

Министерство образования Республики Беларусь
Учреждение образования
«Белорусский государственный университет
информатики и радиоэлектроники»
Кафедра инженерной и компьютерной графики

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

Рабочая программа, методические указания
и контрольные задания для студентов специальностей
1-36 04 02 Промышленная электроника
1-39 03 01 Электронные системы безопасности
заочной формы обучения

Минск БГУИР 2022

УДК 620.1(076)
ВВК 30.12я 73

С о с т а в и т е л ь
Н. В. Вышинский

Техническая механика: рабочая программа, метод. указания и контр. задания для студ. спец. 1-36 04 02 «Промышленная электроника» и 1-39 03 01 «Электронные системы безопасности» заоч. формы обуч. / сост. Н. В. Вышинский. – Минск : БГУИР, 2022. – 35 с. : ил.

Приведены рабочая учебная программа дисциплины «Техническая механика», методические указания по изучению отдельных разделов и контрольные вопросы по каждому разделу. Даны задания по контрольной работе и список рекомендуемой литературы.

УДК 620.1(076)
ББК 30.121я73

© Вышинский Н. В. составление, 2022
© УО «Белорусский государственный университет информатики и радиоэлектроники», 2011

1 ЦЕЛЬ И ЗАДАЧИ ПРЕПОДАВАНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

Цель преподавания дисциплины. Техническая механика является одной из дисциплин, формирующих у студентов объем знаний, необходимых для выполнения инженерных разработок механизмов приборных и вычислительных систем. В связи с этим целью преподавания дисциплины является формирование у студентов знаний по расчету элементов конструкций и деталей приборов на прочность, жесткость и устойчивость.

Задачи изучения дисциплины. Задачей дисциплины является изучение современных методов прочностных расчетов и расчетов на жесткость элементов приборных устройств.

В результате изучения дисциплины обучаемый должен:

знать:

- основные сведения по расчету элементов конструкций приборов на прочность, жесткость и устойчивость;
- принципы работы, технические характеристики, конструктивные особенности и свойства разрабатываемых и используемых конструкций механизмов приборных и вычислительных систем;
- механические характеристики применяемых в приборостроении материалов.

уметь:

- работать с технической и периодической литературой и другими информационными источниками;
- использовать при выполнении расчетов вычислительную технику;
- выполнять расчеты на прочность и жесткость элементов приборных и вычислительных систем;
- выполнять кинематическое исследование и геометрические расчеты передаточных механизмов применяемых в приборных и вычислительных системах.

иметь представление:

- об основных направлениях научно-технического прогресса в приборостроении;
- о тенденциях развития методов прочностных расчетов конструкций и использования конструкционных материалов.

По дисциплине «Техническая механика» студенты заочной формы обучения должны выполнить контрольную работу, отработать и защитить лабораторные работы, сдать зачет.

2 РАБОЧАЯ ПРОГРАММА И МЕТОДИЧЕСКИЕ УКАЗАНИЯ ПО ТЕМАМ ДИСЦИПЛИНЫ

Введение

Содержание, цели и задачи курса. Место дисциплины «Техническая механика» в инженерной подготовке студентов.

2.1 Статика твердого тела.

Основные понятия статики. Связи и их реакции. Система сходящихся сил. Момент силы относительно точки и оси. Пара сил. Момент пары. Приведение произвольной системы сил к центру. Условия равновесия сил.

Методические указания

При изучении данной темы обратите внимание на определение момента силы относительно точки и относительно оси и момента пары сил, причем последний не связан ни с какой точкой плоскости и может быть перенесен в любую точку тела.

Центральный вопрос темы – условия равновесия и использование их при определении реакций связей. Умение определять опорные реакции необходимо для выполнения задач контрольной работы.

Контрольные вопросы

- 1 Какие вы знаете связи? Покажите, как направлены реакции этих связей.
- 2 Какие системы сил вы знаете?
- 3 Чем отличается момент силы относительно точки от момента силы относительно оси?
- 4 Как определить момент пары сил, и чем он отличается от моменты силы относительно точки?
- 5 Какими свойствами обладает пара сил?
- 6 Напишите условие равновесия плоской системы сил.
- 7 Напишите условие равновесия произвольной пространственной системы сил.

2.2 Механика деформируемого твердого тела

2.2.1 Основные понятия и допущения механики материалов

Классификация сил, действующих на твердое тело. Основные гипотезы сопротивления материалов. Пластические и упругие деформации тел. Метод сечений. Внутренние усилия. Виды деформаций. Напряжения в данной точке сечения. Нормальные и касательные напряжения.

Методические указания

Усвойте основные понятия, принятые в сопротивлении материалов; внутренние силы и моменты, напряжения и деформации. Обратите особое внимание на метод сечений, применяемый для решения одной из основных задач сопромата: определения внутренних усилий, возникающих в твердом теле при воздействии на него внешних сил.

Контрольные вопросы

- 1 Как классифицируются силы, действующие на твердое тело?
- 2 Что называется упругой деформацией? Какие деформации считаются пластическими?
- 3 Назовите основные гипотезы сопромата.
- 4 В чем заключается метод сечений? Для чего этот метод применяется?
- 5 Укажите все возможные внутренние силовые факторы.
- 6 Дайте характеристику напряжения в данной точке. Какие напряжения называются нормальными, а какие касательными?

2.2.2 Деформация растяжения (сжатия)

Эпюры внутренних сил. Гипотеза плоских сечений. Нормальные напряжения. Относительная продольная и поперечная деформации. Закон Гука. Коэффициент Пуассона. Закон Гука для деформации растяжения (сжатия).

Расчеты на прочность и жесткость. Определение абсолютных удлинений (укорочений) стержня.

Прочность, упругость, пластичность, твердость. Диаграмма растяжения. Твердость материалов.

Энергия, накопленная в стержне при его растяжении (сжатии). Удельная энергия деформации для случая равномерно растянутого стержня и для объемно деформированного тела.

Методические указания

При растяжении (сжатии) внутренним силовым фактором является продольная (нормальная) сила и нормальные напряжения, действующие в поперечных сечениях стержня. Нормальные напряжения в соответствии с законом Гука пропорциональны относительным деформациям. Коэффициент пропорциональности E , входящий в формулу закона Гука, носит название модуля упругости первого рода (модуля Юнга) и является важнейшей механической константой материала, характеризующей его упругие свойства.

При растяжении (сжатии) возникают продольные и пропорциональные им поперечные деформации. Коэффициент пропорциональности μ – коэффициент Пуассона – также является механической константой материала, характеризующей его упругие свойства.

При испытаниях на растяжение и сжатие получаем еще целый ряд механических констант. Это предельные напряжения: предел пропорциональности $\sigma_{п}$, предел упругости $\sigma_{у}$, предел текучести $\sigma_{т}$, предел прочности (временное сопротивление) $\sigma_{в}$.

Поверхностная твердость материалов может быть определена с помощью одного из следующих трех методов: метода Бринелля, метода Виккерса, метода Роквелла.

Контрольные вопросы

- 1 Какие внутренние силовые факторы возникают при растяжении (сжатии)?
- 2 Какие напряжения возникают в поперечных сечениях стержня при его растяжении?
- 3 Запишите условие прочности при растяжении.
- 4 Что такое допускаемые напряжения и как они определяются?
- 5 Напишите два вида закона Гука для растяжения.
- 6 Что определяет упругие свойства материала?
- 7 Какова связь между продольной и поперечной деформациями при растяжении?
- 8 Нарисуйте диаграмму растяжения. Какие предельные напряжения можно получить при испытании на растяжение?
- 9 Какие существуют методы определения твердости материалов, и в чем они заключаются?

2.2.3 Деформация сдвига

Угловые деформации. Внутренние усилия. Закон Гука при сдвиге. Модуль сдвига. Расчеты на прочность при деформации сдвига.

Методические указания

Сдвиг материала возникает в том случае, если на брус перпендикулярно его оси действуют одновременно на небольшом расстоянии друг от друга две равные, параллельные и противоположно направленные силы. При сдвиге в поперечных сечениях стержня возникают поперечные силы и соответствующие им касательные напряжения. Связь между напряжениями и возникающими при сдвиге угловыми деформациями выражается законом Гука. Коэффициент пропорциональности G в этом законе называется модулем упругости второго рода (модулем сдвига) и является наряду с модулем Юнга важнейшей механической характеристикой материала. Существует математическая зависимость между модулями упругости первого E и второго G рода и коэффициентом Пуассона ν .

Усвойте определение абсолютного сдвига на основании закона Гука и условие прочности на сдвиг, при невыполнении которого может наступить разрушение детали, называемое срезом.

Контрольные вопросы

- 1 При каком типе нагружения возникает сдвиг?
- 2 Какие силы действуют в поперечных сечениях при сдвиге?
- 3 Какие напряжения возникают при сдвиге?
- 4 Запишите закон Гука при сдвиге для относительных и абсолютных деформаций.
- 5 Запишите условие прочности при сдвиге. Как называется разрушение детали при сдвиге?

2.2.4 Деформация кручения

Геометрические характеристики плоских сечений. Статический момент площади сечения. Моменты инерции и моменты сопротивлений сечений. Свойства моментов инерции. Вычисление моментов инерции типовых сечений деталей.

Вид нагружения стержня, при котором возникает деформация кручения. Внутренний крутящий момент. Построение эпюр крутящих моментов для различных случаев нагружения валов.

