

Курс «Механика» для подготовки бакалавров и дипломированных специалистов немеханических специальностей состоит из разделов:

- 1) сопротивление материалов;
- 2) теория механизмов и машин;
- 3) детали машин.

Назначение предмета – дать выпускникам немеханических специальностей сведения о методах и приемах постановки решения технических задач.

В результате изучения курса студент должен

знать:

- связи различных разделов механики с другими общенаучными инженерными дисциплинами;
- основные понятия и аксиомы механики;
- основные операции с системами сил, действующими на твердое тело;
- условия эквивалентности систем сил;
- условия уравновешенности произвольной системы сил и основные частные случаи этих условий;
- методы нахождения реакций связей в покоящейся системе сочлененных твердых тел;
- способы нахождения центров тяжести тел;
- законы трения скольжения и трения качения;
- кинематические характеристики движения точки при различных способах задания движения;
- кинематические характеристики движения тела и его отдельных точек при различных видах движения;
- операции со скоростями и ускорениями при сложном движении точки;
- дифференциальные уравнения движения точки относительно инерциальной и неинерциальной систем координат;
- теоремы об изменении количества движения, кинетического момента и кинетической энергии системы;
- основные модели механики и границы их применения;
- основные методы исследования нагрузок, перемещений и напряженно-деформированного состояния в элементах конструкций, методы проектных и проверочных расчетов изделий;
- основные требования работоспособности деталей машин и виды отказов деталей;
- типовые конструкции деталей и узлов машин, их свойства и области применения;
- принципы расчета и конструирования деталей и узлов машин.

уметь:

- пользоваться терминологией, характерной для различных разделов прикладной механики;
- составлять уравнения равновесия для тела, находящегося под действием произвольной системы сил;
- находить положения центров тяжести тел простой конфигурации;
- вычислять скорости и ускорения точек, принадлежащих телам, совершающим поступательное, вращательное и плоское движения;
- составлять дифференциальные уравнения движения материальных точек и тел, способных совершать вращательные и плоские движения;
- вычислять работу сил, приложенных к твердому телу, при его поступательном, вращательном и плоском движениях;
- выбирать наиболее подходящие материалы для деталей машин и рационально их использовать;
- выполнять расчеты типовых деталей и узлов машин, пользуясь справочной литературой и стандартами.

- проектировать и конструировать типовые элементы машин (передач, валов, соединений и др.), получать оценки их прочности, и жесткости.

ТЕМЫ ДЛЯ САМОСТОЯТЕЛЬНОГО ИЗУЧЕНИЯ ДИСЦИПЛИНЫ

ТЕОРИЯ МАШИН И МЕХАНИЗМОВ

Тема 1. ТММ. Основные понятия и определения. Машина, механизм, звено, кинематические пары, их классификация. Расчётные модели.

Тема 2. Основы структурного анализа механизмов.

Строение механизмов. Виды и характеристики звеньев. Свойства кинематических пар в механизмах. Структурные формулы.

Тема 3. Кинематический, динамический и силовой анализ.

Силы, действующие в механизмах и машинах. Анализ режима работы механизмов.

Тема 4. Синтез механизмов с заданными техническими и эксплуатационными характеристиками.

СОПРОТИВЛЕНИЕ МАТЕРИАЛОВ

Тема 1. ОСНОВНЫЕ ПОНЯТИЯ

В этой теме даны основные понятия, которые необходимо хорошо усвоить. Особое внимание следует обратить на понятия деформаций и напряжений. Для определения внутренних сил используют метод сечений. Сущность его заключается в том, что рассчитываемый элемент, разрезают (мысленно) на две части, отбрасывают одну из частей и, заменяя влияние отброшенной части внутренними силами, составляют уравнения равновесия для оставшейся части с учетом действующих сил и моментов.

Вопросы для самопроверки

1. Какие деформации называют упругими?
2. Какие деформации называют остаточными (пластическими)?
3. Что называется напряжением в точке в данном сечении?
4. Какое напряжение называется нормальным?
5. Какое напряжение называется касательным?
6. В чем сущность метода сечений?

Тема 2. РАСТЯЖЕНИЕ И СЖАТИЕ

Рассматриваются простые случаи воздействия сил на стержень и предложен ряд вопросов (механические свойства материалов, выбор допускаемых напряжений, статически неопределимые задачи), встречающихся в других разделах курса. Механические характеристики материала (предел пропорциональности, предел упругости, предел текучести, предел прочности) находят путем деления соответствующей нагрузки на *первоначальную* площадь поперечного сечения. Таким образом, получают *условные* напряжения, а не *истинные*. Для того чтобы их вычислить, продольную силу делят на *действительную* площадь поперечного сечения, которая изменяется при опыте. Зная истинные напряжения, можно построить так называемую *истинную диаграмму растяжения*, которая точнее характеризует свойства материала, чем условная диаграмма. Пользуясь формулами, основанными на законе Гука, надо учитывать, что этот закон справедлив только до предела пропорциональности.

Нельзя, например, напряжение для мягкой стали при $\varepsilon = 0,1$ вычислять по формуле $\sigma = E\varepsilon$, так как тогда получается, что $\sigma = 2 \cdot 10^5 \cdot 0,1 = 20\,000$ МПа, в то время как уже при 400 МПа материал разрушается. При решении статически неопределимых задач усилия в стержнях статически неопределимой системы зависят от площадей поперечных сечений F и от модулей упругости E , тогда как в статически определимой системе величины F и E не влияют на распределение усилий. Способ расчета по допускаемым нагрузкам для статически

определимых систем дает те же результаты, что и способ расчета по допускаемым напряжениям, но для статически неопределимых систем он позволяет вскрыть дополнительные резервы прочности, повысить несущую способность конструкции и указывает на возможность более экономного расходования материала. Следует обратить внимание на весьма важные понятия: предел прочности, допускаемое напряжение и коэффициент запаса прочности.

