, мм	60	60	65	65	70	70	75	75	80	80
d_{m2}, мм	140	140	150	150	160	160	170	170	180	180
l_1, мм	55	55	55	60	60	60	65	65	65	65
l_2, мм	45	45	45	50	50	50	55	55	55	55
l, мм	160	160	160	170	170	170	180	180	180	180
β, рад	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20	π/20

Приложение 1

ДВУТАВРЫ СТАЛЬНЫЕ ГОРЯЧЕКАТАНЫЕ

Сортамент

(по ГОСТ 8239-89)

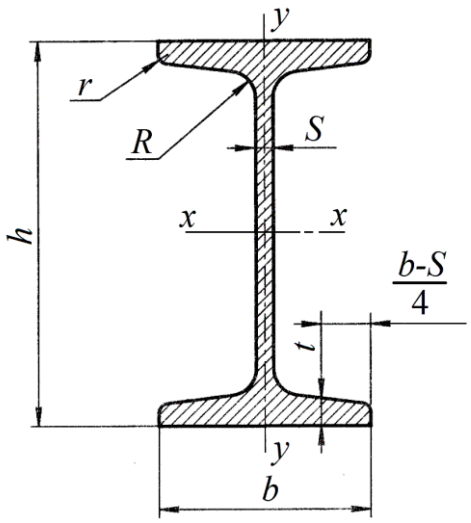


Рис. П1. Поперечное сечение двутавров:
h - высота двутавра; *b*-ширина полки; *S* - толщина стенки;
t - средняя толщина полки; *R* - радиус внутреннего закругления;
r - радиус закругления полки

ТаблицаП1

Номер двутавра	Размеры						Площадь поперечного сечения, см^2	Масса 1 м, кг	Справочные значения для осей						
									x–x				*y–y*		
	h	*b*	*S*	*t*	*R*	*r*			I_x, см^4	W_x, см^3	i_x, см	S_x, см^3	I_y, см^4	W_y, см^3	i_y, см
	мм				не более										
10	100	55	4,5	7,2	7,0	2,5	12,0	9,46	198	39,7	4,06	23,0	17,9	6,49	1,22
12	120	64	4,8	7,3	7,5	3,0	14,7	11,5	350	58,4	4,88	33,7	27,9	8,72	1,38
14	140	73	4,9	7,5	8,0	3,0	17,4	13,7	572	81,7	5,73	46,8	41,9	11,5	1,55
16	160	81	5,0	7,8	8,5	3,5	20,2	15,9	873	109	6,57	62,3	58,6	14,5	1,70
18	180	90	5,1	8,1	9,0	3,5	23,4	18,4	1290	143	7,42	81,4	82,6	18,4	1,88
20	200	100	5,2	8,4	9,5	4,0	26,8	21,0	1840	184	8,28	104	115	23,1	2,07
22	220	110	5,4	8,7	10,0	4,0	30,6	24,0	2550	232	9,13	131	157	28,6	2,27
24	240	115	5,6	9,5	10,5	4,0	34,8	27,3	3460	289	9,97	163	198	34,5	2,37
27	270	125	6,0	9,8	11,0	4,5	40,2	31,5	5010	371	11,2	210	260	41,5	2,54
30	300	135	6,5	10,2	12,0	5,0	46,5	36,5	7080	472	12,3	268	337	49,9	2,69
33	330	140	7,0	11,2	13,0	5,0	53,8	42,2	9840	597	13,5	339	419	59,9	2,79
36	360	145	7,5	12,3	14,0	6,0	61,9	48,6	13380	743	14,7	423	516	71,1	2,89
40	400	155	8,3	13,0	15,0	6,0	72,6	57,0	19062	953	16,2	545	667	86,1	3,03
45	450	160	9,0	14,2	16,0	7,0	84,7	66,5	27696	1231	18,1	708	808	101	3,09
50	500	170	10,0	15,2	17,0	7,0	100,0	78,5	39727	1589	19,9	919	1043	123	3,23
55	550	180	11,0	16,5	18,0	7,0	118,0	92,6	55962	2035	21,8	1181	1356	151	3,39
60	600	190	12,0	17,8	20,0	8,0	138,0	108	76806	2560	23,6	1491	1725	182	3,54

Примечания:

1. Площадь поперечного сечения и масса 1м двутавра вычислены по номинальным размерам; плотность стали принята равной 7850 кг/м^3.