Искажение при кручении первоначально прямоугольной сетки на поверхности деформируемого образца. Касательные напряжения при кручении. Определение диаметра вала исходя из условия прочности.

Определение углов поворотов поперечных сечений валов. Жесткость вала. Расчет вала исходя из условия жесткости.

Методические указания

Кручение возникает в том случае, когда на стержень действуют две равные, но противоположно направленные пары сил, расположенных в плоскостях, перпендикулярных оси стержня. Обратите внимание на то, что если при определении напряжений при деформациях растяжения (сжатия) и сдвига достаточно было знать только величину площади поперечного сечения стержня, то при рассмотрении деформации кручения, а в последующем и изгиба, кроме величины площади поперечного сечения необходимо учитывать и его форму.

При кручении в поперечных сечениях стержня возникает крутящий момент и соответствующие ему касательные напряжения, которые неравномерно распределены по сечению: равны нулю в центре сечения и максимальны на периферии. Условие прочности при кручении записывается по максимальным напряжениям, для нахождения которых вводится особая величина – полярный момент сопротивления. Выражения для полярного момента сопротивления наиболее распространенных сечений нужно запомнить.

В выражении для угла закручивания в знаменателе стоит произведение GJ_p , которое называется жесткостью стержня при кручении.

Контрольные вопросы

- 1 Назовите геометрические характеристики плоских сечений.
- 2 Назовите свойства моментов инерции плоских сечений.
- 3 Что называется кручением? Какие внешние силовые факторы его вызывают?
- 4 Какие внутренние силовые факторы возникают при кручении?
- 5 Как определяется реактивный момент?
- 6 Какие напряжения возникают при кручении? Напишите формулу этих напряжений. От чего зависят напряжения в различных точках сечения?
- 7 Что такое полярный момент сопротивления? Запишите условие прочности при кручении.
- 8 Напишите выражение для угла закручивания поперечного сечения стержня. Как определяется жесткость при кручении?

2.2.5 Деформация изгиба

Типы балок и опор. Чистый и поперечный изгиб. Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов. Дифференциальные зависимости при изгибе. Определение нормальных напряжений при чистом изгибе. Условие прочности. Определение касательных напряжений при поперечном изгибе. Формула Журавского. Перемещения при изгибе. Дифференциальное уравнение изогнутой оси стержня. Продольный изгиб.

Методические указания

При изгибе в поперечных сечениях стержня могут возникать изгибающий момент и поперечная сила. При изучении этого раздела обратите внимание на дифференциальные зависимости между внешней нагрузкой и внутренними силовыми факторами при изгибе. Основная задача этого раздела – научиться строить эпюры поперечных сил и изгибающих моментов.

При чистом изгибе в сечениях стержня возникают только нормальные напряжения, зависящие от изгибающего момента. Эти напряжения неравномерно распределяются по высоте поперечного сечения стержня: на нейтральной оси они равны нулю, у края сечения максимальны.

При поперечном изгибе в сечениях стержня возникают как нормальные, так и касательные напряжения, зависящие от поперечной силы, но для большинства практических случаев расчета они не имеют существенного значения, и эти напряжения можно не учитывать.

Расчет на прочность производят по максимальным нормальным напряжениям; при этом в расчетную зависимость вводят осевой момент сопротивления, равный отношению осевого момента инерции к расстоянию от нейтральной оси до максимально удаленного от нее края сечения. Выражения для осевого момента сопротивления наиболее распространенных сечений нужно запомнить.

При изучении перемещений при изгибе обратите внимание на то, что количественными показателями деформации являются прогиб и угол поворота сечения, связанные дифференциальной зависимостью.

При рассмотрении продольного изгиба обратите внимание на то, от чего зависит величина критической силы, определяемой по формуле Эйлера.

Контрольные вопросы

- 1 При каких схемах нагружения возникает изгиб стержня?
- 2 Чем характеризуется чистый и поперечный изгиб стержня?
- 3 Какие существуют дифференциальные зависимости при изгибе?
- 4 Какие напряжения возникают в сечениях стержня при изгибе и от каких внутренних силовых факторов они зависят?
- 5 Напишите формулу нормальных напряжений при изгибе и постройте эпюру их распределения по сечению стержня.
- 6 Что такое осевой момент сопротивления? Напишите формулы осевых моментов сопротивления для прямоугольного (квадратного), круглого, кольцевого сечений.
- 7 Напишите условие прочности стержня на изгиб. Какие задачи можно решать, используя это условие?
- 8 Какие количественные показатели деформации балки вам известны и как эти показатели между собой связаны?

9 Назовите состояния равновесия стержня, в которых он будет находиться при изменении величины продольной силы. Какая сила называется критической силой?

10 Запишите формулу Эйлера для определения значения критической силы. Как учитывается влияние способа закрепления стержня на величину критической силы?

2.2.6 Местные напряжения

Местные напряжения. Коэффициенты концентрации напряжений. Примеры определения напряжений при деформациях растяжения, изгиба и кручения деталей, имеющих неоднородности сечений, вызывающие концентрацию напряжений (концентраторы напряжений).

Контактные напряжения. Формула Герца для определения максимальных напряжений, возникающих в зоне контактирования двух цилиндрических поверхностей.

Методические указания

Напряжения, возникающие в деталях в местах, где присутствуют неоднородности сечений, либо в зоне контактирования с другой деталью, называются местными напряжениями. Для определения напряжений вблизи неоднородностей сечений (концентраторов) используют коэффициенты концентрации (теоретический и эффективный), значения которых зависят от деформации и вида концентратора и приводятся в справочниках.

Обратите внимание на возможные виды концентраторов при деформациях растяжения, изгиба, кручения и на распределение напряжений вблизи этих концентраторов.

При рассмотрении контактных напряжений обратите внимание на то, что контактные напряжения не являются линейной функцией нагрузки, с ростом сил они возрастают все медленнее. Это объясняется тем, что с увеличением нагрузки вследствие упругих деформаций увеличивается и площадка контакта.

Контрольные вопросы

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

2.2.7 Прочность при переменных нагрузках

Прочность материалов при переменных нагрузках. Циклические нагрузки. Особенности разрушений деталей при действии циклических нагрузок. Виды циклов нагружения деталей. Построение кривой выносливости. Предел выносливости.

Методические указания

На элементы машин и конструкций наряду с постоянными могут также действовать нагрузки, периодически изменяющиеся как по величине, так и по направлению. В этом случае разрушение деталей происходит из-за образования и развития микротрещин. Обратите внимание на построение кривой выносливости (кривой усталости) при действии переменных напряжений и определение предела выносливости материала.

Контрольные вопросы

- 1 Что называют пределом выносливости материала?
- 2 Как предел выносливости связан с пределом прочности материала?
- 3 Как строится кривая выносливости материала?
- 4 Что называют коэффициентом асимметрии цикла?
- 5 Что называют амплитудой цикла; средним значением цикла?

2.3 Механизмы приборных систем

2.3.1 Структурный анализ механизмов

Кинематическая пара. Классификация кинематических пар. Кинематическая цепь. Классификация кинематических цепей. Степень подвижности плоской кинематической цепи. Механизмы. Классификация механизмов.

Методические указания

При изучении данного раздела обратите внимание на классификацию кинематических пар по числу степеней свободы и по элементам касания. Уясните различие между абсолютным движением звеньев и относительным движением звеньев кинематической пары, которые определяются только самой кинематической парой. Научитесь определять по формуле Чебышева степень подвижности плоской кинематической цепи. Рассмотрите возможные критерии классификации механизмов, выделив при этом практическую классификацию. Рассмотрите определение механизма исходя из понятия замкнутой кинематической цепи. Обратите внимание на необходимые условия существования механизма исходя из его определения и на связь между степенью подвижности кинематической цепи и числом ведущих звеньев механизма.

Рассмотрите подробно практическую классификацию передаточных механизмов. Обратите внимание на то, что в названии некоторых механизмов указаны его конструктивные особенности, либо способ передачи движения и т.п.

Контрольные вопросы

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 кинематической пары.

3 Какие кинематические цепи, замкнутые или незамкнутые, используют обычно для механизмов? Приведите определение механизма.

4 Можно ли в механизме с одной степенью свободы изменить положение звеньев, не меняя положение ведущего звена?

5 Приведите формулу Чебышева и объясните значение входящих в нее величин.

6 Приведите примеры механизмов в соответствии с практической классификацией.

7 Приведите примеры механизмов, в названии которых учитываются конструктивные либо другие особенности.

2.3.2 Механические передачи

Назначение механических передач. Передаточное отношение. Энергетические соотношения в механической передаче. Баланс мощностей. Коэффициент полезного действия механизма.

Соотношение скоростей в высшей кинематической паре (основной закон зацепления). Кинематическое и геометрическое условия передачи движения между звеньями, образующими высшую кинематическую пару.

Методические указания

Исходя из баланса мощностей уясните, что увеличение скорости движения всегда приводит к уменьшению силы (золотое правило механики).

При рассмотрении основного закона зацепления покажите, что при выполнении двух условий существования высшей кинематической пары – геометрического и кинематического – нормаль к профилям в точке их контакта делит межцентровое расстояние в отношении, обратном отношению угловых скоростей. Обратите внимание на условие отсутствия скольжения в зоне кон-

такта звеньев и с учетом этого научитесь пояснять два возможных способа передачи движения между звеньями, образующими высшую кинематическую пару.