Вопросы для самопроверки

1. Как строится диаграмма растяжения?
2. Что называется пределом пропорциональности?
3. Что называется пределом упругости?
4. Что называется пределом текучести?
5. Что называется пределом прочности?
6. Как формулируется закон Гука?
7. Что называется модулем упругости?
8. Что называется коэффициентом поперечной деформации?
9. Как найти работу растягивающей силы по диаграмме растяжения?
10. Что называется удельной работой деформации?
11. Что называется истинным пределом прочности?
12. В чем разница между пластичными и хрупкими материалами?
13. В каких местах возникает концентрация напряжений?
14. От каких факторов зависит запас прочности?
15. Какие задачи называют статически неопределимыми? Каков общий порядок их решения?
16. Как находят напряжения при изменении температуры?
17. Как находят удлинение стержня, растягиваемого собственным весом?
18. Что называется коэффициентом запаса прочности?
19. Как формулируется условие прочности?

Тема 3. СДВИГ

Касательные напряжения на двух взаимно перпендикулярных площадках равны между собой. Этот закон называется законом парности касательных напряжений. При изучении деформаций обратите внимание на то, что одна из диагоналей выделенного элемента, по граням которого действуют касательные напряжения, удлиняется, а другая укорачивается; таким образом, явления растяжения – сжатия и сдвига нельзя рассматривать изолированно друг от друга.

Формулу закона Гука при сдвиге $\tau = G\gamma$ легко запомнить ввиду полной аналогии ее с формулой закона Гука при растяжении – сжатии $\sigma = E\varepsilon$. Внимательно изучите вопрос о выборе допускаемых напряжений при сдвиге. Обратите внимание на то, что расчеты заклепок, сварных соединений и врубок являются условными и что срез всегда осложнен наличием других напряжений, которыми для упрощения расчетов обычно пренебрегают.

Вопросы для самопроверки

1. Что называется абсолютным и относительным сдвигом?
2. Как формулируется закон Гука при сдвиге?
3. Какой модуль упругости больше: E или G ?
4. Как находят условную площадь смятия заклепки?
5. По какому сечению в заклепочном соединении проводят проверку листов на разрыв?
6. Как рассчитывают стыковые, торцовые и фланговые швы?

Тема 4. КРУЧЕНИЕ

В случае центрального растяжения – сжатия нормальные напряжения распределяются в поперечном сечении стержня равномерно. При расчете на срез обычно полагают, что

касательные напряжения также распределяются равномерно. В случае кручения круглого стержня касательные напряжения в поперечном сечении распределяются неравномерно, изменяясь по линейному закону от нуля на оси до максимального значения у поверхности стержня. В связи с этим и возникла мысль о замене сплошного вала полым, материал сечения которого находится в более напряженной зоне и используется рациональнее.

Закон парности касательных напряжений для установления напряжения τ в точках контура прямоугольного поперечного сечения стержня используется т.о: наибольшее напряжение в таком сечении возникает в точках контура, ближе всего расположенных к оси кручения.

Вопросы для самопроверки

1. Какие напряжения возникают в поперечном сечении круглого стержня при кручении? Как находят их значения в произвольной точке поперечного сечения?
2. Возникают ли при кручении нормальные напряжения?
3. Чему равен полярный момент инерции круглого сечения?
4. Что называется моментом сопротивления при кручении?
5. Чему равен момент сопротивления кольцевого сечения? Почему нельзя сказать, что он равен разности моментов сопротивления наружного и внутреннего кругов?
6. Как вычисляют момент, передаваемый шкивом, по мощности и числу оборотов?
7. Как находят углы закручивания?
8. Как производят расчет вала на прочность?
9. Как производят расчет вала на жесткость?
10. Как находят максимальные напряжения при кручении стержня прямоугольного сечения?
11. Как вычисляют напряжения в пружинах?
12. Как определяют деформации пружин?

Тема 5. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКИХ СЕЧЕНИЙ

В теории изгиба важную роль играют моменты инерции.

При вычислении они представляют собой интегралы типа $\int x^2 dF$ (осевой момент инерции относительно оси y) или типа $\int xy dF$ (центробежный момент инерции относительно осей x и y).

Теорема о параллельном переносе осей справедлива только в случае, если ось y проходит через центр тяжести фигуры. Если, например, известен момент инерции треугольника относительно оси, проходящей через основание, то нельзя с помощью теоремы о переносе осей сразу найти момент инерции треугольника относительно оси, проходящей через вершину параллельно основанию, сначала необходимо с помощью этой теоремы найти момент инерции относительно центральной оси, а затем определить момент инерции относительно оси, проходящей через вершину.

Формула переноса осей наглядно показывает, что наименьшим из моментов инерции относительно нескольких параллельных осей является момент инерции относительно той оси, которая проходит через центр тяжести.

Наименьшим из моментов инерции относительно центральных осей, наклоненных под разными углами, является момент инерции относительно одной из главных центральных осей. Относительно другой главной оси, перпендикулярной первой, момент инерции имеет, наоборот, наибольшее значение.

Центробежный момент инерции относительно главных осей равен нулю. При этом совсем не обязательно, чтобы главные оси проходили через центр тяжести, так как через любую точку, лежащую в плоскости фигуры, можно провести такие две взаимно перпендикулярные оси, относительно которых центробежный момент инерции равен нулю.

