



Министерство образования Республики Беларусь

Учреждение образования
«Гомельский государственный технический
университет имени П. О. Сухого»

Кафедра «Техническая механика»

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

ПРАКТИКУМ

**по подготовке к тестированию по одноименной
дисциплине для студентов специальности
1-51 02 02 «Разработка и эксплуатация
нефтяных и газовых месторождений»
дневной и заочной форм обучения**

Электронный аналог печатного издания

Гомель 2017

УДК 621.01:532.8(075.8)
ББК 34.412я73
П75

*Рекомендовано к изданию научно-методическим советом
машиностроительного факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
(протокол № 9 от 11.05.2017 г.)*

Составители: *В. М. Ткачев, Н. В. Акулов*

Рецензент: декан механико-технологического факультета ГГТУ им. П. О. Сухого
канд. техн. наук, доц. *И. Б. Одарченко*

Прикладная механика : практикум по подготовке к тестированию по одним.
П75 дисциплине для студентов специальности 1-51 02 02 «Разработка и эксплуатация нефтя-
ных и газовых месторождений» днев. и заоч. форм обучения / сост.: В. М. Ткачев,
Н. В. Акулов. – Гомель : ГГТУ им. П. О. Сухого, 2017. – 62 с. – Систем. требования:
PC не ниже Intel Celeron 300 МГц ; 32 Mb RAM ; свободное место на HDD 16 Mb ; Win-
dows 98 и выше ; Adobe Acrobat Reader. – Режим доступа: <https://elib.gstu.by>. – Загл. с ти-
тул. экрана.

ISBN 978-985-535-334-9.

Содержит краткие сведения по механике материалов и деталям машин, необходимые для
подготовки к проведению тестирования. В каждом разделе приведены примеры расчета. В при-
ложениях даны образец теста и ответы на тестовые вопросы.

Для студентов специальности 1-51 02 02 «Разработка и эксплуатация нефтяных и газовых
месторождений» дневной и заочной форм обучения.

УДК 621.01:532.8(075.8)
ББК 34.412я73

ISBN 978-985-535-334-9

© Ткачев В. М., Акулов Н. В., составление, 2017
© Учреждение образования «Гомельский
государственный технический университет
имени П. О. Сухого», 2017

ПРЕДИСЛОВИЕ

Современный этап интеграции образования предполагает контроль его качества, который должен строиться на основе единого и целостного подхода, соответствовать государственным стандартам по конкретной дисциплине. Необходимо использовать одинаковые измерительные материалы и определять одинаковые степени достижения цели.

Одним из проверочных инструментов является тестовый контроль – он давно и весьма широко используется в педагогической практике. Необходимость иметь некий универсальный, надежный и эффективный измерительный инструмент, который смог бы оценивать качество высшего профессионального образования, возникала всегда.

Проблема тестирования знаний, полученных в процессе обучения, является одной из центральных в вузовской педагогике. Особую актуальность она приобретает при изучении общеобразовательных научных дисциплин, например, механики и прикладной механики.

В настоящее время во многих учебных заведениях широко используются рейтинговые системы оценки знаний студентов, которые направлены на повышение эффективности процесса обучения. Для получения рейтинговой оценки необходимо пройти несколько этапов контроля (текущий, промежуточный, рубежный, итоговый). Наиболее популярной формой промежуточного и рубежного контроля является тестирование, позволяющее дать объективную оценку знаний студентов по изучаемой дисциплине, при этом снизить неоднородность предъявляемых требований.

Тестирование не заменяет традиционных методов контроля знаний студентов, а дополняет их, позволяет существенно сократить затраты времени при обработке результатов, формирует базы данных об успеваемости, позволяет получить результаты сразу после завершения тестирования.

В данном практикуме представлен необходимый теоретический и практический материал для успешного прохождения студентами тестирования. В приложениях даны образец теста и ответы на тестовые вопросы.

I. МЕХАНИКА МАТЕРИАЛОВ

ТЕМА 1. ОСНОВНЫЕ ОПРЕДЕЛЕНИЯ И ПОЛОЖЕНИЯ

1.1. Общие сведения

Надежность – свойство конструкции, а также ее элементов сохранять свои эксплуатационные показатели в течение требуемого промежутка времени. Надежность конструкции обеспечена, если она сохраняет прочность, жесткость и устойчивость при гарантированной долговечности.

Прочность – способность конструкции, а также ее частей и деталей выдерживать, не разрушаясь, действие внешней нагрузки.

Жесткость – способность конструкции и ее элементов сопротивляться изменению своих первоначальных размеров и формы.

Устойчивость – способность элемента конструкции сопротивляться возникновению больших отклонений от невозмущенного равновесия при малых возмущающих воздействиях.

1.2. Внешние и внутренние силы

Нагрузки – активные внешние силы, действующие на рассматриваемое тело (элемент конструкции).

Нагрузки, действующие на конструкции и их элементы, *по способу приложения* подразделяют на:

- сосредоточенные;
- распределенные.

К **сосредоточенным** относят силы, которые передаются на элемент конструкции через площадку небольших размеров (по сравнению с размерами всего элемента). Характеристикой сосредоточенной силы F является ее модуль, имеющий размерность ньютона. При расчетах сосредоточенную силу считают приложенной в точке. Это допущение достаточно условно, так как в природе сосредоточенных сил не бывает. Все реальные силы распределены по некоторой площади или объему.

К **распределенным** относятся нагрузки, приложенные непрерывно на некоторой длине или площади. Характеристикой распределенной нагрузки является ее интенсивность q , т. е. величина нагрузки, которая приходится на единицу площади или длины. В первом случае величина q измеряется, например, в Н/м^2 , а во втором – в Н/м .

По характеру воздействия на элементы конструкции нагрузки подразделяют на:

- статические;
- динамические.

Статическими называются нагрузки, которые изменяют свою величину или точку приложения (или направление) с очень маленькой скоростью, поэтому возникающими при этом ускорениями можно пренебречь.

Динамическими называются нагрузки, изменяющиеся во времени с большой скоростью (например, ударные нагрузки).

Сопротивление тел, оказываемое действующим на них нагрузкам, обуславливается наличием в этих телах *внутренних сил*, природа которых объясняется молекулярным строением материи. Внутренние силы существуют всегда и именно они являются причиной существования тела как такового. При действии на тело внешних сил внутренние силы изменяются – появляются дополнительные внутренние силы. Именно их величина характеризует способность тел сопротивляться внешним воздействиям.

Для определения величины внутренних усилий пользуются *методом сечений*, суть которого заключается в следующем:

- тело, на которое действует какая-либо внешняя нагрузка, в интересующем нас месте мысленно рассекается на две части (рис. 1.1, а);
- отбрасывается условно одна из частей (например, часть *B*);
- действие отброшенной части *B* на оставшуюся часть *A* заменяется внутренними силами.

Так как тело под действием внешних сил находилось в состоянии статического равновесия, то эти внутренние силы, являющиеся внешними для оставшейся части, должны уравновесить часть *A* с приложенными к ней внешними силами (рис. 1.1, б).

Таким образом, внутренние силы сводятся к категории внешних сил, для определения которых можно использовать уравнения статики твердого тела.

Со стороны отброшенной части на часть *A* действует система сил, распределенных по всему сечению. Эту систему в общем случае можно привести к одной силе F_R (*главному вектору*) и к одной паре сил M (*главному моменту*) (рис. 1.1, б).

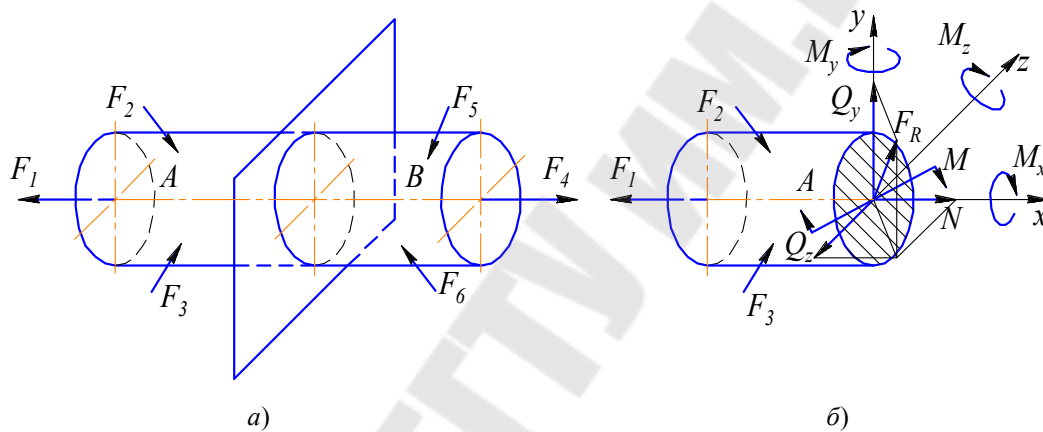


Рис. 1.1. Схематизация метода сечений

Главный вектор и главный момент раскладываются на составляющие (в системе координат x, y, z):

- N – продольная сила;
- Q_y и Q_z – поперечные силы, соответственно, в плоскостях yx и xz ;
- $M_x = T_k$ – крутящий момент;
- M_y и M_z – изгибающие моменты, соответственно, в плоскостях xz и xy .

Этим видам внутренних усилий соответствуют следующие виды деформации:

- 1) растяжение или сжатие – при появлении в поперечных сечениях только продольных усилий N ;
- 2) сдвиг – при появлении в поперечных сечениях только поперечных усилий Q_y и Q_z ;
- 3) кручение – в поперечных сечениях возникает только крутящий момент T_k ;
- 4) изгиб – в сечении действует только изгибающий момент M_y и M_z .

Появление в поперечных сечениях сразу нескольких внутренних усилий приводит к сложным видам деформации (сложному сопротивлению).

1.3. Понятие о напряжениях

Внутренние усилия, которые были найдены выше из уравнений статики, не являются реальными, а представляют собой лишь статический эквивалент этих усилий, распределенных по всей площади рассматриваемого сечения, т. е. найденные усилия являются равнодействующими действительных внутренних сил, возникающих в каждой точке сечения.

В сечении части A (см. рис. 1.1, б) выделим элементарную площадку dA (рис. 1.2, а). В силу малости элемента можно считать, что внутренние усилия, приложенные к его различным точкам, одинаковы по величине и направлению. Тогда равнодействующая их dF_R будет проходить через центр тяжести площади элемента dA , координаты которого равны x и z . Проектируя вектор dF_R на оси x , y и z , получим элементарную продольную силу dN и элементарные поперечные силы dQ_y и dQ_z .

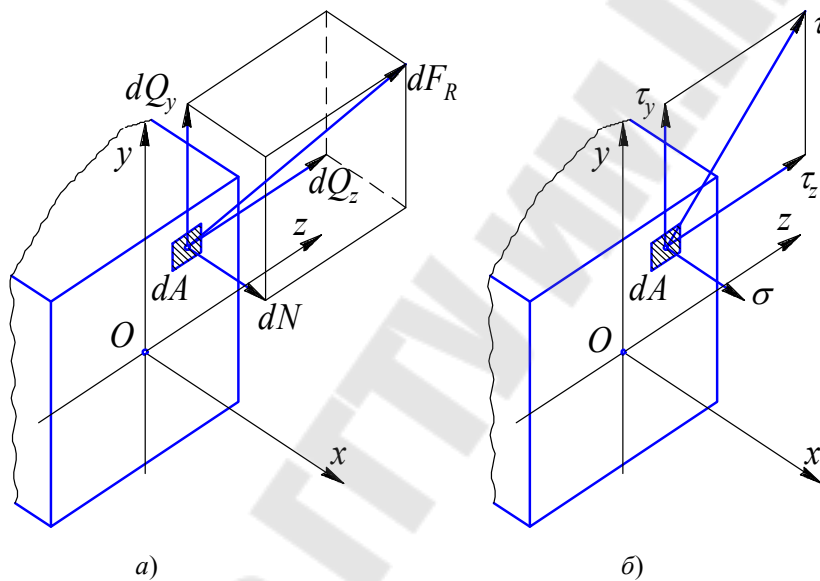


Рис. 1.2. Определение элементарных сил и элементарных напряжений

Разделив эти усилия на площадь dA , получим величины внутренних сил, приходящихся на единицу площади (рис. 1.2, б):

$$\sigma = \frac{dN}{dA}; \quad (1.1)$$

$$\tau_y = \frac{dQ_y}{dA}; \quad (1.2)$$

$$\tau_z = \frac{dQ_z}{dA}. \quad (1.3)$$

Эти величины называют напряжениями в точке поперечного сечения тела (с координатами y, z):

- σ – нормальное напряжение;
- τ – касательное напряжение.

Нормальные и касательные напряжения представляют собой интенсивность распределения, соответственно, нормальных и поперечных сил, действующих по элементарной площадке в рассматриваемой точке.

Растягивающее нормальное напряжение принято считать положительным, а сжимающее нормальное напряжение – отрицательным.

Нормальное напряжение возникает, когда частицы материала стремятся отдалиться друг от друга или, наоборот, сблизиться.

Касательные напряжения связаны со сдвигом частиц материала по плоскости рассматриваемого сечения.

1.4. Конструктивные элементы механизмов и машин

Конструкции, с которыми инженеру приходится встречаться на практике, имеют в большинстве случаев сложную форму, отдельные элементы которой можно свести к следующим простейшим типам: брус (балка), оболочка и массив.

В данном курсе рассматриваются преимущественно тела, имеющие форму брусьев постоянного сечения, и простейшие системы, состоящие из них, обладающие достаточной жесткостью, т. е. не претерпевающие значительных деформаций при нагрузке. В расчетных схемах брусья обычно изображают одной осевой линией с идеализированными опорами.

Брус – элемент конструкций, у которых один размер (длина) значительно больше других (ширина, высота).

Основными геометрическими характеристиками бруса являются его ось и поперечное сечение.

Ось бруса – линия, соединяющая центры тяжести всех его поперечных сечений. В зависимости от формы оси брусья могут быть либо прямолинейными, либо криволинейными. Брус с прямолинейной осью часто называют стержнем.

Плоская фигура, имеющая свой центр тяжести на оси и нормальная к ней, называется его поперечным сечением.

1.5. Основные гипотезы и допущения

Из-за сложности задачи расчета элементов конструкций принимают некоторые упрощающие гипотезы и допущения, касающиеся свойств материала, нагрузок и характера взаимодействия детали и нагрузок.

Гипотеза о сплошном строении тела. Предполагают, что материал полностью заполняет объем тела (пустоты отсутствуют).

Это допущение вполне оправдано, так как большинство конструктивных материалов имеет мелкозернистую структуру, что позволяет без существенной погрешности считать их строение сплошным, непрерывным.

Гипотеза об однородности материала. Предполагают, что все частицы материала обладают одинаковыми свойствами, т. е. свойства материала не зависят от размеров тела.

Металлы обладают высокой однородностью, т. е. имеют во всех точках детали практически одинаковые свойства.

Гипотеза об изотропности материала. Предполагают, что в любом направлении свойства материала одинаковы.

У материалов, имеющих мелкозернистую структуру, благодаря большому количеству кристаллов, расположенных в беспорядке, свойства в разных направлениях выравниваются, «осредняются», и можно считать эти материалы практически *изотропными*.

Материалы, свойства которых в разных направлениях различны, называются *анизотропными*.

Гипотеза об идеальной упругости материала. Под идеальной упругостью понимают способность тела восстанавливать свою первоначальную форму и размеры после устранения причин, вызвавших деформацию тела.

Гипотеза плоских сечений (гипотеза Бернулли). Поперечные сечения, плоские и нормальные к оси бруса до приложения к нему нагрузки, остаются плоскими и нормальными к его оси после деформации.

Допущение о малости деформаций. Деформации тела настолько малы по сравнению с его размерами, что не оказывают существенного влияния на взаимное расположение нагрузок.

Допущение о линейной зависимости между деформациями и нагрузками. Предполагают, что для большинства материалов перемещения, являющиеся результатом деформации тела, прямо пропорциональны вызвавшим их нагрузкам.

Допущение об отсутствии начальных усилий. В теле до приложения нагрузки нет внутренних (начальных) усилий.