Контрольные вопросы

- 1 В чем состоит баланс мощностей для механической передачи?
- 2 Поясните смысл коэффициентов полезного действия и коэффициента потерь механизма.
- 3 Сформулируйте геометрическое и кинематическое условия существования высшей кинематической пары.
- 4 Что такое передаточное отношение? Запишите его выражение через отношение начальных радиусов.
- 5 При каком условии в высшей кинематической паре будет отсутствовать скольжение?
- 6 Назовите возможные способы передачи движения между звеньями, образующими высшую кинематическую пару.

2.3.2.1 Зубчатые передачи

Классификация зубчатых передач. Элементы зубчатых колес. Способы изготовления зубчатых колес. Кинематический анализ рядовых и эпициклических зубчатых передач. Эвольвентное зацепление зубьев. Силы, действующие в зацеплении прямозубых и косозубых передач.

Червячные передачи.

Методические указания

Самым распространенным типом передаточных механизмов как в машиностроении, так и в приборостроении, являются зубчатые передачи, что обусловлено рядом достоинств этих передач. Изучите эти достоинства. Рассматривая способы изготовления зубчатых колес, обратите внимание на преимущество метода обкатывания перед методом копирования.

При ознакомлении с геометрическим расчетом зубчатых и червячных передач обратите особое внимание на то, что все размеры колеса (червяка) выражаются через основной параметр зацепления – модуль m , равный отношению шага зубьев (шага винтовой нарезки) p к числу π . При этом, если прямозубое цилиндрическое колесо имеет один расчетный модуль, то косозубое колесо – два модуля: нормальный m_n и торцевой m_s .

Научитесь 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. При изучении различных видов сложных зубчатых передач уясните, что в понижающих скорость зубчатых пе-

редачах (редукторах) происходит уменьшение скорости в число раз, равное передаточному отношению, и увеличение момента в то же число раз; мощность же уменьшается только на величину потерь.

Обратите внимание на достоинства эвольвентного зацепления зубьев.

Уясните, какие силы действуют в зацеплении прямозубых и косозубых цилиндрических колес.

При изучении червячных передач обратите внимание на кинематику пары червяк – червячное колесо, на зависимость передаточного отношения в червячной передаче от числа заходов червяка.

Контрольные вопросы

- 1 Как классифицируются зубчатые передачи?
- 2 Назовите способы изготовления зубчатых колес. Какой способ предпочтительнее и почему?
- 3 Укажите основные достоинства и недостатки зубчатых передач.
- 4 Назовите достоинства эвольвентного зацепления.
- 5 Что такое модуль зацепления? Какие модули различают для косозубых колес?
- 6 Как определяют начальный и делительный диаметры зубчатого колеса?
- 7 Как вычисляют диаметры вершин и впадин зубьев?
- 8 На какие составляющие раскладывается вектор нормального давления в зацеплении прямозубой цилиндрической передачи?
- 9 Как устроены планетарные зубчатые передачи, каковы их достоинства?
- 10 Какая передача называется редуктором, мультипликатором?
- 11 Назовите достоинства и недостатки червячных передач по сравнению с цилиндрическими зубчатыми передачами.
- 12 Какой червяк называется архимедовым?

2.3.2.2 Фрикционные передачи

Назначение, классификация фрикционных передач. Кинематика фрикционных передач. Условие передачи движения в фрикционном механизме. Упругое и геометрическое скольжение.

Методические указания

При изучении фрикционных передач найдите условие передачи движения. Обратите внимание на отличие в фрикционном механизме действительного передаточного отношения от теоретического вследствие наличия упругого и

геометрического скольжения. Уясните природу геометрического и упругого скольжения.

Контрольные вопросы

- 1 Как классифицируются фрикционные передачи?
- 2 Каковы достоинства и недостатки фрикционных передач?
- 3 Из каких материалов изготавливаются колеса фрикционных передач?
- 4 Как определить в цилиндрической фрикционной передаче усилие прижима, обеспечивающее ее надежную работу?
- 5 Начертите схему фрикционной передачи с переменным передаточным отношением.
- 6 От чего зависит величина упругого скольжения в фрикционном механизме?
- 7 Поясните механизм геометрического скольжения, возникающего в фрикционном вариаторе.
- 8 От чего зависит величина геометрического скольжения?

2.3.2.3 Передачи с гибкой связью

Назначение, классификация передач с гибкой связью. Условие передачи движения в фрикционном механизме с гибким звеном.

Методические указания

Среди передач с гибкой связью особенное распространение имеют передачи с непосредственным зацеплением, а также различные фрикционные передачи, в основном ременные, на которые следует обратить внимание.

Рассмотрите условие передачи движения в механизме с гибкой связью с фрикционным сцеплением.

Обратите внимание на отличие действительного передаточного отношения от теоретического, обусловленное упругими деформациями в передаче.

Контрольные вопросы

- 1 Начертите схемы передач с гибкой связью с непосредственным соединением, трением и зацеплением.
- 2 Как классифицируются ременные механизмы в зависимости от вида применяемого ремня?
- 3 Как учитывается упругое скольжение в передаче с гибкой связью при определении передаточного отношения?

2.3.2.4 Механизмы прерывистого движения

Назначение, классификация механизмов прерывистого и одностороннего движения. Храповые и мальтийские механизмы.

Методические указания

При рассмотрении классификации механизмов прерывистого и одностороннего движения обратите внимание на диапазоны скоростей, при которых они применяются, и на причины, вызывающие ограничения области применения.

При рассмотрении мальтийских механизмов обратите особое внимание на геометрические особенности и кинематику этих механизмов.

Контрольные вопросы

1 Приведите классификацию механизмов прерывистого и одностороннего движения.

2 При каких скоростях и почему применяются храповые зубчатые механизмы, храповые фрикционные механизмы, мальтийские механизмы?

3 Изобразите мальтийский механизм и объясните принцип его работы.

4 С какой целью применяют храповые механизмы с двойными собачками?

5 Что дает применение в храповых механизмах ведущих звеньев с расположенными на них двумя собачками?

6 Запишите выражение для коэффициента движения одноповодкового мальтийского механизма.

7 Как можно получить значение коэффициента движения мальтийского механизма больше 0,5?

2.3.2.5 Кулачковые механизмы

Классификация, применение и характеристики кулачковых механизмов. Кинематическое исследование и проектирование кулачковых механизмов.

Методические указания

При изучении кулачковых механизмов обратите внимание на возможности воспроизведения с помощью этих устройств практически любого закона движения рабочего звена. Уясните такие параметры кулачковых механизмов, как угол давления, угол дальнего стояния, угол ближнего стояния.

Усвойте метод обращения движения, применяемый при кинематическом исследовании и при проектировании кулачковых механизмов.

Контрольные вопросы

- 1 Приведите примеры кулачковых механизмов с поступательно движущимся и с качающимся толкателем.
- 2 На примере кулачкового механизма с качающимся толкателем поясните применение метода обращения движения для кинематического исследования.
- 3 Что такое реальный и теоретический профили кулачка?
- 4 Что такое угол давления?
- 5 Что такое угол ближнего стояния, угол дальнего стояния?
- 6 Поясните порядок построения профиля кулачка по заданному закону поступательного движения толкателя.

2.3.2.6 Винтовые механизмы

Назначение и классификация винтовых механизмов. Кинематика и расчет винтовых механизмов.

Методические указания

Обратите внимание на наиболее характерные области применения винтовых механизмов, на их достоинства и недостатки.

Для наиболее распространенных схем винтовых механизмов рассмотрите кинематические зависимости.

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 винтовых механизмов, в основе которых лежит передача винт – гайка, применяют резьбы с малым углом профиля.

Контрольные вопросы

- 1 Назовите основные достоинства и недостатки передачи винт – гайка и укажите области применения этой передачи.
- 2 Изобразите основные схемы передачи винт – гайка.
- 3 Из каких материалов изготавливают гайки?
- 4 Что такое ход винта?

2.4 Детали механизмов приборных устройств

2.4.1 Конструкционные материалы

Требования к конструкционным материалам. Черные и цветные металлы и сплавы. Термическая и химико-термическая обработка сталей. Пластические массы.

Методические указания

Стоимость прибора, его технические свойства во многом зависят от материала деталей. Для правильного выбора применяемых в механизмах конструкционных материалов необходимо знать их марки, механические свойства, преимущественную область применения. Обратить внимание на возможность использования в качестве конструкционных материалов деталей механизмов пластмасс.

Контрольные вопросы

- 1 Как различаются чугуны и стали по химическому составу и свойствам?
- 2 Как классифицируются стали?
- 3 Какие сплавы на основе меди и алюминия применяют как конструкционные материалы?
- 4 В чем различие между терморезистивными и термопластичными пластмассами? Какие из них обладают более высокими прочностными свойствами?
- 5 Перечислите достоинства пластмасс по сравнению с металлами.

2.4.2 Упругие элементы приборов

Классификация, характеристики и применение упругих элементов. Расчет винтовых цилиндрических пружин растяжения (сжатия). Плоские прямые и спиральные пружины. Расчет винтовых цилиндрических пружин, работающих на кручение.

Методические указания

Рассмотрите классификацию упругих элементов, области их применения, характеристики, материалы, используемые для изготовления упругих элементов, уяснить такие явления, как упругое последействие и упругий гистерезис.

Обратите внимание на особенности упругих элементов, обуславливающие возможность их применения в качестве чувствительных элементов, аккумуляторов механической энергии (двигателей), демпферов.