В теории изгиба важную роль играют главные центральные оси, положение которых

для несимметричных сечений определяют так:

- 1) сначала проводят вспомогательные оси и находят положение центра тяжести сечения;
- 2) проводят через центр тяжести всего сечения оси, параллельные первоначально выбранным случайным осям, и находят с помощью теоремы о переносе осей центробежный и осевые моменты инерции сечения относительно этих новых осей;
- 3) находят положение главных центральных осей;
- 4) определяют значения главных центральных моментов инерции.

Если сечение состоит из прокатных профилей, то необходимо при вычислениях пользоваться данными таблиц сортамента. При определении центробежного момента инерции уголка (равнобокого или неравнобокого) не следует разбивать площадь этого уголка на два прямоугольника. Сначала можно найти центробежный момент инерции всего уголка относительно осей, проходящих через центр тяжести параллельно полкам. После этого надо применить формулу переноса осей и найти центробежный момент инерции уголка относительно центральных осей всего сечения. При пользовании формулой поворота осей обязательно обратите внимание на знак угла α : если для совмещения оси x_0 с осью x надо повернуть ось x_0 по часовой стрелке, то угол α следует считать отрицательным.

Вопросы для самопроверки

1. По каким формулам находят координаты центра тяжести плоской фигуры?
2. Чему равна сумма осевых моментов инерции относительно двух взаимно перпендикулярных осей?
3. Какие оси называются главными?
4. Для каких фигур можно без вычислений установить положение главных центральных осей?
5. Относительно каких центральных осей моменты инерции имеют наибольшее и наименьшее значения?
6. Какой из двух моментов инерции треугольника больше: относительно оси, проходящей через основание, или относительно оси, проходящей через вершину параллельно основанию.
7. Какой из двух моментов инерции квадратного сечения больше: относительно центральной оси, проходящей параллельно сторонам, или относительно оси, проходящей через диагональ?
8. Какой из двух главных центральных моментов инерции полукруглого сечения больше: относительно оси, параллельной диаметру, ограничивающему сечение, или относительно перпендикулярной оси?

Тема 6. ТЕОРИЯ НАПРЯЖЕННОГО СОСТОЯНИЯ И ТЕОРИИ ПРОЧНОСТИ

Главные напряжения играют весьма важную роль при решении вопроса о прочности материала: одно из этих напряжений является наибольшим, а другое – наименьшим из всех нормальных напряжений для данной точки. Обратите внимание на полную аналогию между формулами для напряжений в наклонных площадках и формулами для моментов инерции относительно осей, наклоненных к главным. В этих формулах главным напряжениям соответствуют главные моменты инерции; напряжениям в площадках, наклоненных к главным под углом α , соответствуют моменты инерции относительно осей, наклоненных к главным под углом β ; касательным напряжениям соответствует центробежный момент инерции. Аналогию легко продолжить дальше: касательные напряжения на главных площадках равны нулю; одно из главных напряжений является максимальным, другое – минимальным.

При линейном напряженном состоянии вопрос о прочности материала решается легко: надо определить расчетное сопротивление R из опыта на простое растяжение (или сжатие) и сравнить главное напряжение σ с расчетным сопротивлением: $\sigma \leq R$. В случае плоского или объемного напряженного состояния задача значительно усложняется, так как

неизвестно, при какой комбинации числовых значений главных напряжений наступает опасное состояние материала. Необходимо, следовательно, найти некоторое расчетное напряжение, зависящее от главных напряжений, при котором возникает опасность разрушения, и затем численное его значение сравнить с расчетным сопротивлением, установленным из опыта на простое растяжение (или сжатие). В зависимости от того, какой фактор по данной теории прочности считается решающим и создающим опасное состояние материала, применяются соответствующие расчетные формулы.

Вопросы для самопроверки

1. Какие имеются виды напряженного состояния материала?
2. В чем заключается закон парности касательных напряжений?
3. Чему равна сумма нормальных напряжений по двум взаимно перпендикулярным площадкам?
4. По каким площадкам возникают наибольшие и наименьшие нормальные напряжения?
5. Как графически определяются напряжения в наклонных площадках в случае плоского напряженного состояния?
6. Как с помощью этого построения находят главные напряжения?
7. Чему равно наибольшее касательное напряжение в случае плоского напряженного состояния?
8. Как находят максимальные касательные напряжения в случае объемного напряженного состояния?
9. Как находят деформации при объемном и плоском напряженном состояниях?
10. Как формулируется первая теория прочности?
11. Как находят расчетное напряжение во второй теории прочности?
12. Зависит ли расчетное напряжение по третьей теории прочности от величины σ_2 ?
13. Чему равна удельная работа деформации при объемном напряженном состоянии?
14. Какая часть потенциальной энергии деформации учитывается при составлении расчетного уравнения по четвертой теории прочности?

Тема 7. ИЗГИБ ПРЯМЫХ БРУСЬЕВ

Эта тема является самой большой и самой сложной темой курса сопротивления материалов; ее следует изучать постепенно, обращая особое внимание на решение задач. Сначала надо усвоить важные понятия изгибающего момента M и поперечной силы Q и научиться строить эпюры M и Q . Инженеры машиностроительных специальностей изображают эпюры моментов на сжатых волокнах, тогда как инженеры строительных специальностей традиционно показывают эпюры моментов на растянутых волокнах. Необходимо помнить, что поперечная сила в данном сечении равна алгебраической сумме проекций сил, расположенных только по одну сторону от рассматриваемого сечения, на перпендикуляр к оси балки, а изгибающий момент в данном сечении равен алгебраической сумме моментов сил, расположенных только с одной стороны, относительно центральной оси поперечного сечения.