Это допущение полностью не выполняется ни для одного материала. Например, в стальных деталях имеются внутренние силы, вызванные неравномерностью остывания. Величина этих сил конструктору обычно неизвестна. В тех случаях, когда есть основания предполагать, что эти силы значительны, их определяют экспериментальным путем.

Принцип независимости действия сил (принцип суперпозиции или принцип наложения). Какая-либо величина, например, усилие или перемещение в любом элементе конструкции, вызванные различными факторами (несколькими силами, воздействием температуры), может быть получена как сумма величин, найденных от действия каждого из этих факторов в отдельности и в любом порядке.

Принцип независимости действия сил к деформируемым телам применим лишь при следующих условиях:

- перемещения точек приложения сил малы по сравнению с размерами тела;
- перемещения, являющиеся результатом деформации тела, линейно зависят от действующих сил (такие тела называют линейно деформируемыми или подчиняющимися закону Гука).

В обычных конструкциях оба эти условия выполняются и поэтому принцип независимости действия сил широко используется при силовом расчете конструкций.

Принцип Сен-Венана. Если тело нагружается статически эквивалентными системами сил и размеры области их приложения невелики (по сравнению с размерами тела), то в сечениях, достаточно удаленных от мест приложения нагрузок, величина напряжений весьма мало зависит от способа нагружения.

Этот принцип во многих случаях позволяет производить замену одной системы сил другой системой, статически эквивалентной, что может упростить расчет.

Вопросы для самоконтроля

1. Что понимается под прочностью?
2. Что такое жесткость?
3. Что такое расчетная схема?
4. Какое свойство тел называется упругостью?
5. К каким простейшим типам с точки зрения формы сводятся различные элементы конструкций?
6. В чем разница между статическим и динамическим нагружениями?
7. Какие основные требования предъявляются к проектируемым машинам и сооружениям?

8. Какие основные допущения относительно свойств конструкционных материалов принимаются?
9. В чем состоит принцип независимости действия сил?
10. Как формулируется принцип Сен-Венана?
11. Какой метод используется при определении внутренних силовых факторов?
12. Сколько внутренних силовых факторов возникает в поперечных сечениях бруса в общем случае нагружения?
13. Что называется напряжением и какова его размерность?
14. Какое напряжение называется нормальным и какое – касательным?

ТЕМА 2. РАСТЯЖЕНИЕ (СЖАТИЕ)

2.1. Внутренние усилия, напряжения и деформации

Под *растяжением* или *сжатием* понимается такой вид нагружения бруса (стержня), при котором в его поперечном сечении возникают только внутренние нормальные (продольные) силы N , направленные вдоль его продольной оси.

При растяжении продольная сила направлена по внешней нормали к сечению и принимается положительной, а при сжатии – по внутренней и считается отрицательной.

Значение продольной силы в любой отсеченной части стержня определяется методом сечений на основе уравнений статики из условия равновесия этой части бруса.

Определив значения продольных сил в характерных сечениях бруса, строят эпюру продольных сил, представляющую собой диаграмму изменения значения продольной силы по длине стержня при заданных внешних нагрузках.

Нормальные напряжения σ , МПа, в любом поперечном сечении бруса, достаточно удаленном от места приложения нагрузки, принимаются равномерно распределенными по сечению, а их значение определяется по формуле

$$\sigma = \frac{N}{A}, \quad (2.1)$$

где N – продольная сила, Н; A – площадь поперечного сечения брутто, мм².

При растяжении нормальные напряжения принимаются положительными, при сжатии – отрицательными.

В случае, когда брус имеет отверстия, выточки и т. п., то среднее нормальное напряжение $\sigma_{\text{ср}}$, МПа, по ослабленному поперечному сечению определяется по формуле

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{N}{A_{\text{ф}}}, \quad (2.2)$$

где $A_{\text{ф}}$ – площадь поперечного сечения нетто (фактическая площадь), мм²; определяется по формуле

$$A_{\text{ф}} = A - A_0, \quad (2.3)$$

где A_0 – площадь отверстий, выточек и т. п., мм².

При действии внешней нагрузки первоначальная длина бруса изменяется. Абсолютное удлинение (укорочение) Δl , мм, участка стержня определяется по формуле

$$\Delta l = l_1 - l, \quad (2.4)$$

где l_1 – длина участка бруса после приложения нагрузки, мм; l – первоначальная длина бруса, мм.

Относительное удлинение (укорочение) участка бруса ε :

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l}. \quad (2.5)$$

Эту величину называют также относительной продольной деформацией или линейной деформацией.

Между относительным удлинением и нормальным напряжением существует зависимость:

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \quad (2.6)$$

где E – модуль продольной упругости или модуль упругости первого рода или модуль Юнга, МПа.

Выражение (2.6) является аналитическим выражением *закона Гука* при линейном напряженном состоянии.

Подставляя выражения (2.1) и (2.5) в формулу (2.6), можно определить изменение длины участка стержня:

$$\Delta l = \frac{N \cdot l}{E \cdot A}. \quad (2.7)$$

Произведение EA называют *жесткостью* поперечного сечения при растяжении (сжатии).

Полное удлинение (укорочение) ступенчатого стержня, а также стержня с несколькими участками, в пределах которых E , N и A не изменяются, определяется алгебраическим суммированием удлинений (укорочений) всех его участков:

$$\Delta l = \sum_{i=1}^n \frac{N_i \cdot l_i}{E_i \cdot A_i}. \quad (2.8)$$

В наиболее общем случае, когда законы изменения N и A для отдельных участков бруса различны:

$$\Delta l = \sum_{i=1}^n \int_{l_i} \frac{N \cdot dx}{E \cdot A}. \quad (2.9)$$

В уравнении (2.9) интегрирование производится в пределах каждого участка, а суммирование – по всем участкам стержня.

При вычислении полного удлинения (укорочения) стержня, а также отдельных его участков не следует отождествлять понятия линейной деформации и перемещения, так как в некоторых случаях участок стержня может перемещаться, но находится в недеформированном состоянии.

Стержни, работающие на сжатие или растяжение, испытывают, помимо продольных деформаций, и поперечные, которые определяются следующим образом:

$$\Delta b = b - b_1, \quad (2.10)$$

где b – ширина стержня до деформации, мм; b_1 – ширина стержня после деформации, мм.

Относительное изменение поперечного размера бруса (поперечная деформация) определяется по формуле

$$\varepsilon' = \frac{\Delta b}{b}. \quad (2.11)$$

Абсолютная величина отношения относительной поперечной деформации ε' к относительной продольной деформации ε называется *коэффициентом поперечной деформации или коэффициентом Пуассона*:

$$\mu = \left| \frac{\varepsilon'}{\varepsilon} \right|. \quad (2.12)$$

Величина коэффициента Пуассона для всех изотропных материалов:

$$0 \leq \mu \leq 0,5.$$

Если известен коэффициент Пуассона, можно определить изменение объема стержня при растяжении или сжатии и найти относительное изменение объема:

$$\Delta V = A \cdot l \cdot \varepsilon (1 - 2\mu); \quad (2.13)$$

$$\varepsilon_\mu = \frac{\Delta V}{V} = \varepsilon (1 - 2\mu), \quad (2.14)$$

где Al – первоначальный объем стержня до деформации, мм³.

Условие прочности при растяжении (сжатии):

$$\sigma = \frac{N}{A} \leq [\sigma], \quad (2.15)$$

где σ – нормальное напряжение в опасном поперечном сечении, МПа; N – продольная сила в опасном поперечном сечении, Н; A – площадь опасного сечения, мм²; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение, МПа.

Определение требуемой площади поперечного сечения производится по формуле

$$A \geq \frac{N}{[\sigma]}. \quad (2.16)$$

Определение величины допускаемой (безопасной) продольной силы производится по формуле

$$[N] = A[\sigma]. \quad (2.17)$$

По найденному значению N на основе метода сечений определяют допускаемую величину внешних сил.

2.2. Механические характеристики и свойства материалов

Работоспособность конструкционных материалов при различных видах нагружения определяется величинами, которые называют *механическими характеристиками*.

Механические характеристики устанавливают границу безопасной эксплуатации элементов конструкций при статическом и динамическом (циклическом и ударном) нагружениях.

К числу *основных механических характеристик* относятся:

- предельные напряжения;
- твердость;
- ударная вязкость.

Величины механических характеристик могут быть получены в лабораторных условиях доведением образцов до разрушения или чрезмерной деформации. Наиболее распространены испытания на растяжение и сжатие, так как они относительно просты, дают результаты, позволяющие с достаточной достоверностью судить о поведении материалов и при других видах деформации.

Часто целью испытаний является определение твердости и ударной вязкости.

Все конструкционные материалы можно условно разделить на:

- хрупкие;
- пластичные.

Для изучения свойств материалов и установления величины предельных напряжений (по разрушению или по пластическим деформациям) производят испытания образцов материала вплоть до разрушения.

Наибольшее распространение имеют испытания на растяжение статической нагрузкой, так как они наиболее просты и в то же время во многих случаях дают возможность достаточно верно судить о поведении материала при других видах деформации. Испытание различных материалов на растяжение осуществляют статическим нагружением на специальных машинах. Для этого применяют стандартный цилиндрический образец диаметром (3–10) мм (рис. 2.1, а).

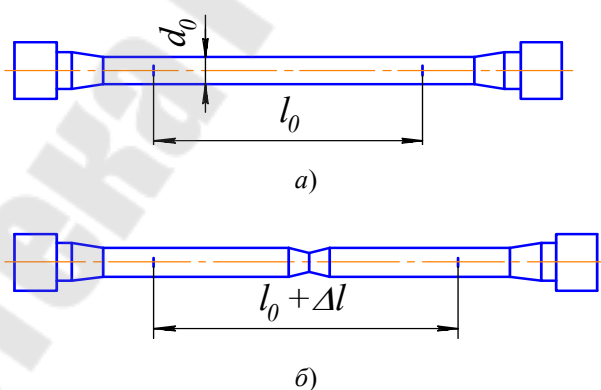


Рис. 2.1. Схема стандартного образца

Длина центрального цилиндра превышает его диаметр приблизительно в 15 раз. На цилиндре выделяют участок l_0 для измерения деформации: $l_0 = 10 \cdot d_0$, где d_0 – диаметр стержня до растяжения.

Иногда для испытаний применяют плоские или малые цилиндрические образцы, у которых: $l_0 = 5 \cdot d_0$.

При растяжении образца на машинах регистрируют нагрузку на образец и его удлинение Δl .

Количественная оценка физических свойств материала может быть сделана при помощи диаграммы растяжения в системе координат (σ, ε) .

Напряжение, откладываемое по вертикальной оси:

$$\sigma = \frac{F}{A_0}, \quad (2.18)$$

где A_0 – площадь поперечного сечения образца до испытания.

Относительное удлинение образца, откладываемое по горизонтальной оси:

$$\varepsilon = \frac{\Delta l}{l_0}, \quad (2.19)$$

где l_0 – длина расчетного участка образца до испытания.

Диаграмма растяжения $\sigma = f(\varepsilon)$ характеризует свойства испытуемого материала и носит название условной диаграммы растяжения, так как напряжения и относительные удлинения вычисляют, соответственно, по отношению к первоначальной площади сечения и первоначальной длине.

Условная диаграмма растяжения образца из малоуглеродистой стали представлена на рис. 2.2. Она характеризуется следующими четырьмя отличительными участками.

Участок *I* соответствует упругим деформациям материала образца. На этом участке для пластичных материалов имеет место прямая пропорциональная зависимость между напряжениями и деформациями, сохраняется закон Гука (прямая *OA*).

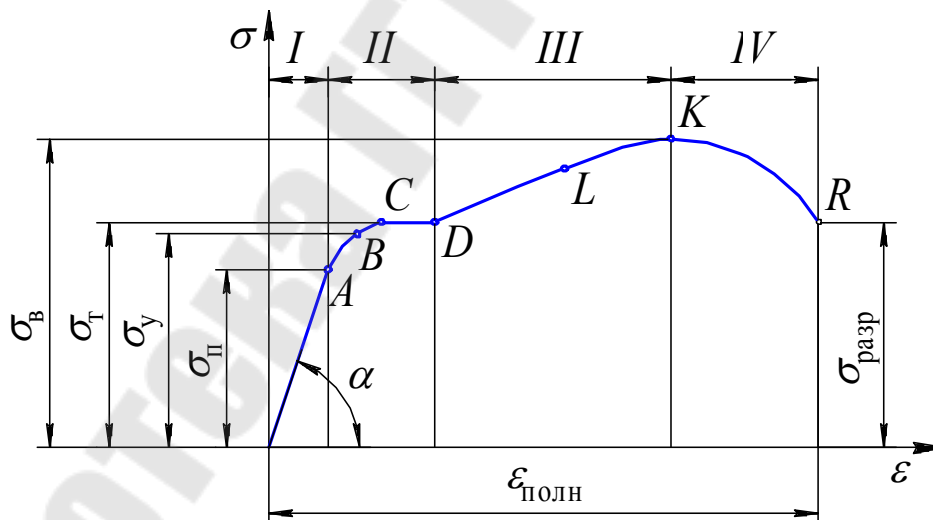


Рис. 2.2. Условная диаграмма растяжения

Участок *II* начинается после точки *A*, когда диаграмма становится криволинейной. Однако до точки *B* деформации остаются упругими, т. е. при разгрузке образец восстанавливает свою первоначальную форму и размеры. При дальнейшем увеличении нагрузки за точкой *B* появляются неупругие деформации. В точке *C* начинается процесс деформации образца без увеличения внешней нагрузки. Этот процесс называется процессом текучести материала.

Участок *III* (*DK*) характерен увеличением нагрузки, при которой происходит дальнейшая деформация образца. Этот участок называется зоной упрочнения. Заканчивается участок при достижении максимальной нагрузки, воспринимаемой образцом.

Участок *IV* начинается в точке *K* и заканчивается разрушением образца в точке *R*. Этот участок носит название зоны разрушения образца. Деформация образца на этом участке характерна образованием шейки и удлинением образца за счет ее утончения (см. рис. 2.1, б).

В соответствии с диаграммой растяжения (см. рис. 2.2) вводят следующие основные характеристики материала.

1. **Предел пропорциональности** – отношение растягивающего усилия в точке *A* к первоначальной площади поперечного сечения стержня:

$$\sigma_{\text{п}} = \frac{F_A}{A_0}. \quad (2.20)$$

До предела пропорциональности сохраняет силу закон Гука.

2. **Предел упругости** – отношение растягивающего усилия в точке *B* к первоначальной площади поперечного сечения стержня:

$$\sigma_{\text{у}} = \frac{F_B}{A_0}. \quad (2.21)$$

Предел упругости – такое напряжение, до которого материал сохраняет свои упругие свойства (величина относительной остаточной деформации не превышает 0,005 %).

Для многих материалов разница между пределом пропорциональности и пределом упругости очень мала.

3. **Предел текучести** – отношение растягивающего усилия в точке *C* к первоначальной площади поперечного сечения стержня:

$$\sigma_{\text{т}} = \frac{F_C}{A_0}. \quad (2.22)$$

Предел текучести – такое напряжение, при котором происходит рост деформации без увеличения нагрузки.

Для ряда материалов, не имеющих на диаграмме выраженной площадки текучести, вводят понятие условного предела текучести, под которым подразумевают напряжение, вызывающее остаточную деформацию, равную 0,2 %.

4. **Предел прочности** (временное сопротивление) – отношение наибольшей нагрузки к первоначальной площади поперечного сечения стержня:

$$\sigma_{\text{в(пч)}} = \frac{F_{\text{max}}}{A_0}. \quad (2.23)$$

Предел прочности обозначают:

– при растяжении $\sigma_{\text{в,р}}$;

– при сжатии $\sigma_{\text{в,с}}$.

Предел прочности соответствует максимальному напряжению, возникающему в образце до его разрушения.