Особое внимание обратите на то, какой вид деформации испытывает данная пружина. Так, винтовые пружины растяжения – сжатия работают на кручение и сдвиг, плоские пружины – на изгиб.

Контрольные вопросы

1 Как классифицируются упругие элементы по виду деформации, по области применения?

2 Что называется характеристикой упругого элемента?

3 Что такое жесткость (чувствительность) упругого элемента?

4 Дайте определение упругого последствия и упругого гистерезиса пружин.

5 Что такое индекс пружины?

6 Покажите порядок расчета винтовых цилиндрических пружин, работающих на растяжение – сжатие.

7 В каких случаях применяются плоские прямые пружины?

2.4.3 Валы и оси

Назначение, классификация, конструкции и материалы валов и осей. Расчеты валов и осей на прочность и жесткость. Проверка вала на критическую частоту.

Методические указания

Обратите внимание на различие между осью и валом. Конструктивно валы и оси могут выполняться сплошными, ступенчатыми, полыми, в виде вала-шестерни, вала-червяка, шлицевого вала.

Обратите внимание на различие в расчете оси и вала: если ось рассчитывается исходя только из деформации изгиба, то при расчете вала необходимо учитывать как деформацию изгиба, так и кручения. Кроме этого, при необходимости вал проверяется на жесткость и критическую частоту вращения.

Контрольные вопросы

1 Как устроены валы и оси, для чего они предназначены и из каких материалов изготавливаются?

2 Какая разница между осью и валом?

3 Какие различают виды валов?

4 Как рассчитывают валы и оси на прочность?

5 Как рассчитываются валы на жесткость?

6 Что такое критическое число оборотов вала? Когда необходимо рассчитывать вал на критическое число оборотов?

2.4.4 Опоры и направляющие

Трение скольжения и качения в кинематических парах. Коэффициент трения, угол трения. Опоры скольжения. Трение в поступательных кинематических парах. Трение во вращательных кинематических парах. Опоры качения. Классификация подшипников качения. Выбор подшипников качения. Крепление подшипников на валу и в корпусе. Направляющие для прямолинейного движения. Условие движения тела по направляющим.

Методические указания

Опоры предназначены для передачи нагрузки от вращающихся осей и валов на корпус механизма. Направляющие обеспечивают относительное поступательное движение деталей механизма. Различают опоры и направляющие с трением скольжения и трением качения. При изучении опор и направляющих с трением скольжения рассмотрите соотношение сил в парах ползун – наклонная плоскость, клинчатый ползун – желоб, шип – подшипник, пята – подпятник.

При рассмотрении опор с трением качения обратите внимание на их преимущества и недостатки по сравнению с опорами скольжения. Изучите классификацию, выбор и крепление на валу и в корпусе подшипников качения. Обратите внимание на особенности системы посадок колец подшипников на вал и в отверстие корпуса.

Рассмотрите классификацию направляющих для прямолинейного движения. Основными требованиями, которые предъявляются к направляющим, являются: точность направления движения, легкость и плавность перемещения, стойкость против износа, нечувствительность к температурным изменениям, малая стоимость, технологичность конструкции. Найдите математическую запись условия отсутствия заклинивания в направляющей с трением скольжения.

Контрольные вопросы

1 Как классифицируются опоры в зависимости от вида трения? Как называются части вала и контактирующие с валом опоры при направлении реакции опоры: а) перпендикулярно оси вала; б) параллельно оси вала?

2 Найдите выражение для минимального усилия, сдвигающего ползун относительно плоскости.

3 Назовите достоинства и недостатки подшипников качения по сравнению с подшипниками скольжения.

4 Как классифицируются подшипники по форме тел качения и направлению воспринимаемой нагрузки?

5 Как классифицируются подшипники качения по размерам?

6. От чего зависит точность подшипников качения?

7 Запишите выражение для динамической грузоподъемности подшипника качения и поясните значение входящих в него членов.

8 В какой системе выполняется сопряжение подшипников качения с валом, отверстием корпуса?

9 Изобразите несколько вариантов крепления подшипников на валу и в корпусе.

10 Нарисуйте примеры конструкций направляющих для поступательного движения.

11 Как влияет величина сдвигающего усилия на заклинивание в направляющей с трением скольжения?

2.4.5 Соединение деталей

Классификация соединений, конструкции и методика расчета различных типов неразъемных и разъемных соединений (сваркой, пайкой, склеиванием, заклепками, резьбовых, штифтовых, шпоночных, шлицевых).

Методические указания

Ознакомьтесь с различными видами соединений. Уясните технологию выполнения соединений, область их применения, достоинства и недостатки каждого вида соединений. Более подробно рассмотрите резьбовые соединения, наиболее часто применяемые в технике, в частности расчет болтов на растяжение и срез.

Контрольные вопросы

1 Какое соединение деталей называется неразъемным? Назовите основные виды неразъемных соединений.

2 Перечислите основные виды разъемных соединений.

3 Назовите конструктивные формы резьбовых соединений.

4 Какому расчету подвергаются болты, нагруженные осевой силой, поперечной силой?

5 Какие виды сварки вы знаете?

6 В чем состоят достоинства клеевых соединений?

2.4.6 Муфты

Назначение, классификация, конструкции муфт и их краткая характеристика.

Методические указания

При изучении муфт подразделите их на соединительные (глухие и компенсирующие) и управляемые. В рекомендуемых учебных пособиях найдите по одному примеру каждого типа муфт и уясните их принцип действия.

Контрольные вопросы

- 1 Как можно классифицировать муфты по функциональным признакам?
- 2 Приведите примеры муфт каждого типа.
- 3 В каких случаях применяют фрикционные муфты?

2.5 Точность механизмов

Факторы, влияющие на точность механизмов. Ошибки положения и перемещения механизма. Кинематическая погрешность и ошибка мертвого хода. Основные понятия и определения. Определение допусков и назначение посадок в соответствии с ГОСТ 25346-89. Посадки подшипников качения. Точность изготовления и виды сопряжений зубчатых колес. Чертеж зубчатого колеса. Шероховатость поверхностей деталей. Погрешности формы и взаимного расположения поверхностей. Дифференциальный метод расчета погрешностей механизмов. Определение кинематической погрешности и ошибки мертвого хода зубчатых передач. Расчет размерных цепей.

Методические указания

К основным погрешностям механизмов следует отнести ошибку положения, ошибку перемещения и ошибку мертвого хода. На величину этих ошибок влияет ряд факторов: производственные, схематические, эксплуатационные и температурные. Умейте пояснить механизм влияния этих факторов.

При рассмотрении вопросов о допусках и посадках обратите внимание на зависимость величины допуска от условного уровня точности (качества) и величины номинального размера. Изучите порядок образования допусков в соответствии с ГОСТ 25346-89. При рассмотрении вопроса об образовании и выборе посадок обратите внимание на особенности системы основного отверстия и системы основного вала. Студент должен свободно ориентироваться в вопросе обозначения на чертежах допусков и посадок, используя в последующем эти знания при выполнении курсового проекта.

При изучении вопроса «Погрешности формы и взаимного расположения поверхностей» а также вопроса «Шероховатость поверхностей» особое внимание обратить на их обозначение на чертежах.

Обратите внимание, что точность изготовления зубчатого колеса и вид сопряжения зубчатых колес – это два независимых параметра, влияющих на точность зубчатой передачи.

Изучая дифференциальный метод определения погрешностей механизмов, обратите внимание на такие понятия, как первичная ошибка, частная погрешность, коэффициент влияния первичной ошибки. Рассмотрите в качестве примера определение погрешности кривошипно-ползунного механизма.

Выбор расчета кинематической погрешности зубчатой передачи или ошибки мертвого хода зависит от режима работы передачи: для реверсивных зубчатых передач выполняют расчет ошибки мертвого хода, а для передач с однонаправленным движением – расчет кинематической погрешности.

Контрольные вопросы

- 1 Назовите ошибки механизмов.
- 2 Назовите причины, приводящие к погрешностям механизмов.
- 3 Дайте определение номинального размера, действительного размера.
- 4 Что такое допуск размера?
- 5 В чем отличие поля допуска размера от допуска?
- 6 Что такое квалитет?
- 7 От чего зависит величина допуска?
- 8 Как определяется величина допуска размера в соответствии с гост?
- 9 Сколько полей допусков размеров валов и отверстий определяет гост?
- 10 Нарисуйте расположение полей допусков для посадки с зазором; для посадки с натягом, для переходной посадки.
- 11 Запишите условное обозначение посадки в системе основного отверстия.
- 12 Запишите условное обозначение посадки в системе основного вала.
- 13 Назовите возможные отклонения формы и взаимного расположения поверхностей.
- 14 Как обозначаются на чертежах отклонения формы и взаимного расположения поверхностей?
- 15 Какие параметры служат для количественной оценки шероховатости поверхностей?
- 16 Как обозначается шероховатость поверхностей на чертежах?
- 17 Какие нормы характеризуют точность изготовления зубчатого колеса?
- 18 Что определяет вид сопряжения зубчатых колес?
- 19 От чего зависит величина бокового зазора в зацеплении зубчатых колес?

20 В чем заключается дифференциальный метод определения погрешностей механизмов?

21 Когда выполняется расчет зубчатой передачи на кинематическую погрешность, а когда определяется ошибка мертвого хода?

22 Приведите примеры детальной и сборочной размерной цепи.