Обратите внимание на неравномерность распределения нормальных напряжений по высоте балки и на то, что прочность балки зависит от значения момента сопротивления W . Надо ясно представлять, каким путем можно увеличить момент сопротивления без увеличения расхода материала. Рекомендуется сравнить между собой эпюры σ и τ , построенные для балки прямоугольного поперечного сечения. Внимательно изучите вопрос о центре изгиба. После этого следует перейти к изучению деформаций при изгибе. Правая часть дифференциального уравнения изогнутой оси балки содержит выражение изгибающего момента в произвольном сечении, для которого находят перемещения (углы поворота и прогибы); $M(z)$ – величина переменная; только в случае чистого изгиба

$M(z)=\text{const}$. Надо хорошо понять геометрический смысл постоянных интегрирования: разделив их значения на EJ , получим соответственно угол поворота и прогиб в начале координат. При нескольких участках, когда изгибающий момент от сосредоточенных сил или моментов выражается различными уравнениями, необходимо интегрировать без раскрытия скобок. Распределенную нагрузку, если она на каком-либо участке обрывается, следует преобразовать, продолжив ее до конца балки и добавив нагрузку противоположного направления. В результате можно получить общие уравнения углов поворота и прогибов, которыми и следует пользоваться при решении задач аналитическим методом. Обычно начало координат помещают на конце балки.

Для статически определимой балки начальные параметры Q_0 и M_0 легко найти с помощью уравнений статики. Таким образом, в случае защемленного левого конца известны все четыре начальных параметра, в случае шарнирно опертого конца неизвестна только величина θ_0 , в случае свободного конца неизвестны y_0 и θ_0 . Неизвестные начальные параметры находят из условий закрепления балки: например, для балки, свободно лежащей на двух опорах, при определении θ_0 надо использовать условие, что прогиб на правой опоре равен нулю.

Метод начальных параметров применяется для расчета статически неопределимых балок постоянной жесткости.

Вопросы для самопроверки

1. Как находят изгибающий момент в каком-либо сечении балки?
2. В каком случае изгибающий момент считается положительным?
3. Как находят поперечную силу в каком-либо сечении балки?
4. Когда поперечная сила считается положительной?
5. Какова зависимость между величинами M и Q ?
6. Как находят максимальный изгибающий момент?
7. Какой случай изгиба называется чистым изгибом?
8. По какой кривой изогнется балка в случае чистого изгиба?
9. Как изменяются нормальные напряжения по высоте балки?
10. Что называется нейтральным слоем и где он находится?
11. Что называется моментом сопротивления при изгибе?
12. Как выгоднее положить балку прямоугольного сечения при работе на изгиб: на ребро или плашмя?
13. Какое сечение имеет больший момент сопротивления при одинаковой площади: круглое или квадратное?
14. В каких плоскостях возникают касательные напряжения при изгибе, определяемые по формуле Журавского? Как их находят?
15. Как находят главные напряжения при изгибе?
16. Какие напряжения появятся в балке, если плоскость действия нагрузки не пройдет через центр изгиба?
17. Как пишется общее дифференциальное уравнение изогнутой оси балки?
18. Как находят постоянные интегрирования?
19. Как определяют наибольшее значение прогиба?

Тема 8. СЛОЖНОЕ СОПРОТИВЛЕНИЕ

Изучение сложного сопротивления обычно начинают с косоугольного изгиба. Нейтральная линия при косоугольном изгибе не перпендикулярна плоскости внешних сил, а плоскость, в которой расположены прогибы при косоугольном изгибе, не совпадает с плоскостью внешних сил. Явление косоугольного изгиба особенно опасно для сечений со значительно отличающимися друг от друга главными моментами инерции (например, для двутавра). Балки с таким сечением хорошо работают на изгиб в плоскости наибольшей жесткости, но даже при небольших углах наклона к плоскости наибольшей жесткости в балках возникают значительные дополнительные напряжения и деформации. Для балки круглого сечения косоугольный изгиб

невозможен, так как все центральные оси такого сечения являются главными и нейтральной слой всегда перпендикулярен плоскости внешних сил. Косой изгиб невозможен также и для балки квадратного сечения, но для такого сечения решение вопроса о прочности зависит от положения плоскости внешних сил, так как моменты сопротивления квадратного сечения неодинаковы относительно различных центральных осей (хотя моменты инерции относительно всех центральных осей равны между собой, как и для круглого сечения). При расположении внешних сил в диагональной плоскости расчетные напряжения в балке квадратного сечения будут больше, чем в случае, когда плоскость внешних сил параллельна граням балки.

При определении напряжений в случае внецентренного растяжения необходимо знать положение главных центральных осей сечения; именно от этих осей отсчитывают расстояния точки приложения силы и точки, в которой определяют напряжения. Следует обратить внимание на то, что 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 (чугуна, кирпича, бетона), которые слабо сопротивляются растягивающим усилиям. Надо научиться для прямоугольного сечения устанавливать примерное положение нейтральной линии при различных положениях продольной силы. При этом важно помнить основную зависимость: если точка приложения силы находится внутри ядра сечения, то нейтральная линия проходит вне поперечного сечения; если точка приложения силы находится вне ядра сечения, то нейтральная линия пересекает поперечное сечение.

В случае изгиба с кручением возникают нормальные и касательные напряжения, а проверка прочности производится по эквивалентным напряжениям, полученным по соответствующей теории прочности.