Диаграммой растяжения можно воспользоваться для определения модуля упругости *E*. На диаграмме растяжения (см. рис. 2.1) прямолинейный участок, соответствующий закону Гука, наклонен под углом α к горизонтальной оси. Отметим текущее

напряжение σ и соответствующее ему относительное удлинение ε . Тогда тангенс угла наклона участка OA :

$$\operatorname{tg}\alpha = \frac{\sigma}{\varepsilon}. \quad (2.24)$$

Исходя из соотношения, выражающего закон Гука (1.6), получим:

$$E = \frac{\sigma}{\varepsilon}. \quad (2.25)$$

Сопоставление этих формул позволяет сделать вывод о том, что

$$E = \operatorname{tg}\alpha. \quad (2.26)$$

Следовательно, модуль упругости материала численно равен тангенсу угла наклона к горизонтали прямолинейного участка OA диаграммы растяжения.

За характеристику прочности хрупких материалов, как и в случае растяжения, принимается временное сопротивление.

Если при нагружении образца не был превышен предел упругости, то при разгрузке все деформации полностью исчезнут и при повторном нагружении этот образец будет себя вести так же, как и при первом нагружении.

Если же образец был нагружен до напряжения, большего предела упругости, например, до напряжения, соответствующего точке L диаграммы (см. рис. 2.2), а затем нагрузка будет снята, то пластическая часть деформации останется. При этом происходит увеличение предела текучести. Если материал нагружать снова, то пластическая деформация увеличится, но в меньшей степени, чем при первичном однократном нагружении.

Явление повышения предела пропорциональности и снижения пластичности материала при повторных нагружениях называется *наклепом*.

Наклеп во многих случаях является нежелательным явлением, так как наклепанный металл становится более хрупким. Наклеп можно устранить при помощи специальной термической обработки.

Однако в целом ряде других случаев наклеп полезен и его создают искусственно, например, в деталях, подвергающихся воздействию переменных нагрузок.

Твердостью называют способность материала сопротивляться механическому проникновению в него другого тела.

Твердость определяют различными способами и, соответственно, существуют различные величины, характеризующие твердость. Наиболее широкое распространение получили испытания твердости по Бринеллю и по Роквеллу. Твердость по Бринеллю определяют вдавливанием закаленного шарика в испытуемый материал. Величина, характеризующая твердость или число твердости по Бринеллю (HB), представляет отношение силы F , с которой вдавливается шарик, к поверхности A лунки, оставшейся после вдавливания на испытуемом материале:

$$HB = \frac{F}{A}. \quad (2.27)$$

При испытании по Роквеллу в материал вдавливают острый алмазный наконечник.

Числом твердости можно пользоваться в производственных условиях для определения механических характеристик материала. Так, по числу твердости можно с достаточной степенью точности определить предел текучести, временное сопротивление и предел упругости.

Ударной вязкостью называют величину, характеризующую способность материала сопротивляться действию ударных нагрузок.

Величины механических характеристик основных конструкционных материалов приведены в соответствующих справочниках.

Пример

Для балки, показанной на рис. 2.3, *а-в*, определить значения продольных усилий и нормальных напряжений в характерных сечениях. Построить эпюры N и σ .

Дано: $F_1 = 10$ кН; $F_2 = 20$ кН; $F_3 = 50$ кН; $F_4 = 30$ кН; $F_5 = 20$ кН; $F_6 = 10$ кН; $A = 1,5$ см²; $[\sigma] = 140$ МПа.

Решение

1. Определяем значения продольных усилий в сечениях 1–1–5–5 и строим эпюру N (см. рис. 2.2, *б*):

$$N_{1-1} = F_1 = 10 \text{ кН};$$

$$N_{2-2} = F_1 + F_2 = 10 + 20 = 30 \text{ кН};$$

$$N_{3-3} = F_1 + F_2 - F_3 = 10 + 20 - 50 = -20 \text{ кН};$$

$$N_{4-4} = F_1 + F_2 - F_3 + F_4 = 10 + 20 - 50 + 30 = 10 \text{ кН};$$

$$N_{5-5} = F_1 + F_2 - F_3 + F_4 - F_5 = 10 + 20 - 50 + 30 - 20 = -10 \text{ кН}.$$

2. Определяем значения нормальных напряжений в сечениях 1–1–5–5, строим эпюру σ (см. рис. 2.2, *в*) и сравниваем с допускаемым значением $[\sigma]$:

$$\sigma_{1-1} = \frac{N_{1-1}}{A} = \frac{10 \cdot 10^3}{1,5 \cdot 10^2} = 66,7 \text{ МПа} < [\sigma];$$

$$\sigma_{2-2} = \frac{N_{2-2}}{A} = \frac{30 \cdot 10^3}{1,5 \cdot 10^2} = 200 \text{ МПа} > [\sigma];$$

$$\sigma_{3-3} = \frac{N_{3-3}}{A} = \frac{-20 \cdot 10^3}{1,5 \cdot 10^2} = -133,3 \text{ МПа} < [\sigma];$$

$$\sigma_{4-4} = \frac{N_{4-4}}{A} = \frac{10 \cdot 10^3}{1,5 \cdot 10^2} = 66,7 \text{ МПа} < [\sigma];$$

$$\sigma_{5-5} = \frac{N_{5-5}}{A} = \frac{-10 \cdot 10^3}{1,5 \cdot 10^2} = -66,7 \text{ МПа} < [\sigma].$$

3. Так как величина напряжения в сечении 2–2 превышает допускаемую величину, то выполним подбор сечения:

$$A_{2-2} = \frac{N_{2-2}}{[\sigma]} = \frac{30 \cdot 10^3}{140} = 214 \text{ мм}^2 = 2,14 \text{ см}^2.$$

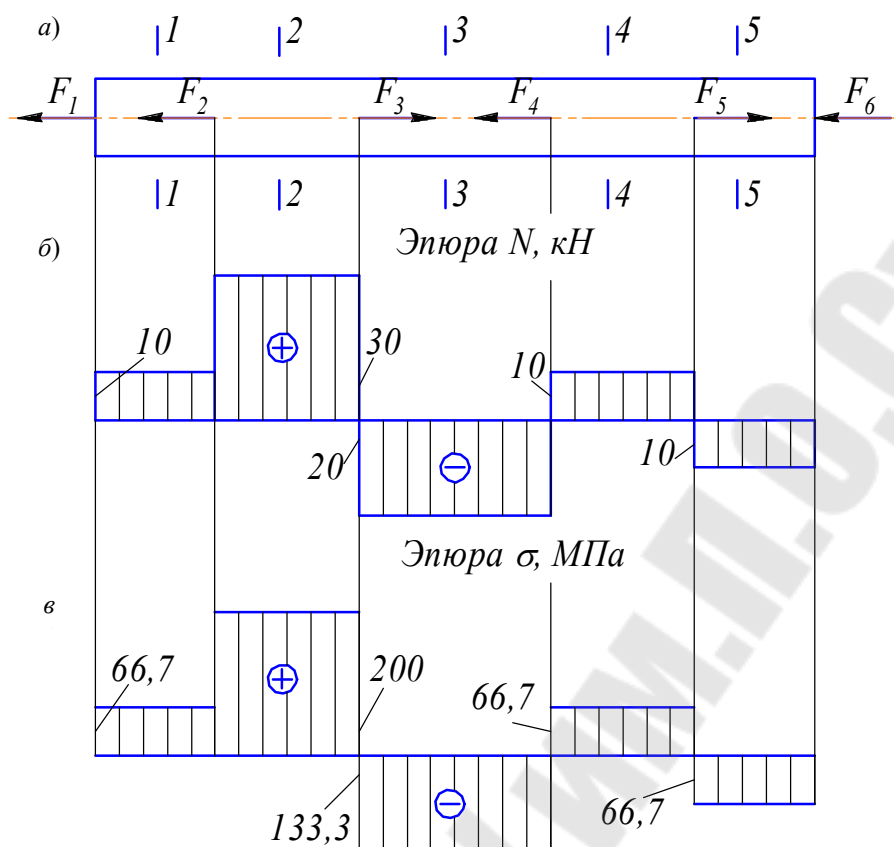


Рис. 2.3. Расчетная схема балки и эпюры

Вопросы для самопроверки

1. Какой вид нагружения называется растяжением?
2. Чему равна продольная сила?
3. Какая гипотеза положена в основу теории растяжения (сжатия) прямолинейных брусьев и какой закон распределения напряжений из нее вытекает?
4. Как вычисляются напряжения в поперечном сечении растянутого бруса?
5. В каких частях растянутого бруса распределение напряжений не является равномерным?
6. Зависит ли распределение напряжений от способа приложения внешних сил?
7. Как записывается условие прочности растянутого бруса? Какие задачи можно решать с помощью этого условия?
8. Что такое полное и относительное удлинения стержня?
9. Как записывается закон Гука при растяжении (сжатии)?
10. Каков физический и геометрический смысл модуля Юнга?
11. Что такое коэффициент Пуассона? В каких пределах он изменяется для изотропных материалов?
12. Характеристиками каких свойств материала являются модуль Юнга и коэффициент Пуассона?
13. Какая линейная деформация при растяжении больше: продольная или поперечная?
14. Какие образцы применяют для испытаний на растяжение?
15. Что называют диаграммой растяжения образца?

16. Какое отличие имеет условная диаграмма напряжений от диаграммы растяжения образца?
17. Когда появляется шейка? Как распределяются деформации по длине образца до и после появления шейки?
18. Перечислите характеристики прочности материала при растяжении и дайте их определения.
19. Что такое пластичность материала?
20. Какие величины характеризуют пластические свойства материала и как они определяются?
21. Что такое наклеп?
22. Что выражает собой площадь под диаграммой растяжения?
23. Как вычисляется потенциальная энергия упругой деформации при растяжении (сжатии)?
24. Каковы особенности испытаний материалов на сжатие?
25. Какие прочностные характеристики материала можно получить при испытании на сжатие малоуглеродистой стали, чугуна?
26. Почему при испытаниях на сжатие применяют короткие образцы?
27. Чем объясняют образование бочкообразной формы у образцов из малоуглеродистой стали и чугуна?
28. Какое напряжение принимается в качестве предельного для пластичных и хрупких материалов?
29. Что называют твердостью материала и как ее измеряют?

ТЕМА 3. ГЕОМЕТРИЧЕСКИЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ ПЛОСКОГО СЕЧЕНИЯ

3.1. Общие сведения

При решении задач, связанных с расчетом элементов конструкций на прочность, жесткость и устойчивость, приходится иметь дело с некоторыми геометрическими характеристиками поперечных (плоских) сечений элементов. К таким характеристикам относятся площадь, статические моменты, моменты инерции, моменты сопротивления.

3.2. Статические моменты сечения

Статическими моментами плоского сечения относительно координатных осей z и y (рис. 3.1) называются интегралы произведений площадей элементарных участков на их координаты относительно соответствующих осей:

$$S_z = \int_A y \cdot dA; \quad S_y = \int_A z \cdot dA.$$

Отождествляя площадку dA с силой, на основании известной из теоретической механики теоремы о моменте равнодействующей можно записать:

$$S_z = \int_A y \cdot dA = A \cdot y_c; \quad S_y = \int_A z \cdot dA = A \cdot z_c, \quad (3.1)$$

где A – площадь всего сечения (равнодействующая); z_c , y_c – координаты центра тяжести сечения в заданной системе координат.

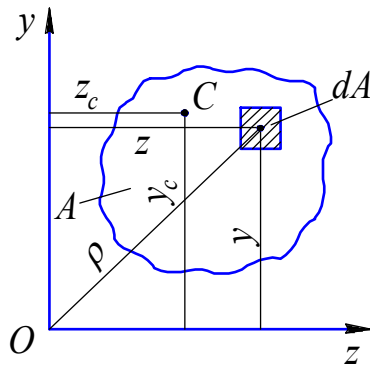


Рис. 3.1. Определение геометрических характеристик сечения

Из выражений (3.1) можно получить формулы для определения *координат центра тяжести* плоского сечения:

$$z_c = \frac{S_y}{A}; \quad y_c = \frac{S_z}{A}. \quad (3.2)$$

Если имеем сечение сложной конфигурации, то его всегда можно представить в виде отдельных простых фигур, для которых площади и положение центров тяжести известны. В этом случае статический момент всего сечения равен сумме статических моментов простых фигур. Это следует из свойств определенного интеграла. Для таких сечений формулы (3.2) принимают следующий вид:

$$z_c = \frac{S_y}{A} = \frac{\sum A_i \cdot z_i}{\sum A_i}; \quad y_c = \frac{S_z}{A} = \frac{\sum A_i \cdot y_i}{\sum A_i}. \quad (3.3)$$

Статический момент сечения относительно оси, проходящей через центр тяжести сечения (центральная ось), равен нулю.

3.3. Моменты инерции сечения

Осевыми (экваториальными) моментами инерции сечения называются интегралы произведений площадей элементарных участков на квадраты их расстояний до соответствующих осей (см. рис. 3.1):

$$I_z = \int_A y^2 \cdot dA; \quad I_y = \int_A z^2 \cdot dA. \quad (3.4)$$

Центробежным моментом инерции сечения называется интеграл произведений площадей элементарных участков на их координаты в системе заданных осей (см. рис. 3.1):

$$I_{zy} = \int_A z \cdot y \cdot dA. \quad (3.5)$$

Полярным моментом инерции сечения относительно заданной точки (полюса) называется интеграл произведений площадей элементарных участков на квадрат их расстояний до полюса (см. рис. 3.1):

$$I_p = \int_A \rho^2 \cdot dA. \quad (3.6)$$

Полярный момент является следствием линейной комбинации осевых моментов инерции:

$$I_p = \int_A \rho^2 \cdot dA = \int_A (z^2 + y^2) dA = I_z + I_y. \quad (3.7)$$

3.4. Моменты инерции при параллельном переносе осей

При параллельном переносе координатных осей, проходящих через центр тяжести сечения, моменты инерции вычисляются по формулам (рис. 3.2):

$$I_{z_1} = I_z + a^2 \cdot A; \quad (3.8)$$

$$I_{y_1} = I_y + b^2 \cdot A; \quad (3.9)$$

$$I_{z_1 y_1} = I_{zy} + a \cdot b \cdot A. \quad (3.10)$$

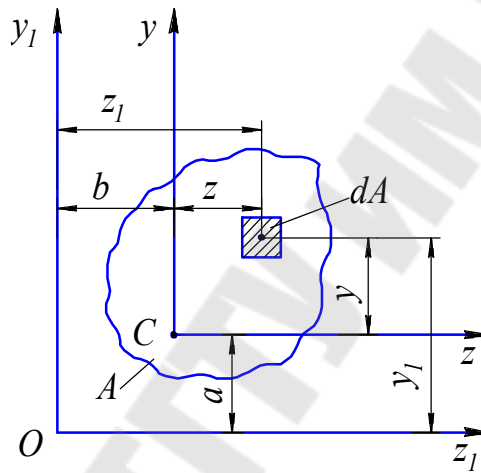


Рис. 3.2. Определение моментов инерции при параллельном переносе осей

При параллельном переносе координатных осей, проходящих через центр тяжести сечения, осевые моменты инерции изменяются на величину, равную произведению площади сечения на квадрат расстояния между осями, а центробежный момент – на величину, равную произведению площади на координаты центра тяжести сечения в новой системе координат.