2. Величины радиусов закругления, уклона внутренних граней полок, толщины полок, указанные на рис. П1 и в табл. П1, приведены для построения калибров и на готовом прокате не контролируется.

3. В таблицах используют обозначения:

I_x, I_y – осевые моменты инерции;

W_x, W_y – осевые моменты сопротивления;

S_x - статический момент полусечения;

i_x, i_y – радиусы инерции.

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

5. Уклон внутренних граней полок должен быть 6-12%.

Резьба метрическая (по ГОСТ 24705-2004)

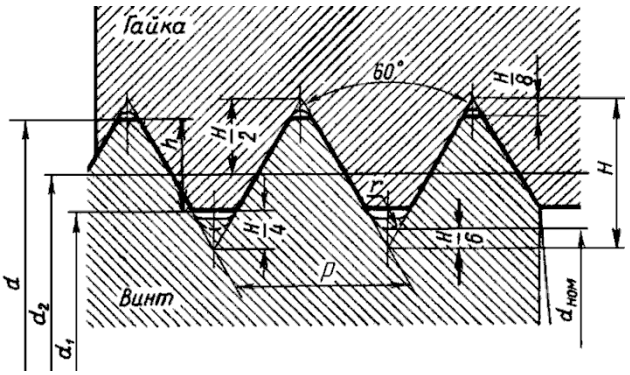


Рис. П2. Основные геометрические размеры:

$$H = 0{,}86603p;$$

$$h = 0{,}54125p;$$

$$r = \frac{H}{6} = 0{,}144p$$

$$d_1 = d - 2h = d - 1{,}0825p$$

Таблица П2

Допускаемые силы затяжки болтов при неконтролируемой затяжке, кН

Резьба	Шаг резьбы, мм	Материал болта		
		Ст3	45	30ХН3А
М8	1,25	1,4	2,2	3,9
М10	1,5	2,4	3,8	6,4
М12	1,75	3,6	5,8	9,7
М14	2	5	8,5	15
М16	2	7,5	12	21
М18	2,5	10	16	28,5
М20	2,5	14	24	40
М22	2,5	19	32	52
М24	3	23	40	64
М27	3	33	53	84
М30	3,5	45	74	114
М36	4	70	110	170
М39	4	90	140	217
М42	4,5	100	159	240
М45	4,5	117	186	280
М48	5	132	210	316

Приложение 3

Таблица П3

Электродвигатели асинхронные серии 4А, закрытые обдуваемые (по ГОСТ 19523-81)

Мощность, кВт	Синхронная частота вращения, об/мин											
	3000			1500			1000			750		
	Типоразмер	s, %	$\frac{T_П}{T_Н}$	Типоразмер	s, %	$\frac{T_П}{T_Н}$	Типоразмер	s, %	$\frac{T_П}{T_Н}$	Типоразмер	s, %	$\frac{T_П}{T_Н}$
0,55	63B2	8,5		71A4	7,3		71B6	10		S0BS	9	
0,75	71A2	5,9		71B4	7,5		80A6	8,4		90LA8	8,4	1,6
1,1	71B2	6,3		S0A4	5,4		80B6	8,0		90LB8	7,0	
1,5	80A2	4,2		80B4	5,8		90L6	6,4		100L8	7,0	
2,2	80Б2	4,3	2,0	90L4	5,1		100L6	5,1	2,0	112MA8	6,0	
3,0	90L2	4,3		100S4	4,4	2,0	112MA6	4,7		112MS	5,8	1,8
4,0	100S2	3,3		100L4	4,7		112MB6	5,1		132S8	4,1	
5,5	100L2	3,4		112M4	3,7		132S2	3,3		132M8	4,1	
7,5	112M2	2,5		132S4	3,0		132M6	3,2		160S3	2,5	1,4
11,0	132M2	2,3	1,6	132M4	2,8		160S6	2,7		160M8	2,5	
15	160S2	2,1		160S4	2,3		160Мб	2,6		180M8	2,5	
18,5	160M2	2,1		160M4	2,2		180M6	2,7		200M8	2,3	
22	180S2	2,0	1,4	180S4	2,0	1,4	200M6	2,8		200L8	2,7	
30	180M2	1,9		180M4	1,9		200L6	2,1		225M8	1,8	1,2
37	200M2	1,9		200M4	1,7		225M6	1,8	1,2	250S8	1,5	
45	200L2	1,8		200LA	1,6		250S6	1,4		250M8	1,4	
55	225M2	1,8		225M4	1,4		250M6	1,3		280S8	2,2	
75	250S2	1,4	1,2	250S4	1,2	1,2	2S0S6	2,0		280M8	2,2	
90	250M2	1,4		250M4	1,3		280M6	2,0		315S8	2,0	1,0
110	280S2	2,0		280S4	2,3		315S6	2,0		315M8	2,0	