23 В чем состоит расчет детальной размерной цепи?

3 ЛАБОРАТОРНЫЕ РАБОТЫ

Количество и наименование лабораторных работ, выполняемых студентами, определяется преподавателем с учетом их сложности и выделенного в соответствии с учебным планом специальности учебного времени.

Ниже приведен примерный перечень лабораторных работ.

1 Механические свойства материалов [12].

2 Исследование деформации кручения [12].

3 Исследование деформации изгиба [12].

4 Конструкции и параметры зубчатых механизмов [15].

5 Допуски и посадки. Исследование точности и характера соединения типа вал-втулка. [15].

6 Исследование упругого скольжения в механизме с гибким звеном.

4 КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА

По дисциплине «Техническая механика» студенты заочной формы обучения выполняют одну контрольную работу.

Контрольную работу выполняют в тетради, оставляя поля для замечаний рецензента. Перед решением задачи надо записать полностью ее условие с числовыми данными, составить эскиз (рисунок) и указать на нем все величины, используемые для расчета. Вычисления сначала необходимо проделать в общем виде, обозначая все данные и искомые величины буквами, после чего вместо буквенных обозначений подставить числовые значения и найти результат. Решение необходимо сопровождать краткими, последовательными объяснениями (без сокращения слов), а также чертежами, на которых даны числовые значения для всех входящих в расчет величин. Все расчеты в контрольной работе производятся в единицах СИ.

На обложке тетради, в которой выполнена контрольная работа, должны быть четко написаны название дисциплины, фамилия, имя и отчество студента, название факультета и специальности, номер студенческой группы, учебный шифр, дата отсылки работы, точный почтовый адрес отправителя.

Оформленные небрежно и без соблюдения предъявляемых к ним требований контрольные работы не рассматриваются.

Контрольная работа состоит из 4 задач. Каждая задача содержит десять типов схем и для каждой схемы даны десять вариантов численных значений параметров. Обязателен для выполнения тот тип схемы, номер которого соответствует последней цифре шифра студента, и тот вариант этого типа, который соответствует предпоследней цифре шифра.

Например, студент, имеющий шифр 01024023, выполняет задачи, соответствующие схеме 3 и варианту 2. Если последняя цифра шифра студента – нуль, то ему надо выполнить задачи, соответствующие схеме 10. Если предпоследняя цифра – нуль, студент должен выполнить задачи варианта 10 своего типа схемы.

Задача 1

Определить реакции опор A и B горизонтальной балки AB , если на нее действует сосредоточенная сила F , пара сил с моментом m и равномерно распределенная нагрузка интенсивностью q .

Схемы десяти типов балок даны на рисунке 1, а числовые данные для расчета приведены в таблице 1.1.

Таблица 1.1 – Исходные данные для расчета реакций в опорах

Величина	В а р и а н т ы									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	20	12	14	16	18	20	22	24	26	28
q , кН/м	8	7,5	7	6,5	6	5,5	5	4,5	4	3,5
m , Н·м	8000	7500	7000	6500	6000	5500	5000	4500	4000	3500
l , м	8	8	7	7	6	6	5	5	4	4
d_1 , м	4	4	4	3	3	3	2	2	2	2
d_2 , м	3	3	3	2	2	2	1	1	1	1
α , рад	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$

Задача 2

К стальному ступенчатому валу, имеющему сплошное поперечное сечение, приложены четыре момента (рисунок 2, 1–10). 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_1 и 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 $G \approx 0,4E$. Для стали модуль упругости первого рода считать равным $E = 2 \cdot 10^5$ МН/м².

Числовые данные для расчетов приведены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Исходные данные для расчета ступенчатого вала

Варианты	Расстояния, м			Моменты, кН·м				[τ], МПа
	<i>a</i>	<i>b</i>	<i>c</i>	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	35
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	0,6	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