3.5. Моменты инерции при повороте координатных осей

Если известны моменты инерции сечения I_z , I_y , I_{zy} относительно первоначальных осей Oz и Oy , то моменты инерции относительно осей Oz_1 и Oy_1 , повернутых на угол α , находятся по следующим формулам (см. рис. 3.3):

$$I_{z_1} = I_z \cdot \cos^2 \alpha + I_y \cdot \sin^2 \alpha - I_{zy} \cdot \sin 2\alpha; \quad (3.11)$$

$$I_{y_1} = I_z \cdot \sin^2 \alpha + I_y \cdot \cos^2 \alpha + I_{zy} \cdot \sin 2\alpha; \quad (3.12)$$

$$I_{z_1 y_1} = \frac{I_z - I_y}{2} \cdot \sin 2\alpha + I_{zy} \cdot \cos 2\alpha. \quad (3.13)$$

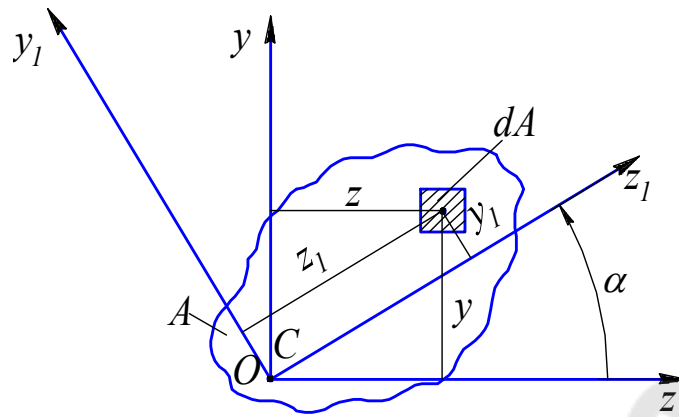


Рис. 3.3. Определение моментов инерции при повороте координатных осей

3.6. Главные оси инерции и главные моменты инерции

Координатные оси, относительно которых центробежный момент инерции равен нулю, а осевые принимают экстремальные значения, называются **главными осями инерции**.

Осевые моменты инерции относительно главных осей называются **главными моментами инерции**.

Положение главных осей определяется по формуле

$$\operatorname{tg} 2\alpha_0 = -\frac{2I_{zy}}{I_z - I_y}, \quad (3.14)$$

полученной из выражения (3.13), правая часть которого приравняется к нулю (согласно определению главных осей). Положительное значение угла α_0 откладывается от оси z против часовой стрелки.

Главные моменты инерции вычисляются по формулам (3.11) и (3.12), в которые вместо угла α подставляется его значение, найденное из равенства (3.14). После преобразований получаем формулу для определения главных моментов инерции:

$$I_{\begin{matrix} \max \\ \min \end{matrix}} = \frac{I_z + I_y}{2} \pm \sqrt{(I_z - I_y)^2 + 4 \cdot I_{zy}^2}. \quad (3.15)$$

В этой формуле знак «плюс» соответствует максимальному значению момента инерции, а знак «минус» – минимальному.

Ось, относительно которой момент инерции является максимальным, обозначим цифрой 1, а другую главную ось – цифрой 2 (по аналогии с главными осями в теории напряженного состояния). Тогда

$$I_1 = I_{\max}; \quad I_2 = I_{\min}.$$

Чтобы безошибочно установить, какая из главных осей является осью 1, а какая – осью 2, нужно пользоваться следующим правилом:

- а) если $I_z > I_y$, то откладывая от оси z найденный по формуле (3.14) угол α_0 (с учетом его знака), получаем направление оси 1;
- б) если $I_z < I_y$, то угол α_0 дает направление оси 2.

Правильность выбора направления оси 1 можно проверить по формуле

$$\operatorname{tg}\alpha_1 = -\frac{I_{zy}}{I_z - I_2} = -\frac{I_1 - I_z}{I_{zy}}, \quad (3.16)$$

где α_1 – угол между осями z и 1.

3.7. Моменты сопротивления

Осевым моментом сопротивления называется отношение момента инерции относительно данной оси к расстоянию от оси до наиболее удаленной точки поперечного сечения:

$$W_z = \frac{I_z}{y_{\max}}; \quad W_y = \frac{I_y}{z_{\max}}. \quad (3.17)$$

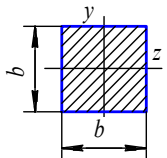
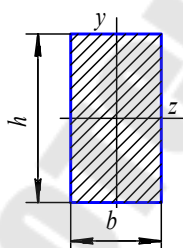
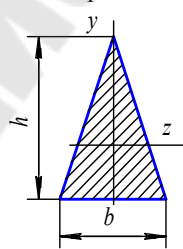
Полярным моментом сопротивления называется отношение полярного момента инерции к наиболее удаленной точке сечения от его центра:

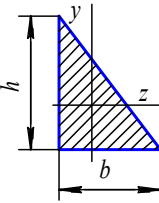
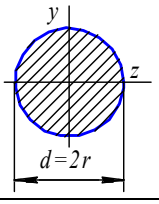
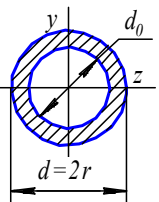
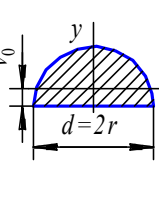
$$W_p = \frac{I_p}{\rho_{\max}}. \quad (3.18)$$

Геометрические характеристики простых плоских фигур представлены в табл. 3.1.

Таблица 3.1

Геометрические характеристики простых фигур

Название фигуры, схема	Геометрические характеристики (единица измерения)
<p>Квадрат</p> 	$A = b^2, \text{ мм}^2;$ $I_z = I_y = \frac{b^4}{12}, \text{ мм}^4;$ $W_z = W_y = \frac{b^3}{6}, \text{ мм}^3$
<p>Прямоугольник</p> 	$A = bh, \text{ мм}^2;$ $I_z = \frac{bh^3}{12}; \quad I_y = \frac{hb^3}{12}, \text{ мм}^4;$ $W_z = \frac{bh^2}{6}; \quad W_y = \frac{hb^2}{6}, \text{ мм}^3$
<p>Треугольник равнобедренный</p> 	$A = \frac{1}{2}bh, \text{ мм}^2;$ $I_z = \frac{bh^3}{36}; \quad I_y = \frac{hb^3}{48}, \text{ мм}^4$

Название фигуры, схема	Геометрические характеристики (единица измерения)
Треугольник прямоугольный 	$A = \frac{1}{2}bh, \text{ мм}^2;$ $I_z = \frac{bh^3}{36}; I_y = \frac{hb^3}{36}, \text{ мм}^4$
Круг 	$A = \frac{\pi d^2}{4}, \text{ мм}^2;$ $I_z = I_y = \frac{\pi d^4}{64} \approx 0,05 \cdot d^4, \text{ мм}^4;$ $W_z = W_y = \frac{\pi d^3}{32} \approx 0,1 \cdot d^3, \text{ мм}^3$
Кольцо 	$A = \frac{\pi(d^2 - d_0^2)}{4}, \text{ мм}^2;$ $I_z = I_y = \frac{\pi(d^4 - d_0^4)}{64} = \frac{\pi d^4}{64} \cdot (1 - c^4), \text{ мм}^4;$ $W_z = W_y = \frac{\pi d^3}{32} \cdot (1 - c^4), \text{ мм}^3;$ $c = d_0 / d$
Полуокруг 	$A = \frac{\pi d^2}{8}, \text{ мм}^2;$ $I_z = 0,00686 \cdot d^4 \approx 0,110 \cdot r^4, \text{ мм}^4;$ $I_y = \frac{\pi d^4}{128} \approx 0,025 \cdot d^4, \text{ мм}^4;$ $v_0 = \frac{4r}{3\pi}$

Пример

Для плоского сечения, представленного на рис. 3.4, а, определить главные центральные моменты инерции.

Дано: $c = 10$ мм.

Решение

1. Вычерчиваем в масштабе сечение (рис. 3.4, б).
2. Выбираем вспомогательную ось z_B , так как сечение симметрично относительно оси y .

3. Определяем положение центра тяжести сечения.

Для этого разобьем сечение на две простые фигуры.

Координата центра тяжести сечения по оси y определяется по формуле (3.2).

Определяем расстояния от центра тяжести простых фигур до вспомогательной оси z_B :

$$y_1 = 4 \cdot c = 4 \cdot 10 = 40 \text{ мм};$$

$$y_2 = 6 \cdot c = 6 \cdot 10 = 60 \text{ мм}.$$

Вопросы для самоконтроля

1. Что такое статический момент плоской фигуры? Какова его размерность?
2. Какими свойствами обладает статический момент?
3. Относительно каких осей статический момент равен нулю? Как эти оси называются?
4. Как определяются координаты центра тяжести сложной площади?
5. Что понимается под осевым, полярным и центробежным моментами инерции? Какими свойствами они обладают? Их размерность?
6. Как записываются формулы перехода для моментов инерции при параллельном переносе осей?
7. Относительно какой из множества параллельных осей осевой момент инерции сечения принимает наименьшее значение?
8. Как вычисляются моменты инерции относительно осей z_1, y_1 , повернутых относительно заданных осей z, y на угол α ?
9. Каким свойством обладает сумма осевых моментов инерции относительно двух любых взаимно перпендикулярных осей, проходящих через данную точку?
10. Как связаны между собой полярный и осевые моменты инерции?
11. Какие оси называются главными осями инерции?
12. Какие моменты инерции сечения называются главными и как они определяются?
13. Что такое момент сопротивления сечения? Чему он равен для прямоугольного и круглого сечений? Их размерность?
14. Чему равны осевые моменты инерции для квадрата и прямоугольника?
15. Чему равны осевые моменты инерции для круга, полукруга и кольца?

ТЕМА 4. КРУЧЕНИЕ

4.1. Общие сведения

Кручением называется такой вид деформации, при котором в поперечном сечении бруса возникает только один внутренний силовой фактор – крутящий момент.

В произвольном поперечном сечении бруса крутящий момент численно равен алгебраической сумме внешних скручивающих моментов, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения.

Крутящий момент в сечении будем считать положительным, если внешний момент стремится повернуть рассматриваемую часть бруса по часовой стрелке при взгляде на сечение со стороны его внешней нормали.

Теория кручения круглых брусьев основана на следующих предположениях:

- продольная ось бруса после деформации остается прямой линией;
- расстояния между поперечными сечениями остаются неизменными;
- поперечные сечения остаются плоскими и параллельными друг другу после деформации;

- радиусы поперечных сечений после деформации остаются без искривления.

Условие прочности при кручении бруса круглого поперечного сечения имеет вид

$$\tau_{\max} = \frac{M_{\kappa(\max)}}{W_p} \leq [\tau], \quad (4.1)$$

где $M_{\kappa(\max)}$ – крутящий момент в опасном сечении бруса, Н · мм; $[\tau]$ – допускаемое напряжение при кручении, МПа; W_p – полярный момент сопротивления сечения, мм³.

При этом:

– для круглого сплошного сечения:

$$W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{16}; \quad (4.2)$$

– для кольцевого сечения:

$$W_p = \frac{\pi \cdot D^3}{16} (1 - c^4), \quad (4.3)$$

где $c = \frac{d_0}{D}$; d_0 – внутренний диаметр кольца, мм; D – внешний диаметр кольца, мм; d – диаметр сплошного круглого сечения, мм.

Подставляя значения W_p в условие прочности (4.1), получим следующие формулы для определения диаметра вала сплошного и кольцевого сечений:

$$d \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{к(max)}}{\pi[\tau]}}; \quad (4.4)$$

$$D \geq \sqrt[3]{\frac{16 \cdot M_{к(max)}}{\pi[\tau](1 - c^4)}}. \quad (4.5)$$

Условие жесткости при кручении имеет вид

$$\theta_{max} = \frac{M_{к(max)}}{GI_p} \leq [\theta], \quad (4.6)$$

где $[\theta]$ – допускаемый относительный угол закручивания в радианах на единицу длины вала; G – модуль сдвига, МПа; I_p – полярный момент инерции сечения, мм⁴.

При этом:

– для круглого сплошного сечения:

$$I_p = \frac{\pi \cdot d^4}{32}; \quad (4.7)$$

– для кольцевого сечения:

$$I_p = \frac{\pi \cdot D^4}{32} (1 - c^4). \quad (4.8)$$

Подставляя значения I_p в выражение (4.6), получим формулы для определения диаметра вала из условия жесткости:

$$d \geq \sqrt[4]{\frac{32 \cdot M_{к(max)}}{\pi G[\theta]}}; \quad (4.9)$$

$$D \geq \sqrt[4]{\frac{32 \cdot M_{к(max)}}{\pi G(1 - c^4)}}. \quad (4.10)$$

Угол закручивания при кручении определяется по формуле

$$\varphi = \frac{M_{\kappa(\max)} l}{GI_p} = \theta l, \quad (4.11)$$

где θ – относительный угол закручивания; l – длина вала.

Величина угла закручивания вала влияет на точность работы машины. Поэтому для каждого вида машин устанавливают его пределы. Так, для валов, вращающихся с малой и средней скоростью, угол закручивания на длине 1 м обычно находится в пределах от 0,25 до 1°; для быстроходных валов (валы турбин) величина $[\theta]$ не превышает 0,1 °/м.

Пример

К брусу, представленному на рис. 4.1, а, приложены внешние крутящие моменты.

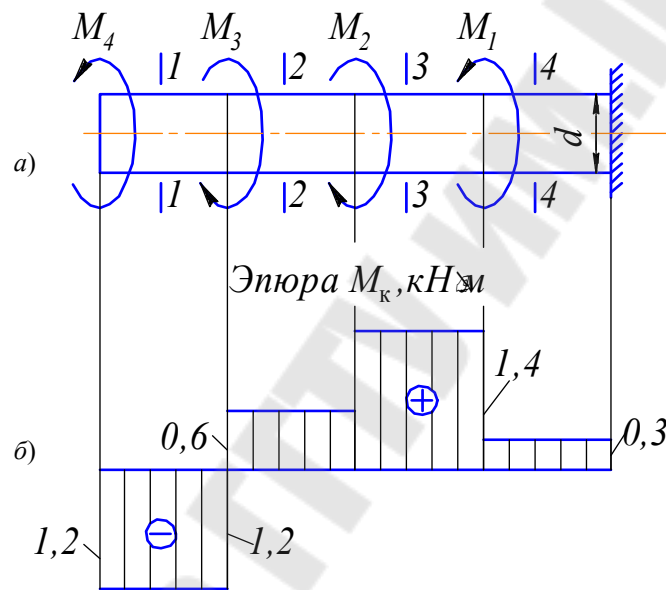


Рис. 4.1. Расчетная схема и эюра крутящих моментов

Построить эюру крутящих моментов и определить максимальное касательное напряжение, возникающее в сечении бруса.

Дано: $M_1 = 1,1$ кН · м; $M_2 = 0,8$ кН · м; $M_3 = 1,2$ кН · м; $M_4 = 1,8$ кН · м; $d = 50$ мм.

Решение

1. Заданный брус имеет четыре участка нагружения. За границы участков нагружения принимаем места приложения скручивающих моментов.

2. Определяем значения крутящих моментов в поперечных сечениях бруса:

$$M_{\kappa}^{1-1} = -M_3 = -1,2 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\kappa}^{2-2} = -M_3 + M_4 = -1,2 + 1,8 = 0,6 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\kappa}^{3-3} = -M_3 + M_4 + M_2 = -1,2 + 1,8 + 0,8 = 1,4 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{\kappa}^{4-4} = -M_3 + M_4 + M_2 - M_1 = -1,2 + 1,8 + 0,8 - 1,1 = 0,3 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Строим эпюру крутящих моментов (см. рис. 4.1, б).

3. Величина максимального крутящего момента $M_{\text{к max}} = M_{\text{к}}^{3-3} = 1,4 \text{ кН} \cdot \text{м}$.

4. Наибольшее касательное напряжение действует в сечении 3–3 бруса и определяется по формуле (4.1), где

$$W_p = \frac{3,14 \cdot 50^3}{16} = 24531 \text{ мм}^3.$$

Тогда

$$\tau_{\text{max}} = \frac{1,4 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{24531} = 57 \text{ МПа}.$$

Вопросы для самоконтроля

1. Какой вид нагружения называется кручением?
2. Что называется крутящим моментом и как определяется его знак?
3. Чему равен крутящий момент?
4. Какие предположения лежат в основе теории кручения круглых валов?
5. Как выражается закон Гука при сдвиге?
6. Характеристикой каких свойств материала является модуль сдвига? Какая существует связь между упругими константами G , E и μ ?
7. По какому закону распределяются касательные напряжения в поперечных сечениях круглого вала в области упругих деформаций?
8. В каких точках поперечного сечения круглого вала возникают наибольшие касательные напряжения и как они определяются?
9. Как записывается условие прочности для круглого вала и какие задачи оно позволяет решать?
10. Какая выгода достигается при использовании полых валов?
11. Как определяется угол закручивания круглого вала при постоянном по длине крутящем моменте и неизменной жесткости поперечного сечения?
12. Как определяется жесткость круглого вала?
13. Как формулируется условие жесткости круглого вала?
14. Как определяется диаметр круглого вала из условия прочности и условия жесткости?