Примечания: 1. Пример условного обозначения электродвигателя мощностью 11 кВт, синхронная частота вращения 1500 об/мин:

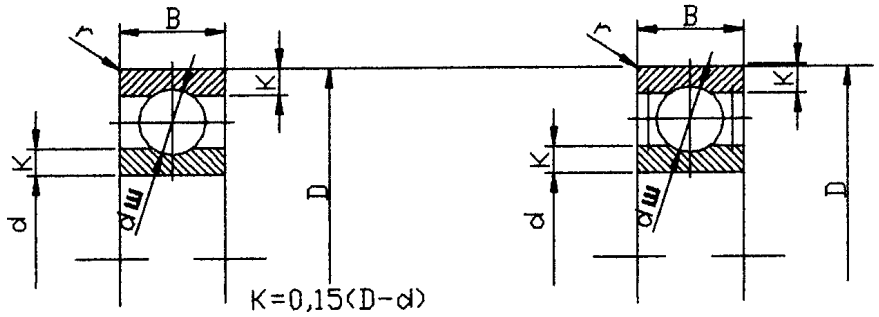
Электродвигатель 4А132М4У3

2. Значения символов в условных обозначениях: цифра 4 указывает порядковый номер серии, буква А - род двигателя - асинхронный. Следующие за буквой *А* числа (двух- или трехзначные) соответствуют высоте оси вращения, мм; буквы *L*, *S*, и *M* относятся к установочным размерам по длине станины; буквы *А* и *В* - условные обозначения длины сердечника статора. Цифры 2, 4, 6 и 8 означают число полюсов. Последние два знака У3 показывают, что двигатель предназначен для эксплуатации в зоне умеренного климата.

3. В графе *s* указано скольжение, %; в графе $\frac{T_П}{T_Н}$ даны значения отношения величин пускового и номинального вращающих моментов.

Шарикоподшипники радиальные однорядные

По ГОСТ 8338-75 По ГОСТ 8882-75



Тип 0000 Тип 180000

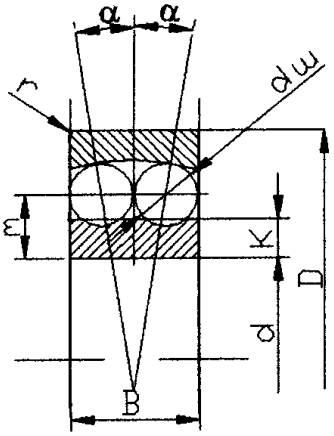
Пример обозначения подшипника по ГОСТ 8882-75 с параметрами d=35мм, D=80мм, B=21мм, средней серии:

Подшипник 180307 ГОСТ 8882-75

Условное обозначение подшипника	d, мм	D, мм	B, мм	r, мм	$d_ш$, мм	Динамическая грузоподъемность C, Н	Статическая грузоподъемность C_0,Н
Легкая серия							
204 и180204	20	47	14	1,5	7,9	9810	6180
205 и 180205	25	52	15	1,5	7,9	10800	6950
206 и 180206	30	62	16	1,5	9,5	15000	10000
207 и 180207	35	72	17	2	11,1	19700	13500
208 и 180208	40	80	18	2	12,7	25100	17800
209 и 180209	45	85	19	2	12,7	25200	17800
210 и 180210	50	90	20	2	12,7	27000	19700
211 и 180211	55	100	21	2,5	12,7	33300	25000
212 и 180212	60	110	22	2,5	15,9	40800	30900
213 и 180213	65	120	23	2,5	16,7	44000	34000
214 и 180214	70	125	24	2,5	17,5	47900	37400
215	75	130	25	2,5	17,5	50900	41100
216	80	140	26	3	19	55900	44500
Средняя серия							
304 и180304	20	52	15	2	9,5	12300	77900
305 и 180305	25	62	17	2	11,5	17300	11400
306 и 180306	30	72	19	2	12,3	21600	14800
307 и 180307	35	80	21	2,5	14,3	25700	17600
308 и 180308	40	90	21	2,5	15,1	31300	22300