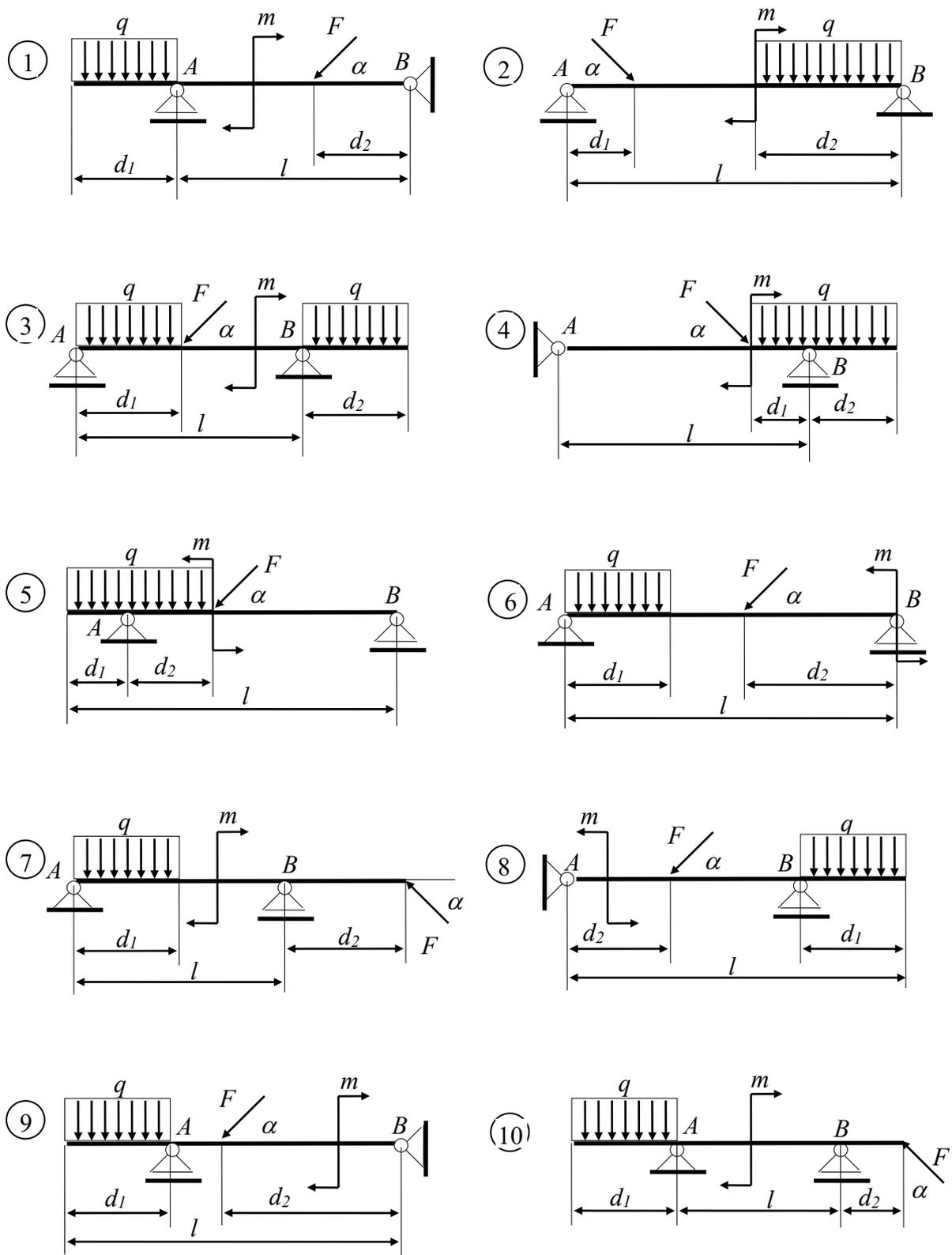


Рисунок 1 – Схемы балок

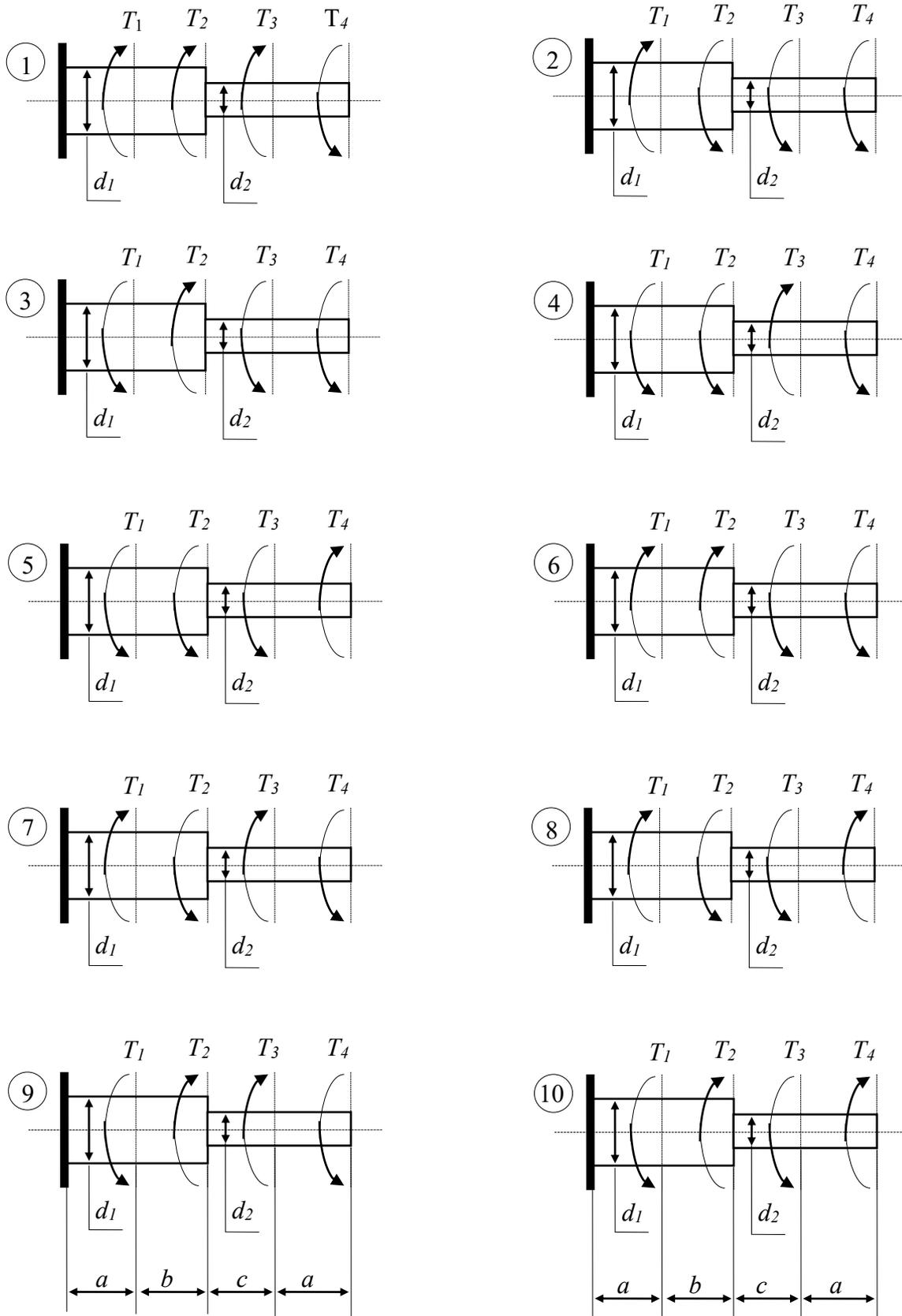


Рисунок 2 – Схемы нагружения валов

Задача 3

На рисунке 3 показаны 10 схем 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:

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

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

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

общий коэффициент полезного действия передачи.

В таблицах 3.1 – 3.10 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 КПД (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 $\eta_{п} = 0,95$, 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, разделять передачи на плоские и пространственные (с непараллельными осями вращения). Нужно понимать, когда направления вращения можно определять по алгебраическим знакам передаточного отношения, а когда для этого необходимо применять простановку стрелок на схеме. Очень важны показанные направления угловой скорости и углового ускорения – по ним определяют характер движения (ускоренное, замедленное).

Таблица 3.1 – Исходные данные для расчета механизма по схеме 1 (см. рисунок 3)

Величина	В а р и а н т ы									
	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	58	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 3.2 – Исходные данные для расчета механизма по схеме 2 (см. рисунок 3)

Величина	В а р и а н т ы									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
z_1	22	14	25	18	21	20	16	18	16	20
z_2	23	22	26	30	28	30	28	28	24	21
z_2'	22	16	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 3.3 – Исходные данные для расчета механизма по схеме 3 (см. рисунок 3)

Величина	В а р и а н т ы									
	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 3.4 – Исходные данные для расчета механизма по схеме 4 (см. рисунок 3)

Величина	В а р и а н т ы									
	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 3.5 – Исходные данные для расчета механизма по схеме 5 (см. рисунок 3)

Величина	В а р и а н т ы									
	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	1009	75	40

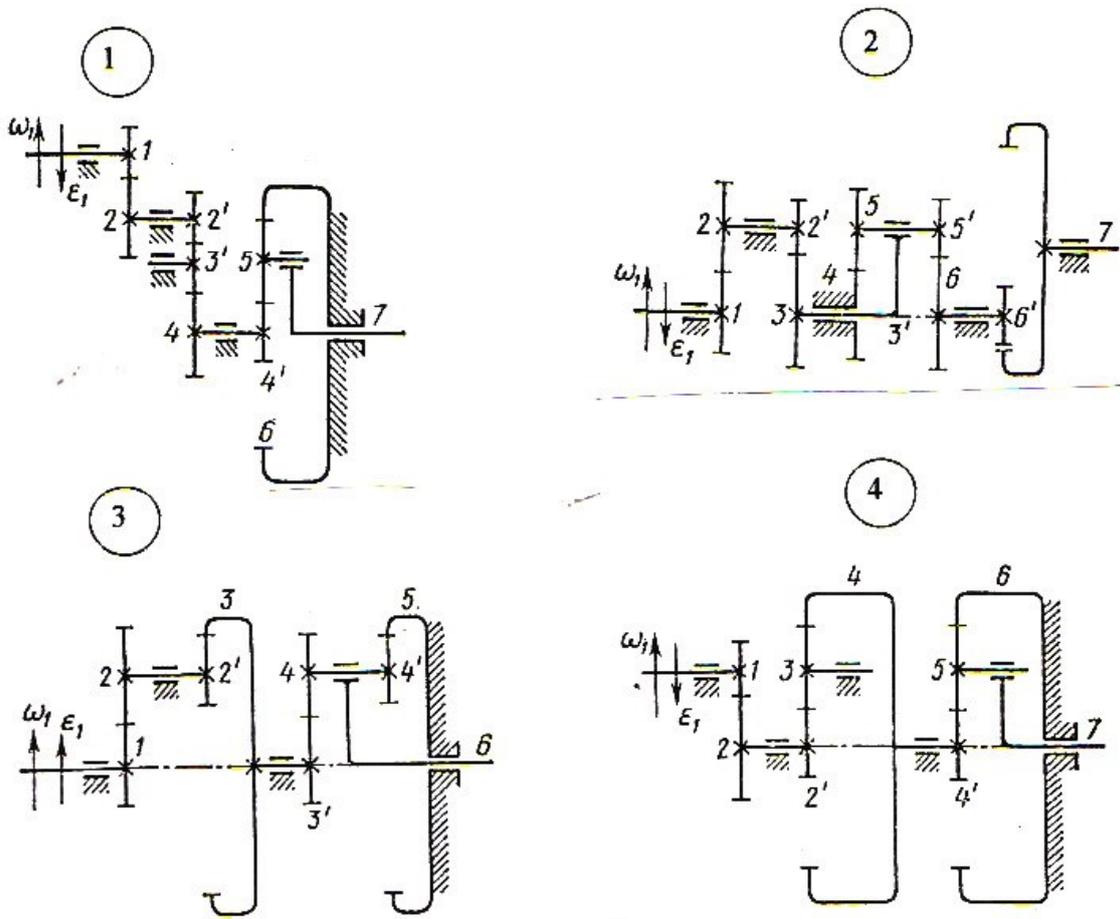


Рисунок 3 – Схемы механизмов

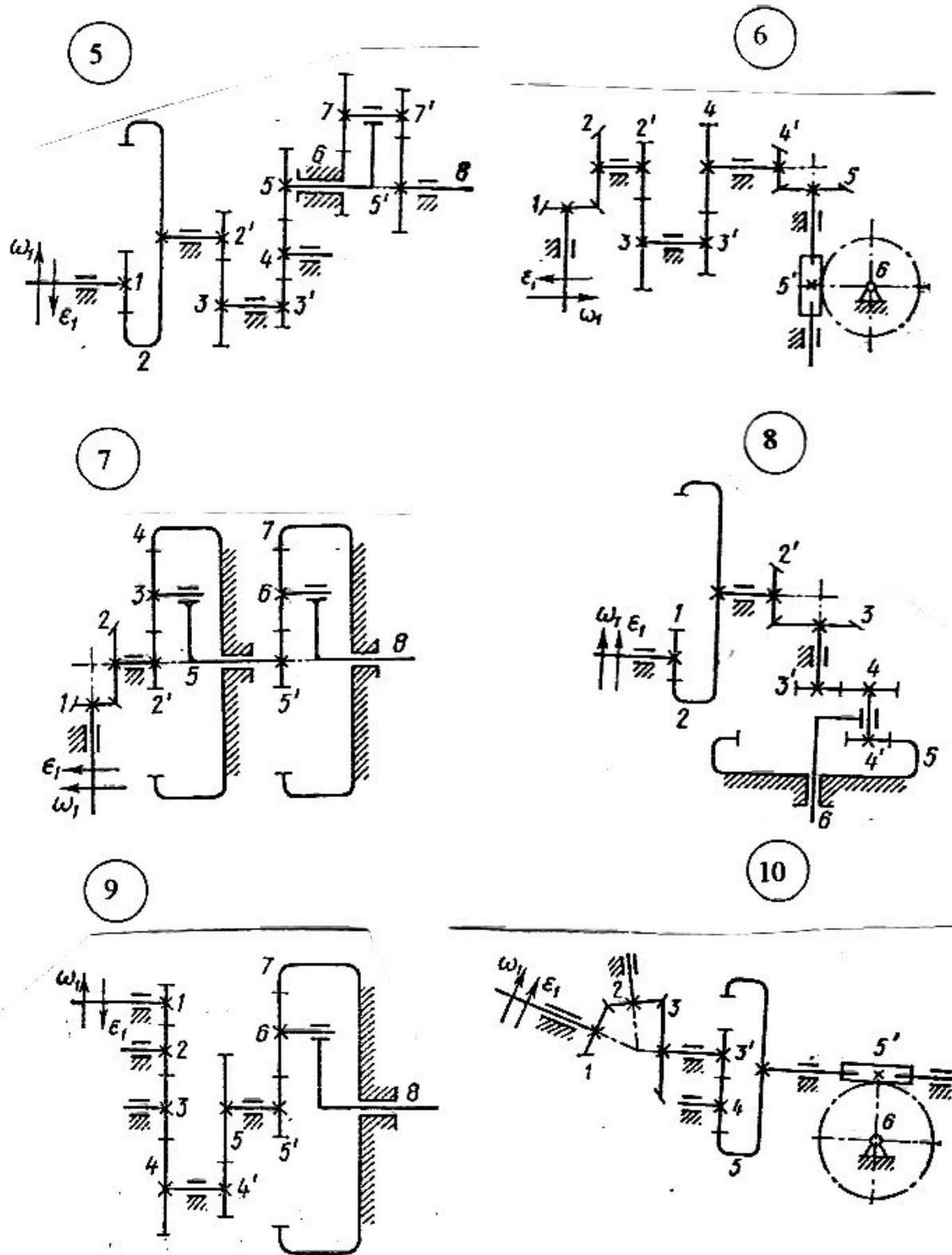


Рисунок 3, лист 2

Таблица 3.6 – Исходные данные для расчета механизма по схеме 6 (см. рисунок 3)