ТЕМА 5. ИЗГИБ

5.1. Общие сведения

На практике балки подвергаются действию поперечной нагрузки, расположенной в плоскости, проходящей через ось стержня. Такой вид нагружения называется **изгибом**.

Если в поперечном сечении балки действует лишь изгибающий момент, а остальные внутренние силовые факторы отсутствуют, то такой изгиб называется **чистым**. Однако чаще всего в поперечных сечениях балки наряду с изгибающими моментами возникают и поперечные силы. Такой изгиб называется **поперечным**. Если плоскость действия внешних сил (силовая плоскость) проходит через одну из главных центральных осей инерции сечения стержня, то изгиб называется **плоским**, в противном случае – **косым**.

5.2. Внутренние силовые факторы при изгибе

Внутренние силовые факторы при изгибе (изгибающий момент M и поперечная сила Q) в произвольном сечении балки определяются с использованием метода сечений, основанного на рассмотрении условий равновесия отсеченной части балки. При этом:

- а) поперечная сила в рассматриваемом сечении балки определяется как сумма проекций всех внешних сил, расположенных по одну сторону от сечения, на ось, перпендикулярную оси балки;
- б) изгибающий момент в сечении балки определяется как сумма моментов всех внешних сил, действующих по одну сторону от рассматриваемого сечения, относительно центра тяжести сечения.

5.3. Правило знаков для поперечных сил и изгибающих моментов

При построении эпюр поперечных сил Q и изгибающих моментов M используют следующее правило знаков:

- а) поперечная сила в сечении считается положительной, если внешняя сила, действующая на отсеченную часть балки, стремится повернуть ее по часовой стрелке;
- б) изгибающий момент в сечении считается положительным, если балка в рассматриваемом сечении изгибается выпуклостью вниз.

5.4. Дифференциальные зависимости при изгибе

Для контроля правильности построения эпюр Q и M используются дифференциальные зависимости между интенсивностью распределенной нагрузки q , поперечной силой Q и изгибающим моментом M :

$$\frac{dQ}{dz} = q; \quad \frac{dM}{dz} = Q. \quad (5.1)$$

На основании этих зависимостей можно сформулировать следующие правила для построения эпюр Q и M :

- а) на участках балки, свободных от распределенной нагрузки, поперечная сила постоянна, а изгибающий момент изменяется по линейному закону;
- б) на участке балки с равномерно распределенной нагрузкой поперечная сила изменяется по линейному закону, а изгибающий момент – по закону квадратной параболы;
- в) если на участке балки (при рассмотрении ее слева направо):
 - 1) поперечная сила положительна, то изгибающий момент возрастает;
 - 2) поперечная сила отрицательна, то изгибающий момент убывает;
 - 3) поперечная сила, переходя через ноль, меняет знак с «+» на «-», то $M = M_{\max}$;
 - 4) поперечная сила, переходя через ноль, меняет знак с «-» на «+», то $M = M_{\min}$;
- г) если на участке балки поперечная сила отсутствует, то момент постоянный (чистый изгиб);
- д) на концевой шарнирной опоре поперечная сила равна реакции этой опоры, а изгибающий момент равен нулю, если на опоре не приложен внешний сосредоточенный момент;
- е) в защемленной опоре балки поперечная сила равна реакции опоры, а изгибающий момент – опорному реактивному моменту.

5.5. Напряжения при изгибе

При плоском поперечном изгибе от действия изгибающего момента и поперечной силы в сечениях балки возникают нормальные и касательные напряжения.

Нормальные напряжения при изгибе определяются по формуле

$$\sigma = \frac{M \cdot y}{I_z}, \quad (5.2)$$

где M – изгибающий момент в рассматриваемом сечении балки; y – расстояние от нейтральной оси до рассматриваемой точки; I_z – момент инерции сечения относительно оси z (нейтральная ось).

Касательные напряжения при изгибе определяются по формуле Д. И. Журавского:

$$\tau = \frac{Q \cdot S_z^{\text{отс}}}{b \cdot I_z}, \quad (5.3)$$

где Q – поперечная сила в рассматриваемом сечении; $S_z^{\text{отс}}$ – статический момент площади отсеченной части сечения относительно нейтральной оси; b – ширина слоя, в котором находится рассматриваемая точка; I_z – момент инерции сечения относительно нейтральной оси.

5.6. Расчеты на прочность при изгибе

При изгибе расчеты на прочность в большинстве случаев производятся только по нормальным напряжениям и лишь иногда производится проверка прочности балки по касательным напряжениям. Условие прочности по нормальным напряжениям имеет вид

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max}}{W_z} \leq [\sigma], \quad (5.4)$$

где M_{\max} – наибольшее по модулю значение изгибающего момента в балке; W_z – осевой момент сопротивления сечения; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение при изгибе.

Момент сопротивления является геометрической характеристикой поперечного сечения балки, определяющей ее прочность при изгибе. Для сечений, симметричных относительно нейтральной оси, момент сопротивления определяется по формуле

$$W_z = \frac{I_z}{y_{\max}}, \quad (5.5)$$

где I_z – момент инерции сечения относительно нейтральной оси; y_{\max} – ордината наиболее удаленной от нейтральной оси точки.

Условие прочности по касательным напряжениям записывается в следующем виде:

$$\tau_{\max} = \frac{Q_{\max} \cdot S_z^{\text{отс}}}{b \cdot I_z} \leq [\tau]. \quad (5.6)$$

Пример 1

Для балки, представленной на рис. 5.1, определить опорные реакции.

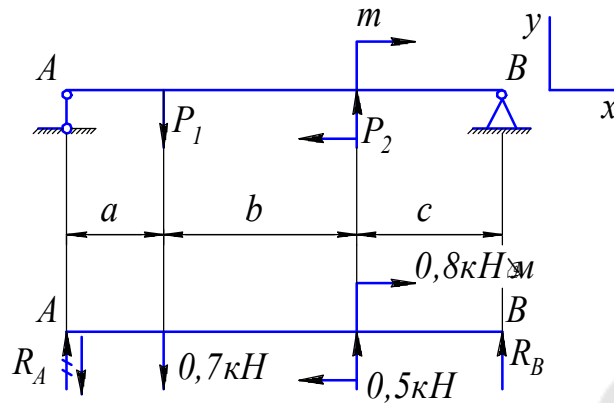


Рис. 5.1. Расчетная схема балки

Дано: $a = 0,4$ м; $b = 0,8$ м; $c = 0,6$ м; $P_1 = 0,7$ кН; $P_2 = 0,5$ кН; $m = 0,8$ кН · м.

Решение

1. Опоры A и B заменяем реакциями R_A и R_B . Их направление выбираем произвольно.

2. Составляем уравнения равновесия балки, решением которых определяем значения опорных реакций:

$$\sum M_A = 0; \quad P_1 \cdot a - P_2(a+b) + m - R_B(a+b+c) = 0;$$

$$R_B = \frac{P_1 \cdot a - P_2(a+b) + m}{a+b+c};$$

$$R_B = \frac{0,7 \cdot 0,4 - 0,5(0,4+0,8) + 0,8}{0,4+0,8+0,6} = 0,267 \text{ кН};$$

$$\sum M_B = 0; \quad -P_1(b+c) + P_2 \cdot c + m + R_A(a+b+c) = 0;$$

$$R_A = \frac{P_1 \cdot (b+c) - P_2 \cdot c - m}{a+b+c};$$

$$R_A = \frac{0,7 \cdot (0,8+0,6) - 0,5 \cdot 0,6 - 0,8}{0,4+0,8+0,6} = -0,067 \text{ кН}.$$

Принятое направление R_A меняем на противоположное, так как реакция R_A получилась отрицательной.

Проверка:

$$\sum Y = 0; \quad -R_A - P_1 + P_2 + R_B = 0;$$

$$-0,067 - 0,7 + 0,5 + 0,267 = 0;$$

$$0 = 0.$$

Опорные реакции определены верно.

Пример 2

Для балки, изображенной на рис. 5.2, а, построить эпюры поперечных сил Q и изгибающих моментов M .

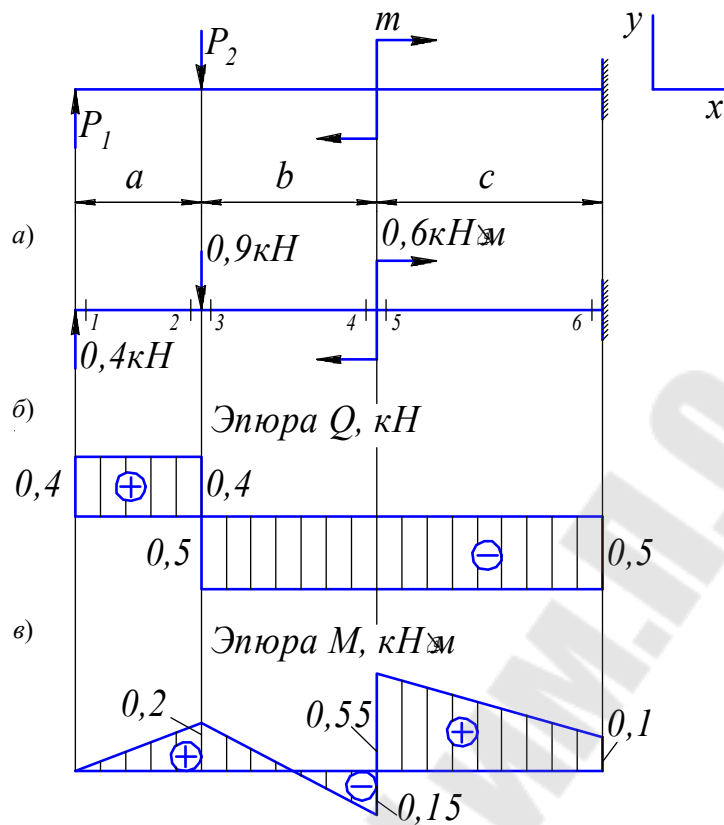


Рис. 5.2. Расчетная схема балки

Дано: $a = 0,5$ мм; $b = 0,7$ мм; $c = 0,9$ мм; $P_1 = 0,4$ кН; $P_2 = 0,9$ кН; $m = 0,6$ кН · м.

Решение

1. Разбиваем балку на участки, границами которых являются точки приложения внешних сосредоточенных сил и моментов (см. рис. 5.2, а, точки 1–6).

2. Определяем значения поперечных сил в характерных точках и строим эпюру Q (рис. 5.2, б):

$$Q_1 = P_1 = 0,4 \text{ кН};$$

$$Q_2 = P_1 = 0,4 \text{ кН};$$

$$Q_3 = P_1 - P_2 = 0,4 - 0,9 = -0,5 \text{ кН};$$

$$Q_4 = P_1 - P_2 = 0,4 - 0,9 = -0,5 \text{ кН};$$

$$Q_5 = Q_4 = -0,5 \text{ кН};$$

$$Q_6 = Q_4 = -0,5 \text{ кН}.$$

3. Определяем значения изгибающих моментов в характерных точках и строим эпюру M (рис. 5.2, в):

$$M_1 = 0;$$

$$M_2 = P_1 \cdot a = 0,4 \cdot 0,5 = 0,2 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_3 = M_2 = 0,2 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_4 = P_1(a + b) - P_2 \cdot b = 0,4 \cdot (0,5 + 0,7) - 0,9 \cdot 0,7 = -0,15 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_5 = M_4 + m = -0,15 + 0,7 = 0,55 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_6 = P_1(a + b + c) - P_2(b + c) + m = \\ = 0,4 \cdot (0,5 + 0,7 + 0,9) - 0,9 \cdot (0,7 + 0,9) + 0,7 = 0,1 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Вопросы для самоконтроля

1. Какой вид нагружения называется изгибом?
2. Какие нагрузки вызывают плоский прямой изгиб балки?
3. Какие типы опор применяются в технике для закрепления балок?
4. Какие типы статически определимых балок используются в технике? Привести примеры.
5. Какие внутренние силовые факторы возникают в поперечных сечениях балок?
6. Что называется поперечной силой и изгибающим моментом?
7. Какой изгиб называется чистым?
8. Когда имеет место поперечный изгиб?
9. Какие существуют зависимости между q , Q и M ?
10. Для чего строят эпюры поперечных сил и изгибающих моментов?
11. На каких допущениях построена теория нормальных напряжений при чистом изгибе?
12. Как записывается условие прочности по нормальным напряжениям для балок из пластичных материалов?
13. Как распределяются нормальные напряжения по ширине сечения балки?
14. На каких допущениях базируется элементарная теория касательных напряжений при изгибе?
15. Как распределяются касательные напряжения по высоте балки прямоугольного сечения?

II. ДЕТАЛИ МАШИН

ТЕМА 6. КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ И РАСЧЕТА ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Работоспособность называют состояние машин и механизмов, при котором они способны нормально выполнять заданные функции с параметрами, установленными нормативно-технической документацией.

Основными критериями работоспособности деталей машин являются:

- прочность;
- жесткость;
- износостойкость;
- теплостойкость;
- виброустойчивость.

Прочность – способность детали сопротивляться разрушению или возникновению недопустимых пластических деформаций под действием приложенных к ней нагрузок.

Жесткость – способность детали сопротивляться изменению формы и размеров под нагрузкой.

Износостойкость – свойство материала оказывать сопротивление изнашиванию.

Теплостойкость – способность конструкции работать в пределах заданных температур в течение заданного срока службы.

Виброустойчивость – способность конструкции работать в диапазоне режимов, достаточно далеких от области резонансов.

Значение того или иного критерия для данной детали зависит от ее функционального назначения и условий работы.

Особенности расчета деталей машин. Для того чтобы составить математическое описание объекта расчета и по возможности просто решить задачу, в инженерных расчетах реальные конструкции заменяют их идеализированными моделями или расчетными схемами. При этом расчет становится приближенным. В приближенных расчетах важно выбрать главные и отбросить второстепенные факторы.

Погрешности приближенных расчетов существенно снижаются при использовании опыта проектирования и эксплуатации аналогичных конструкций.

ТЕМА 7. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

7.1. Общие сведения

Для выполнения своих функций детали машин соответствующим образом соединяются между собой, образуя подвижное или неподвижное соединение.

Различают *разъемные* соединения, допускающие удобную разборку деталей машин без разрушения соединяющих или соединяемых элементов, и *неразъемные*, которые можно разобрать только путем их полного или частичного разрушения.

К разъемным относят: резьбовые, клиновые, штифтовые, шпоночные, зубчатые (шлицевые) и профильные.

К неразъемным соединениям относят: заклепочные, сварные, паяные, клеевые и с натягом.

Выбор вида соединения данной конструкции определяется ее устройством и назначением, а также экономическими показателями.

Основным критерием работоспособности и расчета соединений является прочность.

Необходимо стремиться к тому, чтобы соединение было равнопрочным с соединяемыми элементами.

Заклепка представляет собой стержень круглого поперечного сечения с головками по концам, одна из которых, называемая закладной, изготавливается одновременно со стержнем, а вторая – замыкающая, выполняется в процессе клепки (рис. 7.1).

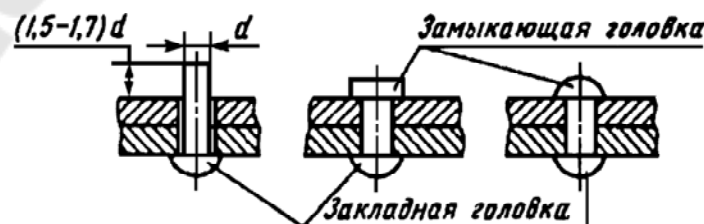


Рис. 7.1. Схема получения заклепочного соединения

Клепку стальных заклепок при $d \leq 10$ мм, а также заклепок из алюминиевых сплавов, латуни и меди производят холодным способом, а стальные заклепки большего диаметра – подогревом заклепки до температуры 1000–1100 °С.

По назначению различают *прочные* заклепочные швы для восприятия внешних нагрузок и *прочноплотные*, обеспечивающие дополнительно герметичность соединения.