В заключение следует изучить общий случай сложного сопротивления, когда стержень испытывает одновременно растяжение (сжатие), изгиб в двух плоскостях и кручение. Напряжения в поперечных сечениях стержня зависят от величин M_x , M_y , M_z , N , Q_x , Q_y , которые вычисляют так:

1) крутящий момент M_z равен алгебраической сумме моментов всех сил, расположенных по одну сторону от рассматриваемого сечения, относительно оси, перпендикулярной плоскости сечения и проходящей через его центр тяжести;

2) изгибающий момент M_y равен алгебраической сумме моментов всех сил, расположенных по одну сторону от рассматриваемого сечения, относительно главной центральной оси y данного сечения;

3) изгибающий момент M_x равен алгебраической сумме моментов тех же сил относительно главной центральной оси x данного сечения;

4) продольная сила N равна алгебраической сумме проекций всех сил, расположенных по одну сторону от рассматриваемого сечения, на перпендикуляр к плоскости сечения;

5) поперечная сила Q_x равна сумме проекций тех же сил на главную центральную ось x данного сечения; 6) поперечная сила Q_y равна сумме проекций тех же сил на главную центральную ось y данного сечения. После изучения этой темы можно решать задачи 7 и 8, включенные в контрольные работы.

Вопросы для самопроверки

1. Какой случай изгиба называется косым изгибом?
2. Возможен ли косой изгиб при чистом изгибе?
3. В каких точках поперечного сечения возникают наибольшие напряжения при косом изгибе?
4. Как находят положение нейтральной линии при косом изгибе?
5. Как пройдет нейтральная линия, если плоскость действия сил совпадает с диагональной плоскостью балки прямоугольного поперечного сечения?
6. Как определяют деформации при косом изгибе?

7. Может ли балка круглого поперечного сечения испытывать кривой изгиб?
8. Как находят напряжения в произвольной точке поперечного сечения при внецентренном растяжении или сжатии?
9. Чему равно напряжение в центре тяжести поперечного сечения при внецентренном растяжении или сжатии?
10. Какое положение занимает нейтральная линия, когда продольная сила приложена к вершине ядра сечения?
11. Какие напряжения возникают в поперечном сечении стержня при изгибе с кручением?
12. Как находят опасные сечения стержня при изгибе с кручением?
13. В каких точках круглого поперечного сечения возникают наибольшие напряжения при изгибе с кручением?
14. Почему обыкновенно не учитывают касательные напряжения от изгиба при совместном действии изгиба и кручения?
15. Как пишут условия прочности стержня по всем четырем теориям?
16. Как находят расчетный момент при изгибе с кручением стержня круглого поперечного сечения?
17. По какой теории прочности (третьей или четвертой) получится больший расчетный момент при заданных значениях изгибающего и крутящего моментов?

Тема 10. УСТОЙЧИВОСТЬ РАВНОВЕСИЯ ДЕФОРМИРУЕМЫХ СИСТЕМ

Предыдущие темы курса касались расчетов на прочность и на жесткость. В этой теме заложен расчет на устойчивость. Опасность явления потери устойчивости заключается в том, что оно может наступить при напряжении, значительно меньшем предела прочности материала. Это напряжение называется *критическим*; для стержней большой гибкости его можно определить по формуле Эйлера. Исследования проф. Ф.С. Ясинского дали возможность установить значение критического напряжения для стержней малой и средней гибкости, для которых формулу Эйлера применять нельзя. Допускаемое напряжение при расчете на устойчивость должно быть понижено по сравнению с допускаемым напряжением при обыкновенном сжатии. Значения коэффициентов, учитывающих это понижение для стержней различной гибкости и для различных материалов, приводятся в специальных таблицах. Следует обратить внимание на то, что при подборе сечения приходится несколько раз производить вычисления, применяя способ последовательных приближений.

Вопросы для самопроверки

1. В чем заключается явление потери устойчивости сжатого стержня?
2. Какая сила называется критической?
3. По какой формуле находят критическую силу?
4. Как изменится критическая сила при увеличении длины стойки в два раза?
5. В каких пределах применима формула Эйлера?
6. Что называется гибкостью стержня?
7. Чему равен коэффициент приведения длины для различных случаев закрепления концов стержня?
8. Как находят критическое напряжение для стержней малой и средней гибкости?
9. Какой вид имеет график критических напряжений?
10. Как производится проверка стержней на устойчивость с помощью коэффициента?
11. Как подбирают сечение стержня при расчете на устойчивость?

ДЕТАЛИ МАШИН

Тема 11. Классификация механизмов, узлов и деталей; основы проектирования

механизмов, стадии разработки

Общие принципы классификации механизмов: плоские пространственные, кулачковые, зубчатые, фрикционные, механизмы с гибкими звеньями, гидравлические и пневматические; по выполняемым функциям, назначению. Последовательность проектирования: предварительное определение размеров деталей; конструирование; оценка надежности изделия.

Тема 12. Требования к деталям, критерии работоспособности и влияющие на них факторы.

Основные показатели проектируемого изделия:

работоспособность, надежность, технологичность, экономичность, эстетичность и др.

Основные критерии работоспособности и расчета деталей машин. Расчетные нагрузки; выбор материалов; использование. Характеристика и области применения.

Классификация резьбы и соединений; основные параметры метрической резьбы. Материалы крепежных деталей. Теория винтовой пары: момент закручивания, КПД, условия самозаторможения. Распределение осевой нагрузки по виткам резьбы гайки. Расчет резьбы на прочность. Расчет на прочность стержня винта (болта) при различных случаях нагружения: винт нагружен растягивающей силой; соединение нагружено силами сдвигающими детали в стыке; болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей. Эффект эксцентричного нагружения болта. Расчет соединений, включающих группу болтов. Оптимизация конструкции соединений.

Тема 13. Заклепочные сварные (паяные) соединения.