309 и 180309	45	100	25	2,5	17,5	37100	25200
310 и 180310	50	110	27	3	19,0	47600	35600
311 и 180311	55	120	29	3	20,6	54900	41800
312 и 180312	60	130	31	3,5	22,2	62900	48400
313 и 180313	65	140	33	3,5	23,8	71300	55600
314 и 180314	70	150	35	3,5	25,4	80100	63300
315	75	160	37	3,5	27	87300	71400
316	80	170	39	3,5	28,6	94600	80100
Тяжёлая серия							
405	25	80	21	2,5	16,7	28600	20400
406	30	90	23	2,5	19,0	36500	26700
407	35	100	25	2,5	20,6	42800	31300
408	40	110	27	3	22,2	49300	36300
409	45	120	29	3	23,0	59200	45500
410	50	130	31	3,5	25.4	67200	53000
411	55	140	33	3,5	27,0	77200	62500
412	60	150	35	3,5	28,6	83900	70000
413	65	160	37	3,5	30,1	90800	78100
414	70	180	42	4	35	111000	105000

Шарикоподшипники радиальные сферические двухрядные
(по ГОСТ 28428 – 90)



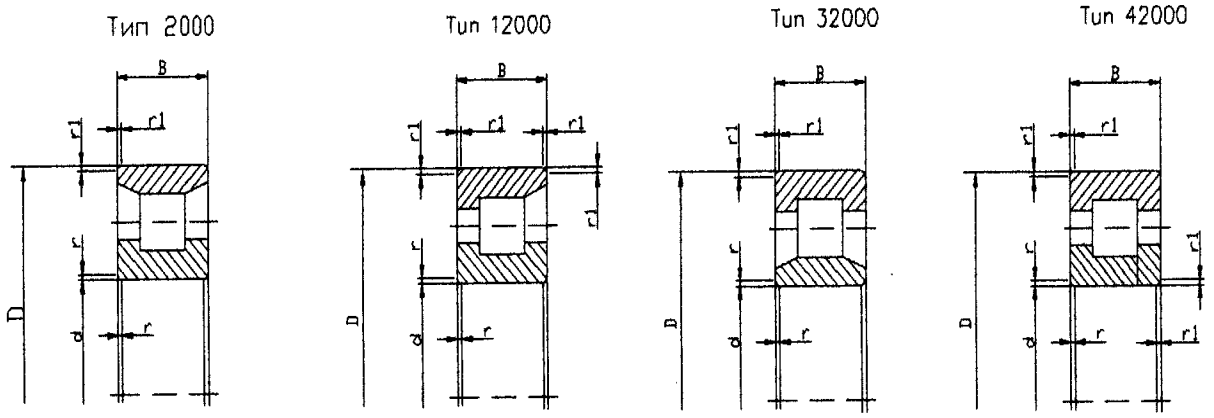
k=0,17(D-d);
m=0,25(D-d)

Пример обозначения подшипника средней серии с параметрами *d*=35мм, *D*=80мм и *B*=21мм:

Подшипник 1307 ГОСТ 28428 – 90

Условное обозначение подшипника	d, мм	D, мм	B, мм	α, град.	$d_ш$, мм	r, мм	Динамическая грузоподъемность C, Н	Статическая грузоподъемность C_0, Н
Легкая серия								
1204	20	47	14	10	6,3	1,5	7570	3180
1205	25	52	15	10	7,1	1,5	9260	4020
1206	30	62	16	9	8	2	12000	5810
1207	35	72	17	9	8	2	12100	6650
1208	40	80	18	8	8,7	2	14800	8550
1209	45	85	19	8	9,5	2	16700	9580
1210	50	90	20	8	9,5	2	17400	10800
1211	55	100	21	7	10,3	2,5	20600	13300
1212	60	110	22	7	11,1	2,5	23300	15500
1213	65	120	23	6	11,1	2,5	23900	17200
1214	70	125	24	7	11,9	2,5	26500	18700
1215	75	130	25	7	12,7	3	29900	21400
1216	80	140	26	6	12,7	3	30800	23500
Средняя серия								
1304	20	52	15	11	7,1	2	9570	4000
1305	25	62	17	11	8,7	2	13800	6000
1306	30	72	19	10	9,5	2	16500	7750
1307	35	80	21	9	10,3	2	19600	9810
1308	40	90	23	10	11,1	2,5	22800	12200
1309	45	100	25	9	12,7	2,5	29400	15900
1310	50	110	27	9	14,3	2,5	33400	17500
1311	55	120	29	9	15,1	3	40900	22400
1312	60	130	31	9	15,9	3	44900	26600
1313	65	140	33	9	16,7	3,5	48300	29300
1314	70	150	36	8	18,3	3,5	57500	35200
1315	75	160	37	8	19,1	3,5	61200	38400
1316	80	170	39	8	20,6	3,5	68600	42200