По форме головки различают заклепки с полукруглой головкой (наиболее распространены), с потайными головками (выступающие головки недопустимы), с полупотайной головкой (если допустимо небольшое выступание) (рис. 7.2, а–г).

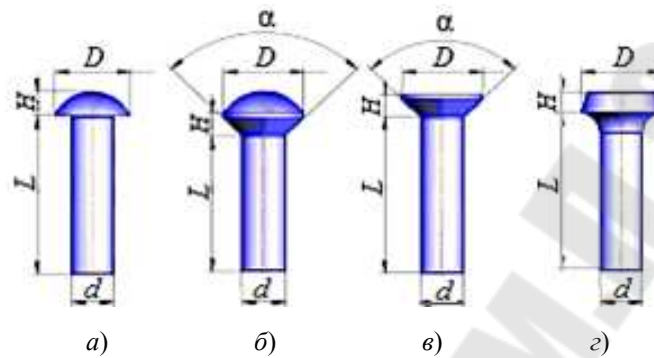


Рис. 7.2. Типы заклепок

По взаимному расположению листов различают заклепочные швы внахлестку (рис. 7.3, а) и встык, с одной или с двумя накладками (рис. 7.3, б).

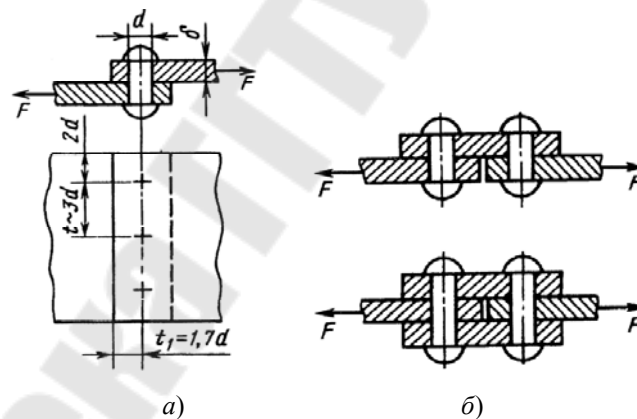


Рис. 7.3. Схемы заклепочных швов

К **достоинствам** заклепочных соединений относятся:

- стабильность качества соединения;
- надежный и простой визуальный контроль качества;
- возможность соединения деталей из несвариваемых материалов;
- возможность соединения деталей, нагрев которых недопустим;
- надежная работа при ударных и вибрационных нагрузках.

Недостатками заклепочных соединений являются:

- ослабление деталей отверстиями;
- трудность автоматизации процесса склепывания;
- высокий уровень шума;
- менее удобные конструктивные формы.

Применяются заклепочные соединения в:

- авиа- и судостроении – обшивка фюзеляжа, корпуса;
- строительных сооружениях – мосты, фермы;
- общем машиностроении – рамы большегрузных автомобилей, крепление фрикционных накладок, составные сепараторы подшипников качения.

7.2. Расчет заклепочного соединения

Методику расчета рассмотрим на примере однорядного односрезного нахлесточного шва (рис. 7.3, а).

Причинами разрушения соединения могут быть:

- срез заклепок, условие прочности на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{A_{\text{ср}}} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot i \cdot z} \leq [\tau_{\text{ср}}]; \quad (7.1)$$

- смятие заклепок и листов, условие прочности на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}} = \frac{F}{z \cdot d \cdot \delta_{\text{min}}} \leq [\sigma_{\text{см}}]; \quad (7.2)$$

- разрыв листа в сечении, ослабленном отверстиями:

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{F}{A_{\text{нетто}}} = \frac{F}{\delta \cdot (b - n \cdot d)} \leq [\sigma_{\text{р}}], \quad (7.3)$$

где $A_{\text{ср}}$ – площадь среза, мм²; $A_{\text{см}}$ – площадь смятия, мм²; d – диаметр заклепки, мм; z – число заклепок; i – число плоскостей среза; δ – толщина соединяемых деталей, мм; b – ширина соединяемых деталей, мм; n – число заклепок в ряду.

7.3. Материалы заклепок и допускаемые напряжения

Заклепки изготавливают из стали (Ст3, 10, 15, 12Х18Н9Т), алюминиевых (В65, Д18) и титановых (ВТ16) сплавов, а также из меди (М2), латуни (Л63).

При выборе материала для заклепок следует стремиться к тому, чтобы коэффициенты линейного расширения материала заклепок и соединяемых деталей были равными или близкими друг другу. Особую опасность представляет сочетание разнородных материалов, которые могут образовывать гальваническую пару.

Значение допускаемых напряжений принимают в зависимости от материала заклепки, способа получения отверстий (сверление, продавливание) и условий работы. Так, для заклепок из стали марки Ст3 при обработке отверстия сверлением и нормальных условий эксплуатации: $[\tau_{\text{ср}}] = 140$ МПа; $[\sigma_{\text{см}}] = 280$ МПа; $[\sigma_{\text{р}}] = 160$ МПа.

Пример

Проверить прочность заклепочного соединения (рис. 7.4), если $F = 90$ кН.

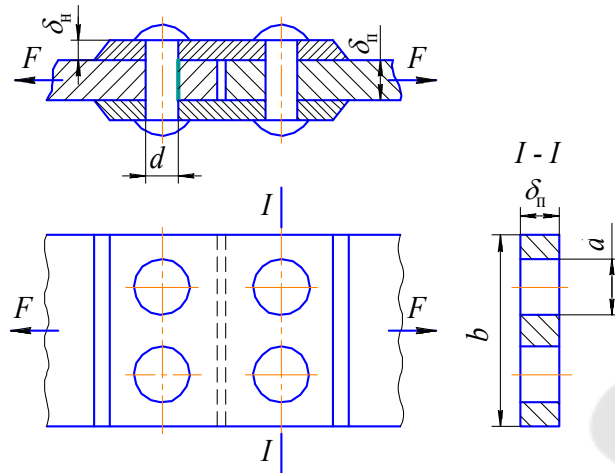


Рис. 7.4. Схема заклепочного шва

Допускаемые напряжения на растяжение листов: $[\sigma_p] = 160$ МПа; на смятие $[\sigma_{см}] = 280$ МПа; на срез заклепок: $[\tau_{ср}] = 140$ МПа. Толщина листов, соединяемых встык: $\delta_n = 10$ мм; толщина накладок: $\delta_n = 6$ мм. Диаметр заклепок: $d = 17$ мм; ширина листов: $b = 140$ мм.

Решение

1. Проверяем прочность листа на растяжение в сечении, ослабленного отверстиями под заклепки по (7.3):

$$\sigma_p = \frac{90 \cdot 10^3}{10 \cdot (140 - 2 \cdot 17)} = 85 \text{ МПа};$$

$$\sigma_p = 85 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 160 \text{ МПа}.$$

2. Проверяем прочность заклепок на срез, учитывая, что в данном соединении заклепки двухсрезные по (7.1):

$$\tau_{ср} = \frac{90 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot 17^2}{4} \cdot 2 \cdot 2} = 99,2 \text{ МПа};$$

$$\tau_{ср} = 99,2 \text{ МПа} < [\tau_{ср}] = 140 \text{ МПа}.$$

3. Проверяем прочность листов на смятие по (7.2):

$$\sigma_{см} = \frac{90 \cdot 10^3}{2 \cdot 17 \cdot 10} = 264,7 \text{ МПа};$$

$$\sigma_{см} = 264,7 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 280 \text{ МПа}.$$

Прочность листов и заклепок обеспечена.

Вопросы для самопроверки

1. Какие различают заклепки по назначению и форме головок? Из какого материала их изготавливают?
2. Какие заклепочные швы различают по назначению и конструкции?

3. По какому диаметру производят расчет заклепок на прочность? Какой диаметр указывают в спецификации на заказ заклепок?
4. Что учитывает коэффициент прочности заклепочного шва?
5. Какая существует зависимость между диаметром заклепки и толщиной листа?
6. Как рассчитывают прочные и прочноплотные заклепочные швы?
7. Как выбирают допускаемые напряжения при знакопеременных нагрузках?

ТЕМА 8. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

8.1. Общие сведения

Сварные соединения являются наиболее совершенными из неразъемных, так как лучше других приближают составные детали к целому. Их получают формированием межмолекулярных связей между свариваемыми деталями путем их местного или общего нагрева.

На практике используют несколько десятков видов сварки. Наибольшее распространение получили соединения электродуговой, газовой и электрохимической (контактной) сваркой.

К **достоинствам** сварных соединений относятся:

- экономия металла (по сравнению с заклепочными соединениями – 15–20 %; по сравнению с литыми и коваными – 30–50 %);
- малая стоимость;
- низкая трудоемкость;
- возможность автоматизации процесса.

Недостатками достоинств сварных соединений являются:

- наличие скрытых дефектов;
- трудность контроля качества сварного шва;
- наличие остаточных напряжений, возможность коробления из-за неоднородного нагрева и охлаждения;
- невысокая прочность при переменных нагрузках.

Применение. Сварные соединения широко применяют в строительстве, машиностроении (мосты, станины, корпуса редукторов, кузова и рамы автомобилей, корпуса судов, трубопроводы и т. д.).

По **конструктивным признакам** сварные соединения подразделяют на: *стыковые, нахлесточные, тавровые и угловые* (рис. 8.1, а–г).

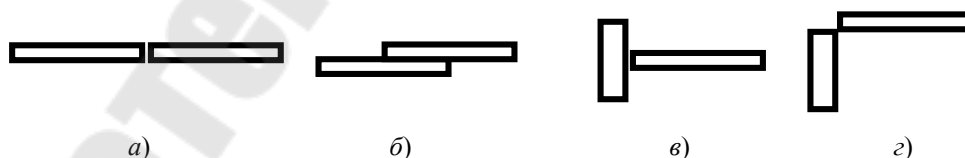


Рис. 8.1. Схемы сварных соединений

8.2. Расчет сварных соединений

Основной критерий расчета сварных соединений – равнопрочность шва и соединяемых деталей.

Соединения встык. Наиболее просты и надежны (рис. 8.2). Применяют для сварки листов, труб, уголков и других фасонных деталей. При малой толщине сварку выполняют без разделки кромок (при автоматической сварке – до 15 мм, при ручной – до 8 мм). При средней и большой толщинах разделка обязательна.

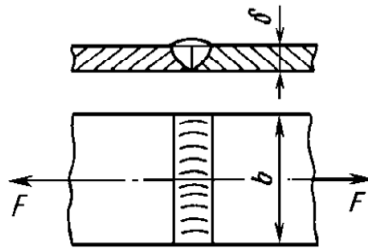


Рис. 8.2. Схема стыкового сварного соединения

Практика показала, что соединение разрушается не по шву, а по основному металлу в зоне термического влияния. Потерю детали прочности из-за нагрева при сварке учитывают величиной допускаемого напряжения. Условие прочности при нагружении растягивающей силой F соединения в виде полосы:

$$\sigma = \frac{F}{\delta \cdot b} \leq [\sigma'], \quad (8.1)$$

где δ – толщина свариваемых деталей, мм; b – ширина свариваемых деталей, мм.

Коэффициент прочности шва:

$$\varphi = \frac{[\sigma']}{[\sigma]}, \quad (8.2)$$

где $[\sigma']$ – допускаемое напряжение для сварного соединения, МПа; $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала детали, МПа.

Величину φ принимают равной пределам 0,9–1,0.

Соединения внахлестку. Их выполняют угловыми швами. По расположению различают швы: фланговые, лобовые, комбинированные.

Основными характеристиками углового шва являются катет k и рабочая высота катета h . При ручной сварке принимают $h = k \cdot \sin 45^\circ \approx 0,7k$. Как правило, $k = \delta$. Не рекомендуется применять катет менее 3 мм.

Фланговым называют шов, располагаемый параллельно (рис. 8.3, а), а **лобовым** – перпендикулярный линии действия внешней силы (рис. 8.4).

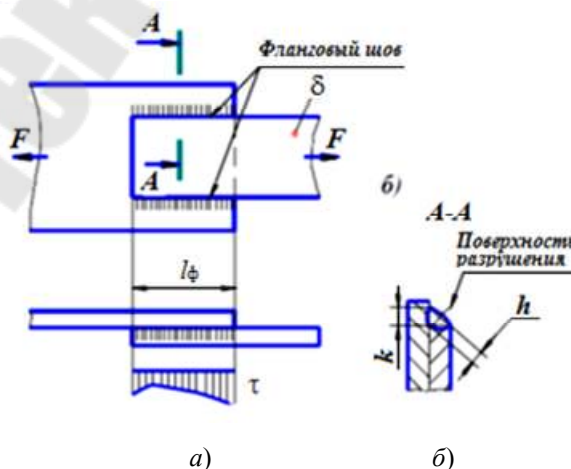


Рис. 8.3. Схема расположения флангового шва

Величина нахлестки l_ϕ должна быть не менее $4 \cdot \delta$, где δ – толщина листа. Как показывает практика, разрушение угловых швов происходит вследствие их среза по сечению, совпадающему с биссектрисой прямого угла (рис. 8.3, б). Поэтому угловые швы рассчитывают на срез по данному сечению.

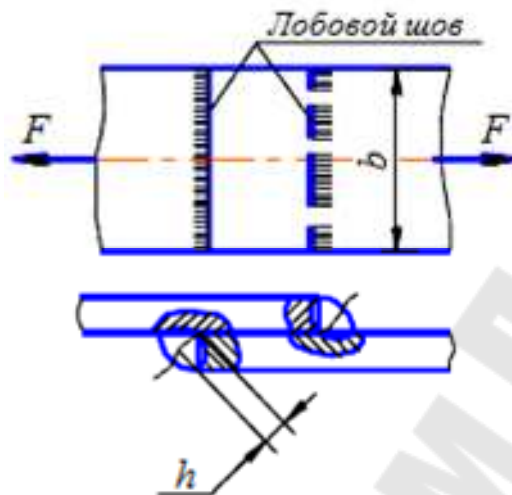


Рис. 8.4. Схема расположения лобового шва

Расчет фланговых швов выполняют по средним напряжениям среза:

$$\tau = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot 2 \cdot l_\phi} \leq [\tau'] \quad (8.3)$$

По длине шва они распределяются неравномерно. Чем длиннее шов, тем больше неравномерность. Поэтому рекомендуется принимать $l_\phi \leq 50k$.

Если одна из соединяемых деталей асимметрична (например, уголок), то расчет на прочность ведут с учетом доли нагрузки, воспринимаемой каждым швом.

Напряженное состояние лобовых швов (рис. 8.4) более сложное, поэтому они менее прочны, чем фланговые. Однако для простоты такой шов условно рассчитывают на срез под действием средних касательных напряжений τ . Условие прочности для одного шва:

$$\tau = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot l_\pi} \leq [\tau'] \quad (8.4)$$

Во избежание возникновения повышенных изгибающих напряжений лобовые швы следует накладывать с двух сторон. Условие прочности в этом случае имеет вид

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot l_\pi} \leq [\tau'] \quad (8.5)$$

Комбинированные швы состоят из фланговых и лобовых (рис. 8.5).

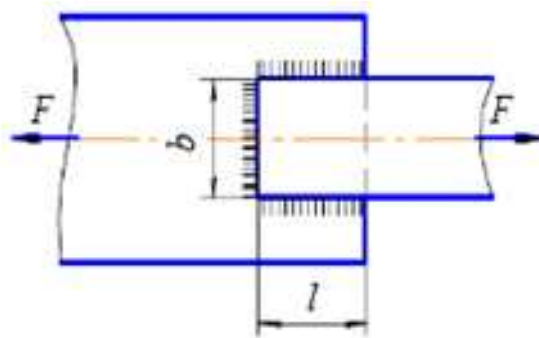


Рис. 8.5. Схема расположения комбинированного шва

Для простоты считают, что сила F растяжения нагружает швы равномерно:

$$\tau = \frac{F}{L_{\Sigma}} = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot 2 \cdot l_{\phi} + 0,7 \cdot k \cdot l_{\pi}} \leq [\tau'] \quad (8.6)$$

Соединения втавр. Тавровое соединение образуют элементы, расположенные во взаимно перпендикулярных плоскостях (рис. 8.6). Такое соединение может быть выполнено швами с предварительной подготовкой кромок (стыковым швом), или угловыми швами.