Общие сведения. Материал, конструкция соединений. Расчет соединений на прочность; допускаемые напряжения при постоянных и переменных нагрузках. Конструктивные и технологические приемы по повышению прочности соединений.

Тема 14. Соединения типа вал-ступица.

Назначение, классификация; области применения, достоинства и недостатки. Конструкция соединений. Расчет на прочность шпоночных, зубчатых соединений; соединений с натягом. Конструктивные и технологические приемы по повышению прочности соединений. Штифтовые, клеммовые, профильные соединения.

Механические передачи

Тема 15. Цилиндрические зубчатые передачи.

Назначение и классификация зубчатых передач, их характеристика. Основные параметры зубчатых передач. Материал и определение.

Тема 16. Косозубые, шевронные и конические зубчатые передачи.

Классификация, области применения. Геометрические и эксплуатационные особенности. Силы, действующие в зацеплении. Специфика расчета на прочность.

Тема 17. Гиперболоидные (червячные) передачи.

Характеристика, области применения. Виды червяков. Кинематические и геометрические параметры червячной передачи. Критерии работоспособности и виды отказов. Силы, действующие в зацеплении. Расчет на прочность и нагрев.

Тема 18. Новые типы механических передач.

Планетарные передачи, передачи М.Я. Новикова, волновые зубчатые передачи: устройство, область применения; особенности зацепления; критерии работоспособности и расчета. Рычажные, фрикционные передачи; передачи винт-гайка.

Тема 19. Цепные передачи.

Основные характеристики и области применения передач. Основные кинематические и геометрические параметры; неравномерность движения цепи. Силы, действующие в ветвях цепи. Критерии работоспособности; проверочный расчет шарниров цепи на износостойкость.

Тема 20. Ременные передачи

Основные характеристики, области применения, разновидности.

Поддерживающие и несущие детали механизмов и машин

Тема 21. Валы и оси.

Общие сведения, конструкция, материалы валов и осей. Расчет валов на усталостную прочность и колебания. Конструктивные и технологические приемы повышения надежности валов и осей.

Тема 22. Подшипники скольжения и качения.

Назначение и классификация. Подшипники скольжения: режимы трения и критерии расчета; практический расчет подшипников скольжения, работающих при полужидкостном и жидкостном трении. Общие сведения и классификация подшипников качения, их маркировка. Распределение внешней нагрузки между телами качения.

Виды разрушения подшипников качения и критерии их работоспособности. Практический расчет (подбор) подшипников по статической и динамической грузоподъемности. Подшипниковые узлы и уплотнительные устройства.

Тема 23. Муфты механических приводов.

Общие сведения, назначение и классификация. Дополнительные нагрузки на валы, создаваемые муфтами.

Виды погрешностей взаимного расположения соединяемых валов. Муфты глухие, жесткие, компенсирующие, упругие: их свойства, конструкция и расчет. Общие понятия об управляемых и самоуправляемых муфтах цилиндрических пружин. Резиновые упругие элементы.

Тема 24. Корпусные детали.

Общие сведения: классификация (станины и лапы, коробки, корпусные детали); материал. Конструирование литых и сварных деталей. Расчеты, установка станин на фундаменты.

Исходные данные к задачам выбираются по индивидуальному варианту.

Вариант – четыре последних цифры шифра (номер зачетной книжки).

Пример. При варианте 2321 для задачи 1 необходимо взять из табл. 1 в соответствии с рис. 1 следующие данные (выделены маркером):

- первая цифра – 2; $F_1 = 1$ кН;
- вторая цифра – 3; $F_2 = 6$ кН;
- третья цифра – 2; $d_1 = 60$ мм;
- четвертая цифра – 1; $a_1 = 50$ мм.

Исходные данные в каждой задаче следует записать в виде таблицы.

Например, таблица исходных данных к задаче 1 варианта 2351 будет иметь вид:

Таблица исх. данных

2	3	2	1
F_1	F_2	d_1	a_1
1	6	60	50

Задачи, выполненные по данным, не соответствующим варианту студента, не принимаются.

Решенные примеры не заменяют учебный материал, поэтому перед выполнением задач следует ознакомиться с соответствующими разделами теоретического курса лекций или учебников, которые приведены в темах для самостоятельного изучения.

В процессе расчетов следует обратить внимание на согласованность единиц измерения величин, входящих в формулы. (Не забывайте указывать, в каких единицах получен результат).

Рекомендуемые единицы измерения приведены в перечне используемых обозначений. Все арифметические вычисления следует выполнять с точностью до двух значащих цифр, принятой для инженерных расчетов.

Контрольная работа оформляется на стандартных листах писчей бумаги формата А-4 (210x297 мм). Результаты оформляются в рукописном виде или в форме распечатки с обязательным предоставлением электронной версии.

На титульном листе указывается название дисциплины, номер шифра и данные исполнителя.

Обязательными составляющими решенных задач являются:

- расчетные схемы с индивидуальными данными;
- полная исходная информация с указанием марки материала и его необходимых механических свойств;
- краткие пояснения вычислений и расчетных формул;
- требуемые эпюры, выполненные на отдельных листах в масштабе.

Небрежно оформленные и выполненные не по варианту контрольные не принимаются.

КОНТРОЛЬНЫЕ РАБОТЫ СДАТЬ ДО 1-го МАЯ!

Задача 1

На стальном валу (рис. 1) находятся зубчатые колеса. На них действуют осевые силы F_1 , F_2 и F_3 , приведенные к оси вала.

Определить продольные силы N , нормальные напряжения σ , перемещения Δl и построить эпюры N , σ , Δl , если $d_2 = 1.3d_1$; $d_3 = 2d_1$ (табл.1).