Роликоподшипники радиальные однорядные с короткими цилиндрическими роликами по ГОСТ 8328-75



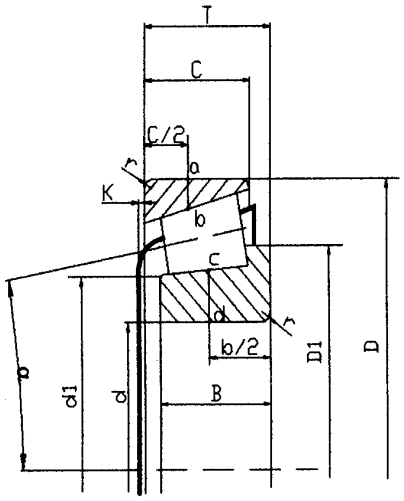
Пример обозначения подшипника типа 2000 с параметрами d=40мм, D=90мм, B=23мм:

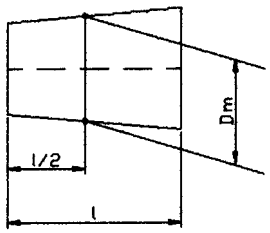
Подшипник 2208 ГОСТ 8328-75

Условное обозначение подшипников по типам				*d*, мм	*D*, мм	*B*, мм	*r*, мм	d_p, мм	*l*, мм	Динамическая грузоподъемность *C*, Н	Статическая грузоподъемность C_0, Н
2000	12000	32000	42000								
Легкая серия											
2204	12204	32204	42204	20	47	14	1,5	5,5	5,5	11680	7240
2205	-	32205	42205	25	52	15	1,5	6,5	6,5	13120	8450
2206	-	32206	42206	30	62	16	1,5	7,5	7,5	16950	11100
2207	12207	32207	42207	35	72	17	2	9	9	25500	17200
2208	12208	32208	42208	40	80	18	2	10	10	33100	23500
2209	-	32209	42209	45	85	19	2	10	10	34600	25200
2210	12210	32210	42210	50	90	20	2	10	10	38000	28600
2211	12211	32211	42211	55	100	21	2,5	11	11	42800	32300
2212	12212	32212	42212	60	110	22	2,5	12	12	53700	42000
2213	12213	32213	42213	65	120	23	2,5	13	13	61000	47600
2214	-	32214	-	70	125	24	2,5	13	13	61600	47600
2215	-	32215	42215	75	130	25	2,5	14	14	74000	50800
2216	-	32216	42216	80	140	26	3	15	15	77200	62800
Средняя серия											
2305	12305	-	42305	25	62	17	2	9	9	22200	14500
2306	-	32306	42306	30	72	19	2	10	10	29600	20200
2307	12307	-	42307	35	80	21	2,5	11	11	33400	22800
2308	12308	32308	42308	40	90	23	2,5	12	12	40200	27900
2309	12309	32309	-	45	100	25	2,5	14	14	55400	39900
2310	12310	32310	42310	50	110	27	3,0	15	15	63900	46600
2311	12311	32311	42311	55	120	29	3,0	17	17	82400	61600
2312	12312	32312	42312	60	130	31	3,5	18	18	98100	75700

2313	-	32313	42313	65	140	33	3,5	19	19	103000	78900
2214	-	32314	42314	70	150	35	3,5	20	20	120700	95500
2215	-	32315	42315	75	160	37	3,5	22	22	139300	109900
2216	-	32316	42316	80	170	39	3,5	22	22	147200	118700
Тяжелая серия											
-	-	-	42408	40	110	27	3	17	17	76500	56500
-	-	-	42409	45	120	29	3	18	18	92100	70000
-	-	32410	42410	50	130	31	3,5	20	20	100000	75000
2411	-	-	42411	55	140	33	3,5	20	20	107800	81800
-	-	32412	42412	60	150	35	3,5	22	22	128300	101000
2413	-	31413	42413	65	160	37	3,5	23	23	143100	118800
-	-	32414	-	70	180	42	4	26	26	183800	147100
-	-	-	42415	75	190	45	4	28	28	211900	172600
2416	-	32416	-	80	200	48	4	30	30	243300	200100

Роликоподшипники конические однорядные (по ГОСТ 333-79)