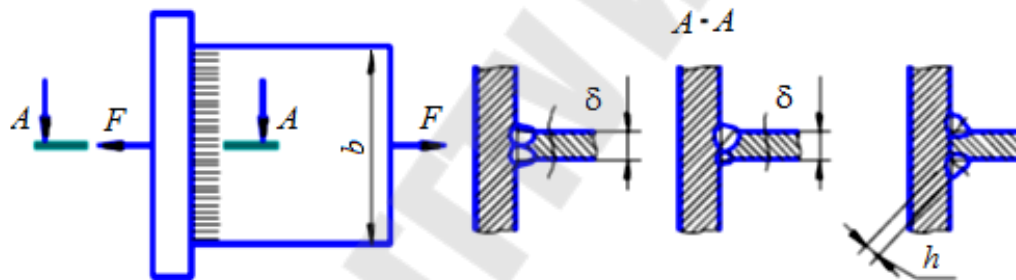


Рис. 8.6. Схема образования таврового соединения

При нагружении силой F соединения с подготовкой кромок разрушение происходит по сечению детали в зоне термического влияния. Расчет проводят по нормальным напряжениям растяжения:

$$\sigma = \frac{F}{\delta \cdot b} \leq [\sigma'] \quad (8.7)$$

Угловой шов менее прочен, чем основной металл. Поверхность разрушения расположена в биссектральной плоскости шва, как в лобовых и фланговых швах нахлесточных соединений.

Напряжения среза:

$$\tau = \frac{F}{0,7 \cdot k \cdot 2 \cdot b} \leq [\tau'] \quad (8.8)$$

Допускаемые напряжения для сварных швов при статической нагрузке определяют экспериментально и сводят в таблицы. При переменных нагрузках их уменьшают, умножая на поправочный коэффициент.

Пример

Определить длину стыкового сварного шва (рис. 8.2), соединяющего две полосы из Ст3. Толщина полос: $\delta = 8$ мм. Сила, действующая на соединение: $F = 60$ кН; сварка электродом Э42; предел текучести для Ст3: $\sigma_T = 200$ МПа; коэффициент запаса прочности: $s = 1,4$.

Решение

1. Определяем допускаемую величину напряжения растяжения для основного металла:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{s}; \quad [\sigma_p] = \frac{200}{1,4} = 143 \text{ МПа.}$$

2. При ручной сварке электродом Э42 допускаемое напряжение для шва:

$$[\sigma'_p] = 0,9 \cdot [\sigma_p] = 0,9 \cdot 143 = 129 \text{ МПа.}$$

3. Из условия (8.1) определяем величину b :

$$b \geq \frac{F}{\delta \cdot [\sigma'_p]}; \quad b \geq \frac{60 \cdot 10^3}{8 \cdot 129} = 58,1 \text{ мм.}$$

Принимаем $b = 60$ мм.

Вопросы для самопроверки

1. Преимущества сварных конструкций по сравнению с клепаными, литыми, коваными.
2. Каковы основные виды сварки в машиностроении и в чем их сущность?
3. Что называют сварным швом? Назовите типы сварных швов.
4. Как рассчитывают стыковые сварные швы?
5. Как рассчитывают угловые, лобовые и фланговые, а также комбинированные сварные швы?
6. Как рассчитывают сварной шов, подверженный действию изгибающего момента?
7. Как рассчитывают сварные швы соединений, работающих в условиях сложного нагружения?

ТЕМА 9. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

9.1. Общие сведения

Резьбовые соединения являются наиболее распространенными разъемными соединениями. Их образуют болты, винты, шпильки, гайки (рис. 9.1, а–в) и другие детали, снабженные резьбой. Резьбу получают путем нарезания или накатки на поверхности деталей канавок по винтовой линии.

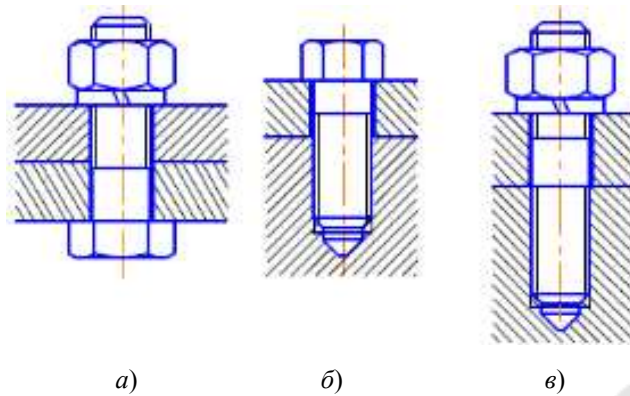


Рис. 9.1. Схема образования резьбового соединения

Существует два основных способа изготовления резьб: нарезанием и накатыванием. Накатывание применяется в массовом производстве как высокопроизводительный способ. Накатанные резьбы имеют повышенную прочность по сравнению с нарезанными.

К **достоинствам** резьбовых соединений относятся:

- возможность многократной сборки и разборки;
- взаимозаменяемость резьбовых деталей в связи со стандартизацией резьб;
- возможность создания больших осевых сил сжатия деталей при небольшой силе, приложенной к ключу.

Недостатками резьбовых соединений являются:

- наличие большого количества концентраторов напряжений на поверхностях резьбовых деталей, которые снижают их сопротивление усталости при переменных нагрузках;
- сравнительно большие размеры и масса фланцев для размещения гаек или головок винтов.

9.2. Классификация резьб и основные параметры

Резьбы классифицируют следующим образом.

По форме поверхности, на которой нарезают резьбу, – цилиндрическая, коническая (обеспечивает требуемую плотность без каких-либо уплотнений).

По направлению винтовой линии – правая, левая (применяется в специальных случаях).

По числу заходов – однозаходная (наиболее распространена), многозаходная.

По форме профиля резьбы: треугольная (метрическая и трубная), трапецеидальная, упорная, прямоугольная, круглая (рис. 9.2).

По назначению – крепежные, ходовые.

Несмотря на то, что все крепежные резьбы удовлетворяют условию самоторможения, при ударах и вибрациях возможны случаи самотвинчивания. Во избежание самотвинчивания применяют гаечные замки: за счет дополнительного трения в резьбе (рис. 9.3, а–г), дополнительного трения на торце гайки (рис. 9.3, д–ж), взаимной фиксации гаек, головок болтов и корпусных деталей с помощью шплинтов, деформируемых шайб, проволоки, удерживающих накладок, кернения и др. (рис. 9.3, з–м).

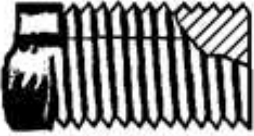
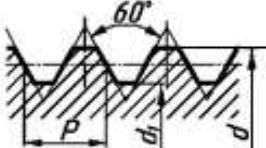
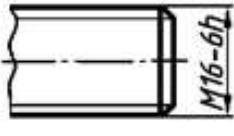
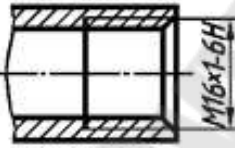

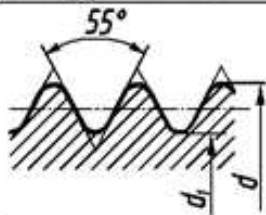

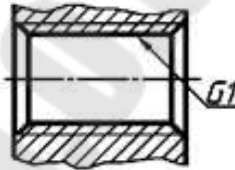

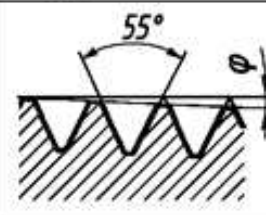
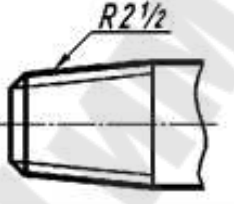
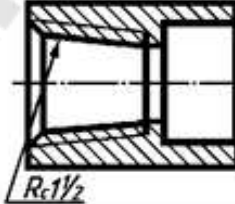

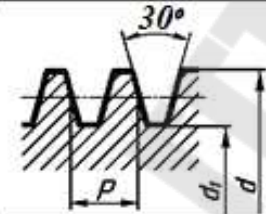
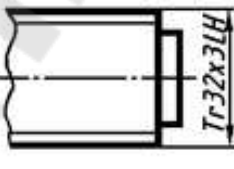
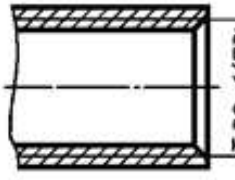

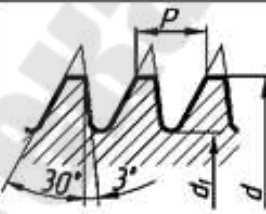
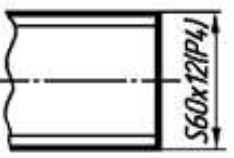
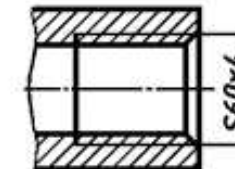

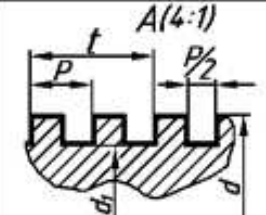
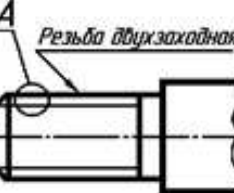
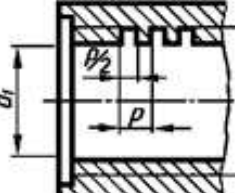
Внешний вид	Профиль резьбы	Изображение резьбы	
Резьба метрическая (ГОСТ 9150–2002)			
			
Резьба трубная цилиндрическая (ГОСТ 6357–81)			
			
Резьба трубная коническая (ГОСТ 6211–81)			
			
Резьба трапецеидальная (ГОСТ 9484–81)			
			
Резьба упорная (ГОСТ 10177–82)			
			
Резьба прямоугольная нестандартная (нет условного обозначения)			
			

Рис. 9.2. Схемы резьб

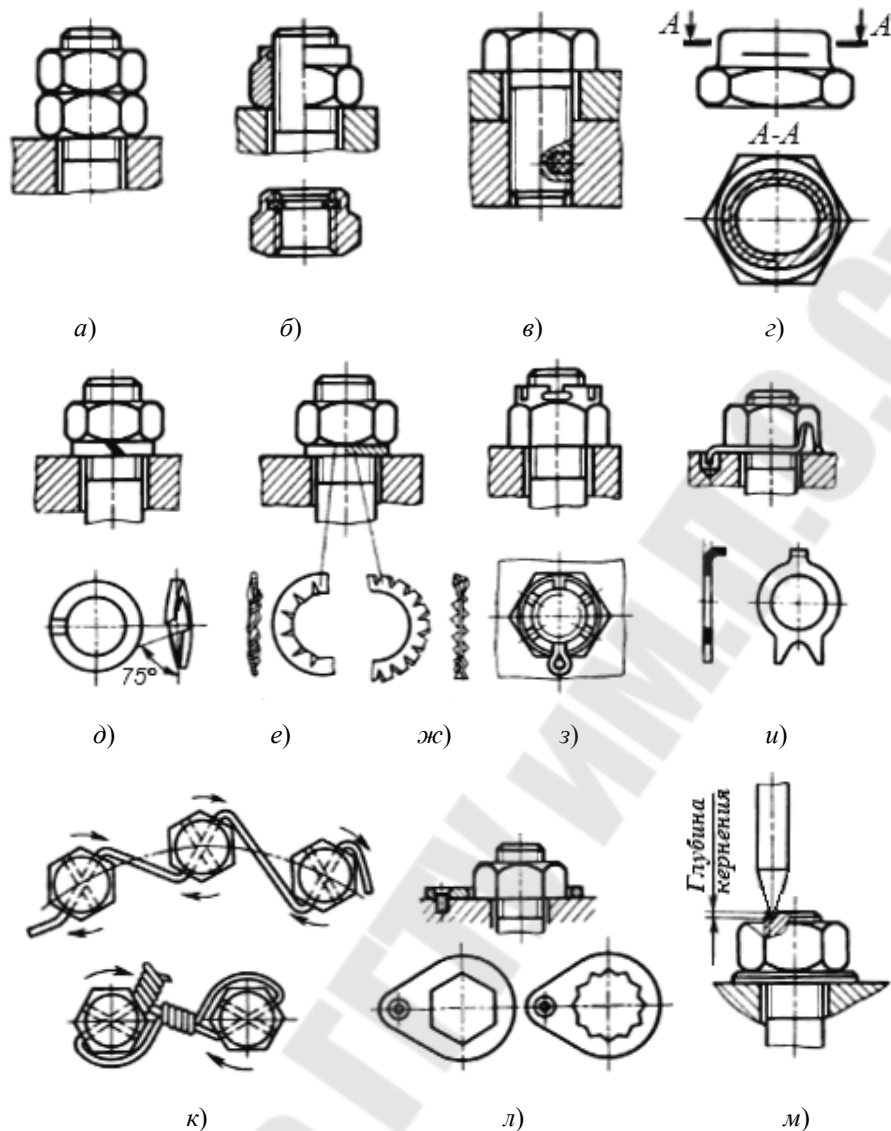


Рис. 9.3. Схемы стопорения резьбового соединения

Геометрические параметры цилиндрических резьб включают (рис. 9.4):

- d – наружный диаметр наружной резьбы (номинальный диаметр резьбы), мм;
- d_1 – внутренний диаметр наружной резьбы, мм;
- d_2 – средний диаметр, мм;
- α – угол профиля резьбы, град;
- P – шаг резьбы (расстояние между одноименными точками двух соседних витков), мм;
- P_h – ход резьбы (величина поступательного перемещения винта или гайки за один оборот), мм. Для однозаходных резьб $P_h = P$, для многозаходных $P_h = n \cdot P$, где n – число заходов резьбы;
- H – теоретическая высота профиля, мм;
- H_1 – рабочая высота профиля, мм;
- ψ – угол подъема винтовой линии, град; $\operatorname{tg}\psi = \frac{P_h}{\pi d_2}$.

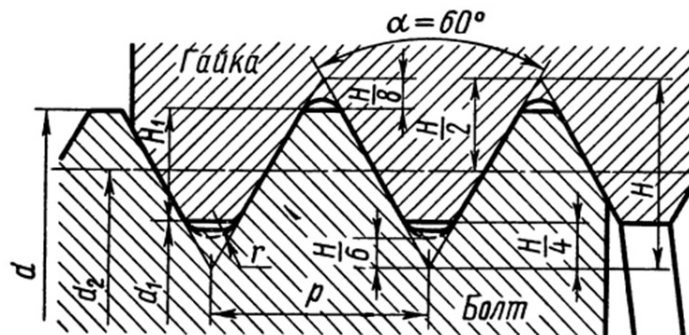


Рис. 9.4. Геометрические параметры цилиндрических резьб

Все геометрические параметры большинства резьб и допуски на их размеры стандартизованы.

9.3. Материалы резьбовых деталей

Крепежные резьбовые детали изготавливают из углеродистых сталей Ст3, Ст4, а также марок 10, 20, 30, 35. Для ответственных резьбовых деталей применяют легированные стали марок 35Х, 30ХГСА. Для болтов, винтов и шпилек предусмотрены 12 классов прочности от 3.6 до 12.9. Первое число, умноженное на 100, представляет собой значение σ_b , а произведение первого и второго чисел, умноженное на 10, – значение σ_T .

9.4. Расчет резьбовых соединений

Все стандартные резьбы изготавливают примерно равнопрочными на разрыв стержня, срез и смятие витков, поэтому при расчете на прочность определяют требуемый диаметр резьбового стержня.

Расчет незатянутых резьбовых соединений. Пример – резьбовой конец грузового крюка. Опасным является сечение, ослабленное резьбой.

Условие прочности по напряжениям растяжения:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} \leq [\sigma_p]. \quad (9.1)$$

Для болтов из углеродистых сталей $[\sigma_p] = 0,6 \cdot \sigma_T$.