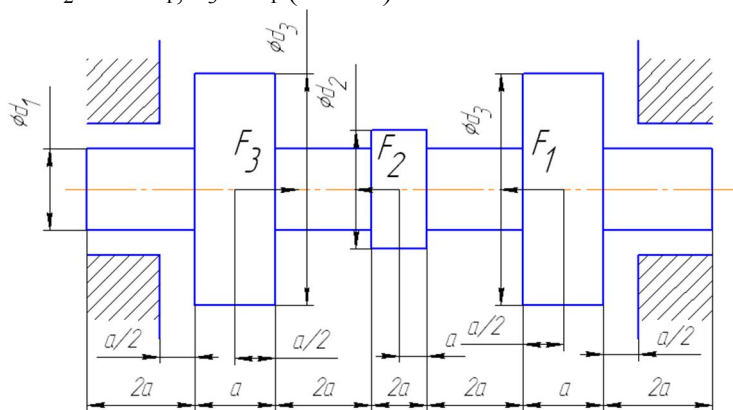


Рис. 1

Таблица 1

№ строки	Порядковый номер цифры в варианте			
	1	2	3	4
	F_1 , кН	F_2 , кН	d_1 , мм	a , мм
1	1	3	50	50
2	1	3	60	80
3	2	6	50	50
4	2	6	60	30
5	3	9	80	100
6	3	9	100	80
7	2	6	100	80
8	2	6	80	100
9	1	3	100	60
0	1	3	60	100

Задача 2

Полый стальной вал (рис.4) нагружен парами сил с моментами T_1 , T_2 , T_3 , T_4 , $T_2 = T_3$. Под

действием момента T_1 вал закручивается на угол $\varphi = 0,2$ радиана на длине a . Требуется определить диаметр вала, если даны в таблице 5: $\alpha = d/D$, T_1 , T_2 , a . Построить эпюры крутящихся моментов T_k и углов закручивания φ .

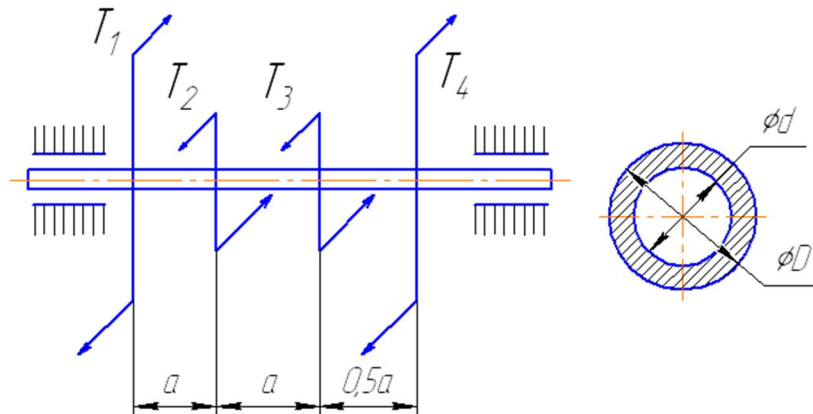


Рис. 4

Таблица 4

№ строки	Порядковый номер цифры в варианте			
	1	2	3	4
	T_1 , Н м	T_2 , Н м	a , мм	α
1	$T_1=1,5 T_2$	1500	150	0,6
2	$T_1=1,6 T_2$	1000	200	0,5
3	$T_1=1,7 T_2$	700	250	0,4
4	$T_1=1,8 T_2$	350	200	0,3
5	$T_1=1,5 T_2$	480	180	0,5
6	$T_1=1,6 T_2$	260	160	0,5
7	$T_1=1,7 T_2$	800	300	0,6
8	$T_1=1,8 T_2$	900	250	0,4
9	$T_1=1,5 T_2$	1700	250	0,5
0	$T_1=1,75 T_2$	2000	300	0,7

Задача 3

На вал (рис.5) насажены три шкива. Первый шкив является ведущим и передает мощность N_1 ; $N_2=N_3$ (табл.5). Частота вращения вала n , об/мин. Построить эпюры крутящихся моментов T и углов закручивания φ . Определить диаметр трубчатого сечения вала из условия прочности при $\alpha = d/D$, если $[\tau] = 75$ МПа.

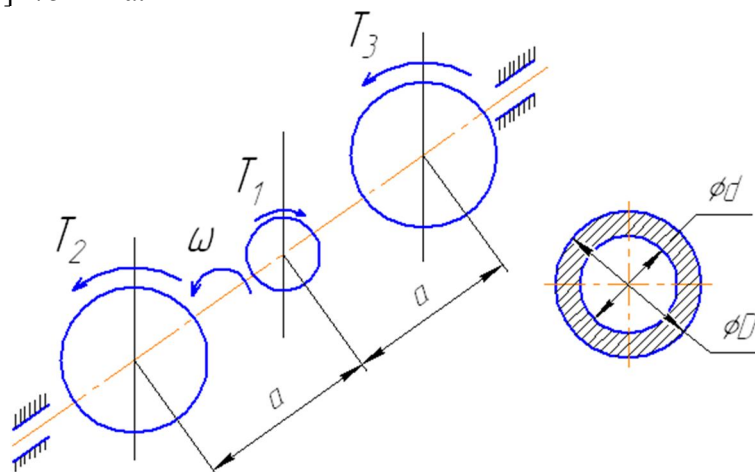


Рис. 5

Таблица 6

№ строки	Порядковый номер цифры в варианте			
	1	2	3	4
	N_1 , кВт	n , об/мин	a , мм	α
1	10	100	900	0,6
2	12	80	650	0,3
3	25	250	700	0,5
4	17	300	800	0,4
5	45	420	1050	0,7
6	40	380	400	0,3
7	38	230	1000	0,5
8	34	280	500	0,4
9	5	50	750	0,6
0	30	260	600	0,7

Задача 4

Ступенчатый стальной вал (рис.6) нагружен парами сил с моментами T_1 , T_2 , T_3 и T_4 (табл. 4). Определить размеры вала, если $[\tau]=80$ МПа. Построить эпюры крутящих моментов T и углов закручивания φ . Определить, на какой угол закрутится последнее сечение относительно первого сечения.