Величина	В а р и а н т ы									
	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 3.7 – Исходные данные для расчета механизма по схеме 7 (см. рисунок 3)

Величина	В а р и а н т ы									
	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 3.8 – Исходные данные для расчета механизма по схеме 8 (см. рисунок 3)

Величина	В а р и а н т ы									
	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 3.9 – Исходные данные для расчета механизма по схеме 9 (см. рисунок 3)

Величина	В а р и а н т ы									
	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 3.10 – Исходные данные для расчета механизма по схеме 10 (см. рисунок 3)

Величина	В а р и а н т ы									
	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 4

Задача содержит 10 типов схем соединений деталей (рисунок 4). Для каждой схемы даны 10 вариантов численных значений параметров. Необходимо рассчитать одно из соединений. Для выполнения выбирают тот тип схемы, номер которого соответствует последней цифре шифра зачетной книжки студента, и тот вариант, который соответствует предпоследней цифре шифра.

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 госту. Значения допускаемых напряжений для сварных швов приведены в таблице А1, а основные размеры метрической резьбы – в таблице А2 приложения А.

Тип 1. Проверить прочность сварных швов, соединяющих диск с зубчатым ободом и диск со ступицей (см. рисунок 4, схема 1). Мощность P , передаваемая колесом, его угловая скорость ω , толщина швов K_1 и K_2 и размеры d_c , D_o , d заданы в таблице 4.1.

Материал диска сталь Ст3, материал ступицы и обода сталь.

Таблица 4.1 – Исходные данные для расчета прочности сварных швов

Величина	В а р и а н т ы									
	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	700	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	Р у ч н о й					Полуавтоматический				

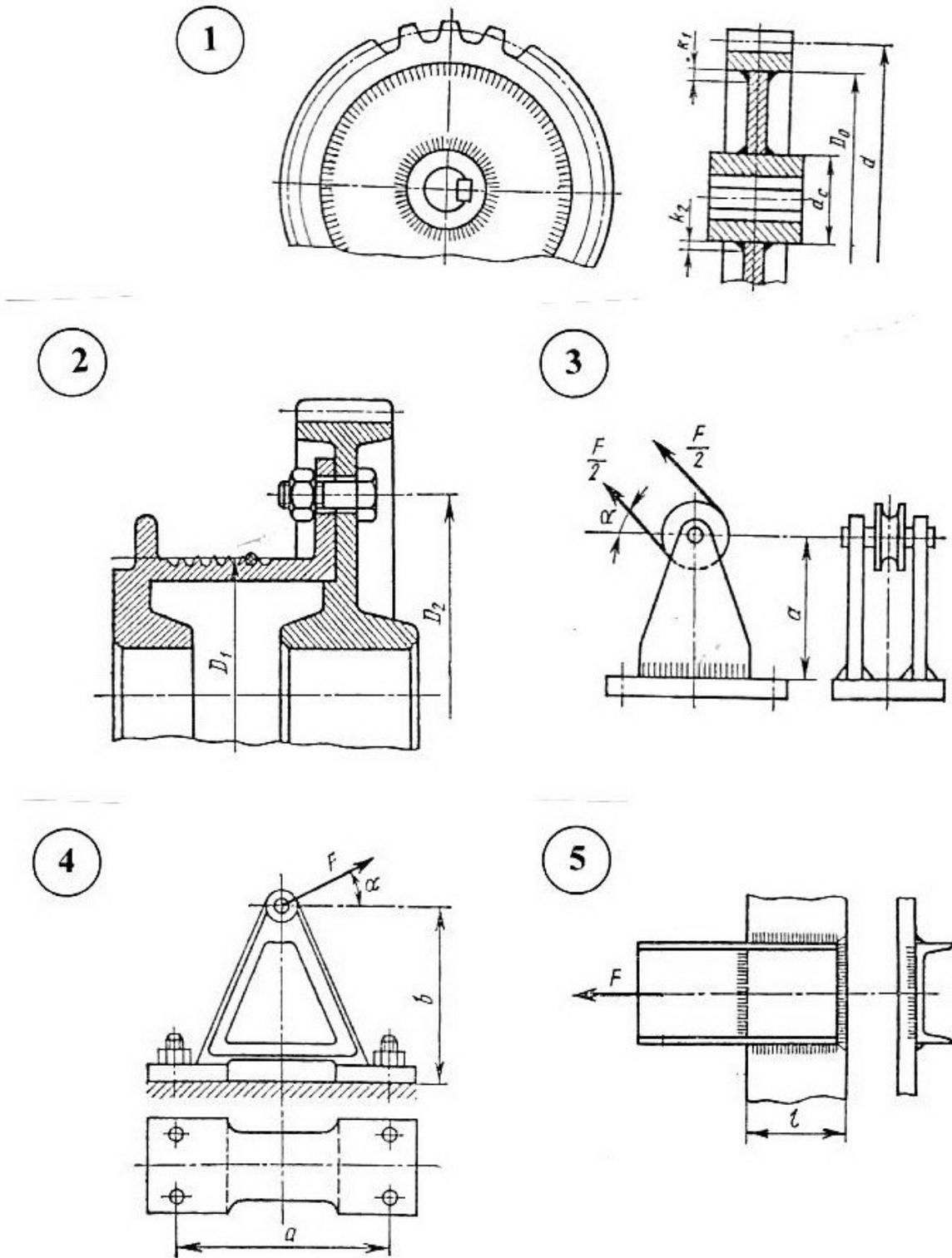


Рисунок 4 – Схемы соединений деталей

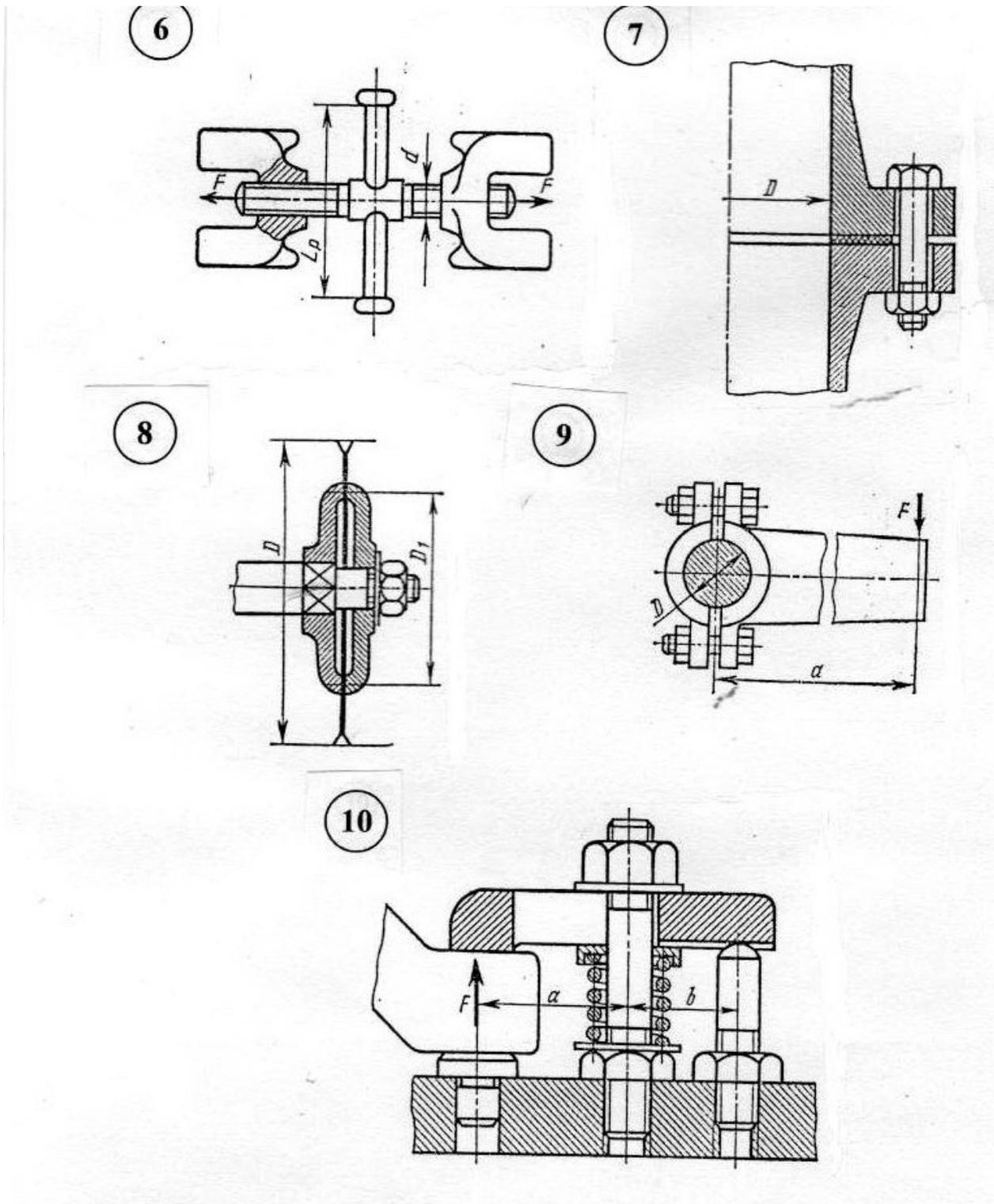


Рисунок 4, лист 2

Туп 2. Рассчитать болты, скрепляющие зубчатое колесо с барабаном лебедки (см. рисунок 4, схема 2). Расчет вести в двух вариантах: а) болты постав-