D_m -средний диаметр конического ролика

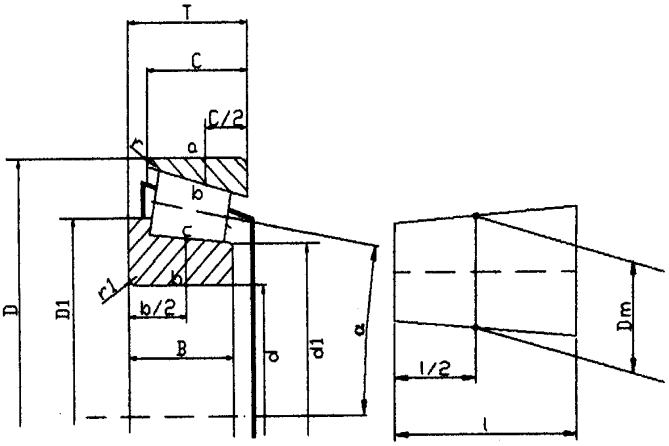
Обозначение роликоподшипника радиально-упорного конического средней серии с параметрами d=40 мм, D=90 мм, T=25,5 мм:

Подшипник 7308 ГОСТ 333-79

Условное обозначение подшипника	d, мм	D, мм	B, мм	C, мм	T_m, мм	r, мм	r_1, мм	α, град.	d_1, мм	D_m, мм	l, мм	Динамическая грузоподъемность C, Н	Статическая грузоподъемность C_0, Н
Лёгкая серия													
7202	15	35	11	9	12	1	0.3	17	21	9,9	6,4	8780	6140
7203	17	40	12	11	13,5	1,5	0,5	12	23	5,7	7	13800	9390
7204	20	47	14	12	15,5	1,5	0,5	14	27	6,7	8,5	19100	13300
7205	25	52	15	13	16,5	1,5	0,5	14	32	6,7	8,5	23900	17900
7206	30	62	16	14	17,5	1,5	0,5	14	38	8	10,2	29800	22300
7207	35	72	17	15	18,5	2,0	0.8	14	44	9,2	10,5	35200	26300
7208	40	80	20	16	20	2,0	0.8	14	50	9,9	12,2	42400	32700
7209	45	85	19	16	21	2,0	0.8	15	54	9,9	12,2	42700	33400
7210	50	90	21	17	22	2,0	0.8	14	60	11,7	14,8	52900	40600