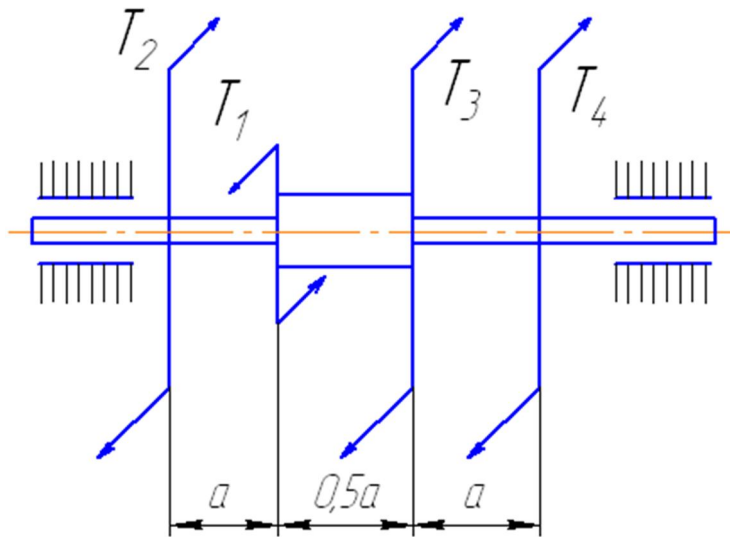


Рис. 6

Таблица 6

№ строки	Порядковый номер цифры в варианте			
	1	2	3	4
	T_1 , Н м	a , мм	T_2, T_3 , Н м	T_4 , Н м
1	1200	500	$T_2 = T_3$	$T_4 = 0,5 T_1$
2	900	600		$T_4 = 0,3 T_1$
3	1500	750		$T_4 = 0,25 T_1$
4	800	900		$T_4 = 0,5 T_1$
5	850	450		$T_4 = 0,3 T_1$
6	750	650		$T_4 = 0,25 T_1$
7	1300	800		$T_4 = 0,5 T_1$
8	2500	1000		$T_4 = 0,3 T_1$
9	700	400		$T_4 = 0,25 T_1$
0	500	350		$T_4 = 0,5 T_1$

Задача 5

Даны: N_1 – мощность, подводимая к приводу (рис.5); $N_4=N_2$; n – частота вращения вала

(табл.7); $[\tau]=30\text{МПа}$ – допускаемое напряжение кручения; $[\varphi]=0,4$ град/м – допускаемый угол закручивания. Определить мощности N_2 и N_3 , снимаемые с вала, и крутящие моменты

T_k . Рассчитать диаметр сплошного вала. Построить эпюры T_k и φ . $N_1 = \sum_{i=2}^4 N_i$

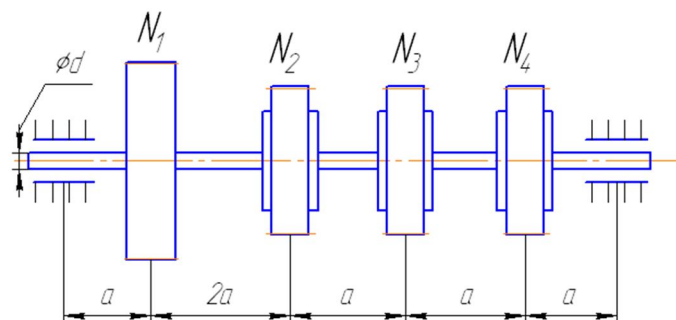


Рис. 5

Таблица 7

№ строки	Порядковый номер цифры в варианте			
	1	2	3	4
	N_1 , кВт	N_2, N_3	a , мм	n , об/мин
1	2	$N_2 = 0,5 N_3$	100	500
2	4	$N_2 = 0,6 N_3$	150	450
3	6	$N_2 = 0,7 N_3$	50	400
4	8	$N_2 = 0,4 N_3$	200	350
5	10	$N_2 = 0,3 N_3$	250	300
6	8	$N_2 = 0,2 N_3$	200	250
7	6	$N_2 = 0,5 N_3$	150	200
8	4	$N_2 = N_3$	100	325
9	2	$N_2 = 2 N_3$	50	425
0	4	$N_2 = 0,5 N_3$	100	500

ЛИТЕРАТУРА

1. Аркуша А.И. Техническая механика. – М.: Высшая школа, 1998. – 352 с.
2. Феодосьев В.И. Сопротивление материалов. – М.: Наука, 1999. – 512 с.
3. «Сопротивления материалов»: Учебное пособие/ Р.Х. Гафаров; Уфимск. гос. авиац. техн. ун-т.– Уфа, 1993. – 18 с.

МИНИСТЕРСТВО ОБРАЗОВАНИЯ И НАУКИ РОССИИ
Нижекамский химико-технологический институт (филиал)
федерального государственного бюджетного образовательного учреждения
высшего профессионального образования
«Казанский национальный исследовательский технологический университет»

Кафедра
машин и аппаратов химических производств

КОНТРОЛЬНАЯ РАБОТА

по дисциплине

Прикладная механика

Выполнил
Студент группы _____

Принял

_____)

Нижекамск, 2016