лены с зазором; б) болты поставлены без зазора. Грузоподъемность лебедки F и диаметры D_1 и D_2 заданы в таблице 4.2.

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

Таблица 4.2 – Исходные данные для расчета скрепляющих болтов

Величина	В а р и а н т ы									
	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

Тип 3. Рассчитать сварное соединение, крепящее неподвижный блок монтажного устройства к плите (см. рисунок 4, схема 3), по данным таблицы 4.3.

Материал электрода и метод сварки выбрать самостоятельно, недостающие данные задать.

Таблица 4.3 – Исходные данные для расчета сварного соединения

Величина	В а р и а н т ы									
	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	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$

Тип 4. Определить диаметр фундаментных болтов, крепящих стойку к бетонному основанию (см. рисунок 4, схема 4). Коэффициент трения основания стойки о бетон $f = 0,4$. Болты принять с метрической резьбой по госту. Данные для расчета приведены в таблице 4.4.

Недостающие данные выбрать самостоятельно.

Таблица 4.4 – Исходные данные для расчета фундаментных болтов

Величина	В а р и а н т ы									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	20	22	24	26	28	30	32	34	36	38
α , рад	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/4$	$\pi/6$	$\pi/3$	$\pi/6$	$\pi/4$	$\pi/3$	$\pi/6$
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 5. Рассчитать сварное соединение, крепящее опорный швеллер шириной 160 см к стальной плите (см. рисунок 4, схема 5). Материал электрода и

метод сварки назначить самостоятельно. Данные для расчета приведены в таблице 4.5.

Таблица 4.5 – Исходные данные для расчета сварного соединения

Величина	В а р и а н т ы									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	28	26	24	22	20	18	16	14	14	10
l , мм	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1400	1500

Тип 6. Рассчитать винтовую стяжку (см. рисунок 4, схема 6) с максимальным усилием на винте F по данным таблицы 4.6. Определить также размеры рукоятки.

Материал винта и гайки и другие недостающие данные принять самостоятельно.

Таблица 4.6 – Исходные данные для расчета винтовой стяжки

Величина	В а р и а н т ы									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	6	8	10	12	14	16	18	20	22	24

Тип 7. Определить диаметр болтов фланцевого соединения верхней части автоклава с его корпусом (см. рисунок 4, схема 7). Давление жидкости внутри автоклава по манометру p , внутренний диаметр верхней части автоклава D и количество болтов z заданы в таблице 4.7.

Таблица 4.7 – Исходные данные для расчета болтов фланцевого соединения

Величина	В а р и а н т ы									
	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	1,1	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 8. Определить диаметр нарезной части вала дисковой пилы, которая удерживается между двумя шайбами посредством сил трения, возникающих при затяжке гайки на конце вала (см. рисунок 4, схема 8). Пила преодолевает сопротивление резанию силу F . Данные для расчета приведены в таблице 4.8.

Таблица 4.8 – Исходные данные для расчета вала дисковой пилы

Величина	В а р и а н т ы									
	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 9. Рассчитать клеммовое болтовое соединение, обеспечивающее передачу крутящего момента с рычага в результате приложения на его конце силы F на вал диаметром D (см. рисунок 4, схема 9), по данным таблицы 4.9. Коэффициент трения f .

Таблица 4.9 – Исходные данные для расчета клеммового болтового соединения

Величина	В а р и а н т ы									
	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 10. Определить диаметр резьбы стяжной шпильки станочного прихвата (см. рисунок 4, схема 10) по данным таблицы 4.10. Усилиям пружины пренебречь.

Таблица 4.10 – Исходные данные для расчета стяжной шпильки прихвата

Величина	В а р и а н т ы									
	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

ПРИЛОЖЕНИЕ А

Таблица А1 – Допускаемые напряжения для сварных швов

Вид сварки и марка электрода	Стыковые швы		Валиковые (угловые) швы [τ] _{ср}
	[σ] _р	[σ] _{сж}	
Ручная сварка, электроды Э34	0,6[σ] _р	0,75[σ] _р	0,5[σ] _р
Ручная сварка, электроды Э42 и Э50	0,9[σ] _р	[σ] _р	0,6[σ] _р
Автоматическая и полуавтоматическая сварка под слоем флюса Сварка в среде защитного газа, ручная электродами высшего качества (Э42А; Э50А)	[σ] _р	[σ] _р	0,65[σ] _р

Примечания – 1 [σ]_р – допускаемое напряжение на растяжение основного металла конструкции (например, для стали Ст3 [σ]_р = 160 МПа);

2 [σ]_р , [σ]_{сж} – допускаемые напряжения для стыкового шва при растяжении и при сжатии соответственно;

3 [τ]_{ср} – допускаемое напряжение среза для валикового (углового) шва.

Таблица А2 – Основные размеры (мм) метрической резьбы

Внешний диаметр d	Средний диаметр d_2	Внутренний диаметр d_1	Шаг резьбы p
М6	5,350	4,91	1,0
М8	7,188	6,64	1,25
М10	9,026	8,38	1,5
М12	10,863	10,10	1,75
М14	12,701	11,83	2,0
М16	14,701	13,83	2,0
М18	16,380	15,29	2,5
М20	18,380	17,29	2,5
М22	20,380	19,29	2,5
М24	22,050	20,75	3,0
М27	25,050	23,75	3,0
М30	27,730	26,21	3,5

ЛИТЕРАТУРА

Основная

- 1 Артоболевский, И. И. Сборник задач по теории механизмов и машин / И. И. Артоболевский, Б. В. Эйдельман. – М. : Наука, 1975.
- 2 Беляев, Н. М. Сопротивление материалов / Н. М. Беляев. – М. : Наука, 1976.
- 3 Беляев, Н. М. Сборник задач по сопротивлению материалов / Н. М. Беляев. – М. : Наука, 1966.
- 4 Ванторин, В. Д. Механизмы приборных и вычислительных систем / В. Д. Ванторин. – М. : Высш. шк., 1985.
- 5 Вopilкин, Е. А. Расчет и конструирование механизмов приборов и систем / Е. А. Вopilкин. – М. : Высш. шк., 1980.
- 6 Красковский, Е. Я. Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем / Е. Я. Красковский, Ю. В. Дружинин, Е. М. Филатов. – М. : Высш. шк., 1991.
- 7 Степин, П.А. Сопротивление материалов / П. А. Степин. – М. : Высш. шк., 1988.
- 8 Тарг, С. М. Краткий курс теоретической механики / С. М. Тарг – М. : Наука, 1966.
- 9 Тимошенко, С. П. Механика материалов / С. П. Тимошенко, Д. Ж. Гере. – М. : Мир, 1976.
- 10 Феодосьев, В. И. Сопротивление материалов / В. И. Феодосьев. – М. : Наука, 1986.

Дополнительная

- 11 Вышинский, Н. В. Техническая механика / Н. В. Вышинский. – Минск : ИВЦ Минфина, 2006.
- 12 Вышинский, Н. В. Техническая механика Сборник задач: пособие / Н. В. Вышинский. – Минск : БГУИР, 2017.
- 13 Гастев, В. А. Краткий курс сопротивления материалов / В. А. Гастев. – М. : Наука, 1977.
- 14 Сурин, В. М. Техническая механика / В. М. Сурин. – Минск : БГУИР, 2004.
- 15 Техническая механика : лаб. практикум / В. М. Сурин [и др.]; под общ. ред. В. М. Сурина. – Минск : БГУИР, 2004.

СОДЕРЖАНИЕ

1 Цель и задачи преподавания дисциплины.....	3
2 Рабочая программа и методические указания по темам дисциплины...	4
3 Лабораторные работы.....	24
4 Контрольная работа.....	24
Приложение А.....	41
Литература.....	42

Учебное издание

ТЕХНИЧЕСКАЯ МЕХАНИКА

Рабочая программа, методические указания
и контрольные задания для студентов специальностей
1-36 04 02 Промышленная электроника
1-39 03 01 Электронные системы безопасности
заочной формы обучения

Составитель

Вышинский Николай Владимирович