7211	55	100	21	18	23	2,5	0.8	15	67	11,7	14,8	57900	46100
7212	60	110	23	19	24	2,5	0.8	13	72	13,1	14,2	72200	58400
7214	70	125	26	21	26,5	2,5	0,8	14	82	14,2	17,4	95900	82100
7215	75	130	26	22	27,5	2,5	0,8	15	88	14,2	17,4	97600	84500
7216	80	140	26	22	29,5	3,0	1,0	16	95	14,2	17,4	106000	95200
7217	85	150	28	24	31	3,0	1,0	16	100	16,7	17,0	109000	91400
Легкая широкая серия													
7506	30	62	20,5	17	21,5	1,5	0.5	14	38	7,9	13	34900	27500
7507	35	72	23	20	24,5	2,0	0,8	13	45	9,7	14,7	50200	40300
7508	40	80	23,5	20	25,0	2,0	0,8	14	50	9,7	14,7	53900	44800
7509	45	85	23,5	20	25,0	2.0	0,8	16	55	9,7	14,7	51600	42600
7510	50	90	23,5	20	25,0	2,0	0,8	16	60	8,9	16,7	59800	54500
7511	55	100	25	21	27	2,5	0,8	15	67	11,5	17,4	72200	61600
7512	60	110	28	24	30	2,5	0,8	15	72	11,5	18,5	84000	75600
7513	65	120	31	27	33	2,5	0,8	14	78	13,4	22	109000	98900
7514	70	125	31	27	33,5	2,5	0,8	15	82	13,4	22	110000	101000
7515	75	130	31	27	33,5	2,5	0,8	15	87	13,4	22	115000	108000
7516	80	140	33	28	33,5	3	1	15	95	14,7	23,4	133000	126000
7517	85	150	36	30	39	3	1	15	100	15,5	25,7	151000	141000
Средняя серия													
7304	20	52	16	13	16,5	2,0	0,8	11	28	8	10,2	25000	17700
7305	25	62	17	15	18,5	2,0	0,8	14	35	9,5	10	29500	20900
7306	30	72	19	17	21	2,0	0,8	14	40	9,9	12,7	40000	29900
7307	35	80	21	18	23	2,5	0,8	12	46	11,7	14,8	48100	35300
7308	40	90	23	20	25,5	2,5	0,8	11	52	13,1	14,2	61000	46000
7309	45	100	26	22	27,5	2,5	0,8	11	58	14,3	16	76100	59300
7310	50	110	29	23	29,5	3	1	12	65	16,7	19,4	96600	75900
7311	55	120	29	25	32	3	1	13	70	16,7	19,4	102000	81500
7312	60	130	31	27	34	3,5	1,2	12	75	17,5	20	118000	96300
7313	65	140	33	28	38,5	3,5	1,2	12	85	18,7	21	134000	111000
7314	70	150	37	30	38,5	3,5	1,2	12	88	22,8	24,6	168000	137000
7315	75	160	37	31	40,5	3,5	1,2	12	90	22,8	24,6	178000	148000
7317	85	180	41	35	45	4	1,5	12	102	23,4	27,3	221000	195000
7318	90	190	43	36	47	4	1,5	12	115	22,7	27,3	240000	201000
7320	100	215	47	39	52	4	1,5	12	125	29	32	290000	270000
Средняя широкая серия													
7604	20	52	21	18,5	22,5	2	0.8	11	28	7,9	13	29500	22000
7605	25	62	24	21	25,5	2	0,8	11	35	8,9	16,7	45500	26600
7606	30	72	29	23	29	2	0,8	12	40	10,2	20,4	61300	51000
7607	35	80	31	27	33	2,5	0,8	11	46	10,5	22	71600	61500
7608	40	90	33	28,5	35,5	2,5	0,8	11	52	12	23,4	80000	67200
7609	45	100	36	31	38,5	2,5	0,8	11	58	13,7	24,4	104000	90500
7610	50	110	40	34	42,5	3	1	11	65	14,8	28	122000	108000
7611	55	120	44,5	36,5	46	3	1	12	70	14,8	28	148000	140000
7612	60	130	47,5	39	49	3,5	1,2	12	75	17	33	171000	157000
7613	65	140	48	41	51,5	3,5	1,2	12	85	17	33	178000	168000
7614	70	150	51	43	54,5	3,5	1,2	13	88	19,8	35	204000	186000
7615	75	160	55	46,5	58,5	3,5	1,2	11	90	21.2	40	249000	235000
7616	80	170	59,5	49	62	3,5	1,2	11	95	19,4	43	294000	291000

Роликоподшипники радиально-упорные конические с большим углом конусности (26^0) (по ГОСТ 1260-81)

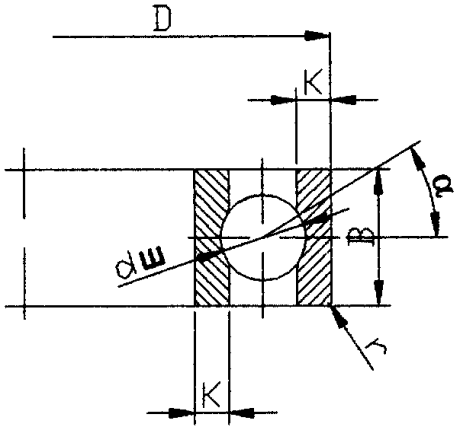


Обозначение роликоподшипника радиально-упорного конического средней серии с параметрами *d*=40мм, *D*=90мм, T=25,5мм:

Подшипник 27308 ГОСТ 1260-81

Условное обозначение подшипника	*d*, мм	*D*, мм	*B*, мм	*C*, мм	T_m,мм	*r*, мм	r_1, мм	α, град.	d_1, мм	D_m, мм	*l*, мм	Динамическая грузоподъемность *C*, Н	Статическая грузоподъемность C_0, Н
27306	30	72	19	14	21	2	0,8	26	40	9,6	11	30000	21000
27307	35	80	21	15	23	2,5	0,8	28	46	10	13,1	39400	29500
27308	40	90	23	17	25,5	2,5	0,8	28	55	11,1	14,6	48400	37100
27310	50	110	29	19	29,5	3	1	28	66	13,7	17,2	69300	52400
27311	55	120	29	21	32	3	1	28	72	16	18,5	72500	58900
27312	60	130	31	22	34	3,5	1,2	27	76	16	16,9	80500	62000
27313	65	140	33	23	36,5	3,5	1,2	27	85	15,9	18,5	89000	71400
27315	75	160	37	26	40,5	3,5	1,2	29	92	20,6	23,2	119000	95100
27317	85	180	41	30	45	4	1,5	27	105	19,8	25,2	145000	146000
27320	100	215	51	37	57	4	1,5	25	128	25,6	30,8	238000	210000

Шарикоподшипники радиально-упорные однорядные (по ГОСТ 831-75)



α- угол контакта, равный углу между линией действия результирующей нагрузки на тело качения и плоскостью, перпендикулярной оси подшипника;
$\alpha=12^0$ тип 36000

$\alpha=26^0$ тип 46000;

$\alpha=36^0$ тип 66000;

$$K=0{,}15(D-d);\quad d_{Ш}=\frac{D-d}{3}.$$

Пример обозначения подшипника средней серии с параметрами d=40 мм, D=90 мм, B=23 мм, и $\alpha=26^0$:

Подшипник 46308 ГОСТ 831-75

36000	46000	66000	d, мм	D, мм	B, мм	$d_{ш}$, мм	r, мм	Динамическая грузоподъемность C, Н			Статическая грузоподъемность C_0, Н		
								36000	46000	66000	36000	46000	66000
Легкая серия													
36204	46204	-	20	47	14	7,9	1,5	12100	11400	-	8310	7640	-
36205	46205	-	25	52	15	7,9	1,5	12800	12200	-	9060	8340	-
36206	46206	-	30	62	16	9,5	1,5	17800	16900	-	13000	12000	-
36207	46207	-	35	72	17	11,5	2	23500	22300	-	17800	16300	-
36208	46208	-	40	80	18	12,7	2	30000	28300	-	23200	20600	-
36209	46209	-	45	85	19	12,7	2	31700	29800	-	24900	23100	-
36210	46210	-	50	90	20	12,7	2	33200	31100	-	27100	24300	-
36211	46211	-	55	100	21	14,3	2,5	41000	38600	-	34200	31500	-
36212	46212	-	60	110	22	15,9	2,5	47300	44500	-	39800	36100	-
-	46213	-	65	120	23	15,7	2,5	-	53300	-	-	46000	-
36214	46214	-	70	125	24	17,5	2,5	61800	58000	-	54800	50400	-
-	46215	-	75	130	25	17,5	2,5	-	60300	-	-	53700	-
32216	46216	-	80	140	25	19,0	3	72100	67600	-	65300	60000	-
Средняя серия													
-	46304	-	20	52	15	9,5	2	-	13700	-	-	8990	-
-	46305	-	25	62	17	11,5	2	-	20700	-	-	14600	-
-	46306	-	30	72	19	12,3	2	-	25100	-	-	18300	-
-	46307	-	35	80	21	14,3	2,5	-	32800	-	-	24700	-
-	46308	-	40	90	23	15,1	2,5	-	38400	-	-	30100	-
-	46309	-	45	100	25	17,5	2,5	-	47200	-	-	37000	-
-	46310	-	50	110	27	19,1	3	-	55200	-	-	43900	-
-	46311	66311	55	120	29	20,6	3	-	67600	60000	-	56300	47000
-	46312	-	60	130	31	22,2	3,5	-	77300	-	-	65300	-
-	46313	-	65	140	33	23,8	3,5	-	87300	-	-	74000	-
-	46314	-	70	150	35	25,4	3,5	-	98100	91500	-	85300	77000
Тяжелая серия													
-	-	66406	30	90	23	16,7	2,5	-	-	37700	-	-	27600
-	-	66407	35	100	25	18,3	2,5	-	-	44500	-	-	33100
-	-	66408	40	110	27	20,6	3	-	-	51700	-	-	38100
-	-	66409	45	120	29	23,0	3	-	-	62800	-	-	47300
-	-	66410	50	130	31	24,6	3,5	-	-	72100	-	-	60000
-	-	66412	60	150	35	16,7	2,5	-	-	96100	-	-	79500
-	-	66414	70	180	42	36,5	4	-	-	116100	-	-	108900

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ……3

РАЗДЕЛ 1. ТЕОРЕТИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА…….5

РАЗДЕЛ 2. СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ…….11

РАЗДЕЛ 3. ТЕОРИЯ МЕХАНИЗМОВ И ДЕТАЛИ МАШИН…….23

РАЗДЕЛ 4. ЗАДАЧИ К КОНТРОЛЬНЫМ ЗАДАНИЯМ……..42

Приложения……78