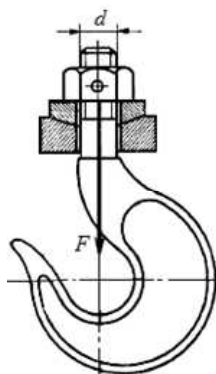


Рис. 9.5. Схема грузового крюка

Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует. Пример – болты для крепления герметичных крышек и люков (рис. 9.6).

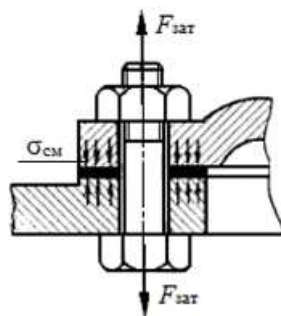


Рис. 9.6. Расчетная схема

Болт испытывает растяжение силой затяжки $F_{зат}$, возникающей при завинчивании гайки, и кручение моментом T_p сил трения в резьбе.

Напряжения растяжения:

$$\sigma_p = \frac{F_{зат}}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} \quad (9.2)$$

Напряжения кручения:

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} \quad (9.3)$$

Следовательно, расчет на прочность необходимо вести через эквивалентное напряжение:

$$\sigma_{экр}^{IV} = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \leq [\sigma] \quad (9.4)$$

В среднем для метрических резьб $\sigma_{экр}^{IV} > \sigma_p$ на 30 %. Поэтому болт на прочность можно рассчитать по упрощенной зависимости:

$$\sigma_{экр}^{IV} = \frac{1,3 \cdot F_{зат}}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} \leq [\sigma_p] \quad (9.5)$$

Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей. Пример – болты для крепления крышек резервуаров, фланцев, находящихся под давлением жидкости или газа (рис. 9.7).

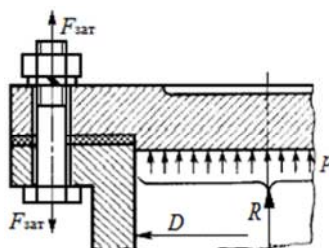


Рис. 9.7. Расчетная схема

Затяжка болтов должна обеспечивать герметичность соединения или нераскрытие стыка под нагрузкой.

$$\text{Сила давления на крышку } R = p \frac{\pi D^2}{4}.$$

$$\text{Внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт } F = \frac{R}{z}.$$

Расчетная сила на болт складывается из силы затяжки $F_{\text{зат}}$ и части внешней нагрузки, воспринимаемой болтом:

$$F_p = 1,3 \cdot F_{\text{зат}} + \chi \cdot F, \quad (9.6)$$

где χ – коэффициент внешней (основной) нагрузки (для соединения без прокладок $\chi = 0,2-0,3$; для соединения с упругими прокладками $\chi = 0,4-0,9$). На практике рекомендуют принимать $F_{\text{зат}} = k_{\text{зат}} \cdot F$. Коэффициент затяжки $k_{\text{зат}}$ принимают равным 1,25–5 в зависимости от назначения соединения (по условию герметичности или нераскрытия стыка) и характера нагрузки (статическая, динамическая).

Условие прочности записывают в виде

$$\sigma = \frac{F_p}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4}} \leq [\sigma]. \quad (9.7)$$

Резьбовое соединение, несущее поперечную нагрузку. Условие надежности соединения – отсутствие сдвига деталей в стыке. Возможны два варианта установки болта – с зазором (рис. 9.8) и без зазора (рис. 9.9).

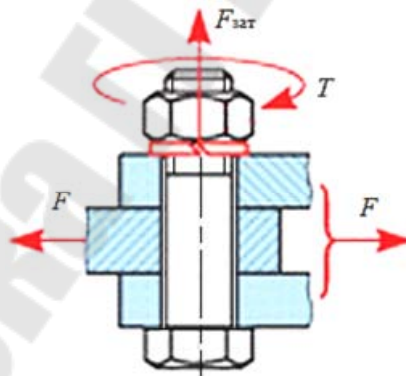


Рис. 9.8. Схема установки болта с зазором

Вариант 1. Болт установлен с зазором.

Болт необходимо затянуть так, чтобы силы трения $F_{\text{тр}} = f \cdot F_{\text{зат}}$, возникающие на поверхности стыка от силы затяжки $F_{\text{зат}}$, препятствовали сдвигу соединяемых деталей.

Условие отсутствия сдвига:

$$F \leq i \cdot F_{\text{тр}} = i \cdot f \cdot F_{\text{зат}}, \quad (9.8)$$

где i – число плоскостей сдвига; f – коэффициент трения.

С учетом запаса по сдвигу $k \cdot F = i \cdot f \cdot F_{\text{зат}}$. Значение коэффициента запаса по сдвигу $k \geq 1,5-2$ принимают в зависимости от степени ответственности соединения и условий его работы (статическое, динамическое приложение сдвигающей силы).

Требуемая сила затяжки $F_{\text{зат}} = \frac{kF}{if}$.

Условие прочности запишется в виде

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot k \cdot F}{\frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot i \cdot f} \leq [\sigma]. \quad (9.9)$$

Вариант 2. Болт установлен без зазора.

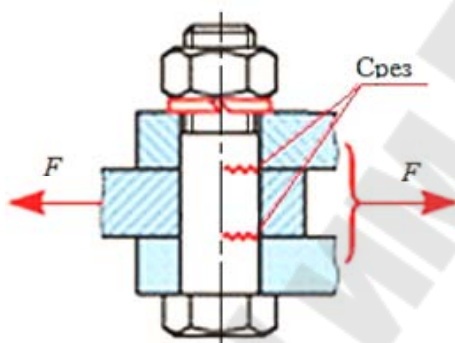


Рис. 9.9. Схема установки болта без зазора

В этом случае отверстие калибруют разверткой, диаметр стержня болта выполняют с допуском, обеспечивающим беззазорную посадку и на 1–2 мм больше наружного диаметра d резьбы. Силы трения не учитывают, так как затяжка болта необязательна.

Стержень болта рассчитывают на срез и смятие.

Условие прочности на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot d^2}{4} i} \leq [\tau_{\text{ср}}]. \quad (9.10)$$

Условие прочности на смятие:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{\delta \cdot d} \leq [\sigma_{\text{см}}]. \quad (9.11)$$

Пример

Рассчитать нарезанный участок крюка для подвешивания грузов (рис. 9.10), воспринимающий максимальную нагрузку $F = 21 \text{ kH}$.

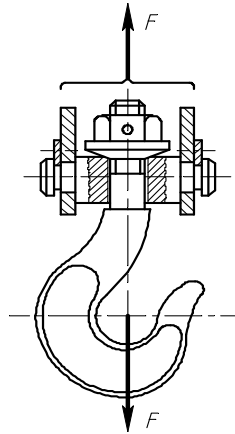


Рис. 9.10. Расчетная схема

Материал болта – сталь 20; предел текучести для стали 20: $\sigma_T = 240$ МПа.

Решение

1. Определяем допустимое напряжение на растяжении:

$$[\sigma_p] = 0,6 \cdot \sigma_T = 0,6 \cdot 240 = 144 \text{ МПа.}$$

2. Соединение установлено без затяжки, поэтому внутренний диаметр d_1 находим из условия (9.1):

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi [\sigma_p]}}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 21 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 144}} = 13,630 \text{ мм.}$$

Принимаем резьбу М16, для которой $d_1 = 13,835 > 13,630$ мм.

Вопросы для самопроверки

1. Какие основные виды резьбовых соединений применяют в машиностроении? Дать сравнительную оценку.
2. Из каких материалов изготавливают резьбовые и крепежные детали?
3. От каких основных факторов зависит момент завинчивания в резьбовых соединениях?
4. Какие напряжения испытывает болт в момент затягивания?
5. Как работает болт при нагружении соединения поперечной нагрузкой?
6. Что является основным критерием работоспособности резьбового соединения?

ТЕМА 10. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ (ЗУБЧАТЫЕ) СОЕДИНЕНИЯ

10.1. Общие сведения

Шпоночные и шлицевые соединения служат для закрепления на осях и валах таких вращающихся деталей, как зубчатые колеса, шкивы, звездочки, муфты, барабаны и т. д. Соединение нагружается в основном вращающим моментом.

К **достоинствам** данных соединений относятся:

- простота конструкции;
- невысокая стоимость изготовления;
- легкость монтажа и демонтажа.

Недостатками данных соединений являются:

- невысокая нагрузочная способность;
- в большинстве случаев необходима ручная подгонка при установке шпонки в паз вала;
- шпоночные валы ослабляют вал и ступицу насаживаемой на вал детали

10.2. Соединение призматическими шпонками

Оно требует изготовления вала и отверстия в ступице с большой точностью. Момент передается с вала на ступицу боковыми узкими гранями шпонки (рис. 10.1, а–в).

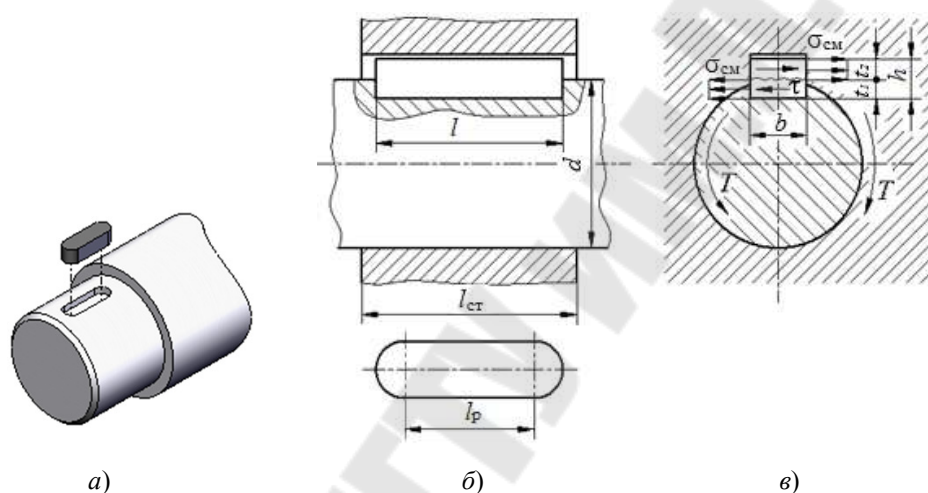


Рис. 10.1. Схема соединения призматической шпонкой

Основным *критерием работоспособности шпоночных соединений* является *прочность*. У стандартных шпонок размеры b и h подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (10.1)$$

где T – вращающий момент на валу, Н · мм; d – диаметр вала, мм; l_p – рабочая длина шпонки, мм; $l_p = l - b$; b – ширина шпонки, мм; h – высота шпонки, мм; t_1 – глубина паза в валу, мм; $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемая величина напряжения на смятие, МПа.

Условие прочности на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot b \cdot l_p} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (10.2)$$

где $[\tau_{\text{ср}}]$ – допускаемая величина напряжения на срез, МПа.

При проектировании шпоночного соединения ширину b и высоту h шпонок принимают по ГОСТу в зависимости от диаметра d вала. Длину шпонки принимают

в зависимости от длины ступицы $l = l_{ст} - (5-10)$ мм и согласовывают с ГОСТом. Длина ступицы принимается в зависимости от диаметра вала $l_{ст} \approx 1,2d$. Длина рабочей части шпонки $l_p = l - b$. Расчет на прочность проводится как проверочный.

10.3. Соединение сегментными шпонками

Принцип работы этих шпонок подобен принципу работы призматической шпонки (рис. 10.2, а, б).

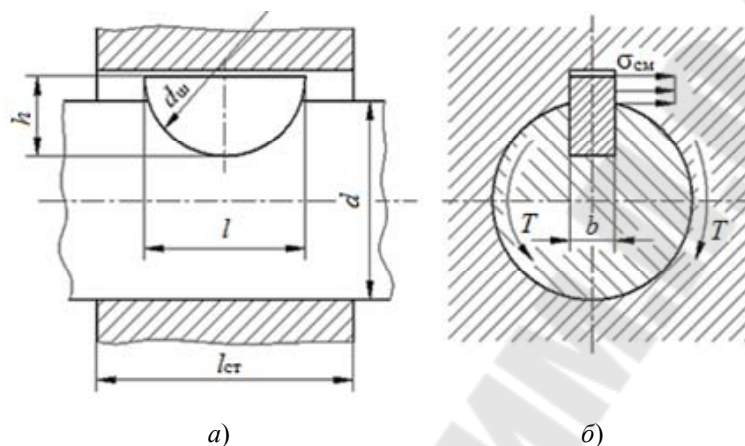


Рис. 10.2. Схема соединения сегментной шпонкой

Глубокая посадка сегментной шпонки обеспечивает ей более устойчивое положение, чем у призматической. Однако глубокий паз значительно ослабляет вал. Поэтому сегментные шпонки применяют на малонагруженных участках вала.

Расчет на прочность аналогичен расчету призматической шпонки:

$$\sigma_{см} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot l_p \cdot (h - t_1)} \leq [\sigma_{см}]; \quad (10.3)$$

$$\tau_{ср} = \frac{2 \cdot T}{d \cdot b \cdot l_p} \leq [\tau_{ср}], \quad (10.4)$$

где $l_p \approx l$.

10.4. Материалы шпонок и допускаемые напряжения

Стандартные шпонки изготавливают из чистотянутых стальных прутков – углеродистой или легированной стали с пределом прочности σ_v не ниже 500 МПа.

Значение допускаемых напряжений зависит от режима работы, прочности материала вала, типа посадки ступицы на вал.

10.5. Шлицевые (зубчатые) соединения

Шлицевые соединения можно рассматривать как многошпоночные, у которых шпонки как бы изготовлены заодно с валом (рис. 10.3, а, б). Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. Шлицевые соединения образуются выступами – зубьями на валу, входящими во впадины соответствующей формы в ступице.

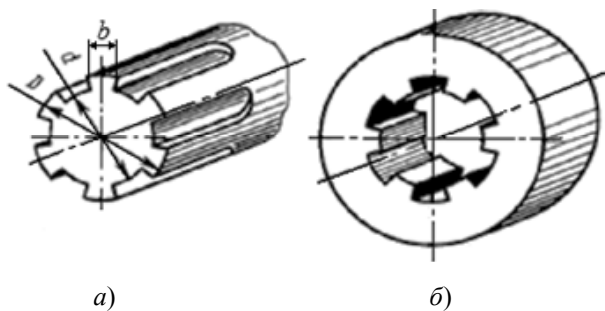


Рис. 10.3. Шлицевое соединение

К **достоинствам** данных соединений относится следующее:

- лучше центрируются;
- уменьшается число деталей соединения;
- уменьшенная длина ступицы;
- высокая прочность при динамических нагрузках.

Недостатками данных соединения являются:

- более сложная технология изготовления по сравнению со шпоночными соединениями;
- более высокая стоимость.

Шлицевые соединения различают (рис. 10.4, а–в):

- по характеру соединения: *неподвижные* – для закрепления детали на валу; *подвижные* – допускающие перемещение детали вдоль вала;
- по форме профиля зубьев – три основных типа соединений: *прямобоочные*, *эвольвентные*, *треугольные*.

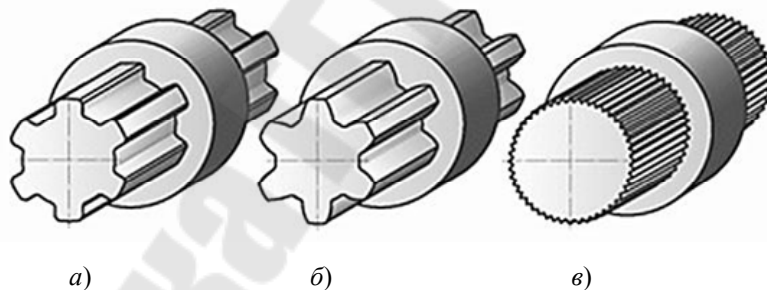


Рис. 10.4. Типы шлицевого соединения

10.6. Соединения с прямобоочным профилем

Стандарт предусматривает *три серии* соединений с прямобоочным профилем: *легкую, среднюю и тяжелую*, которые различаются высотой и числом z зубьев ($z = 6-20$).

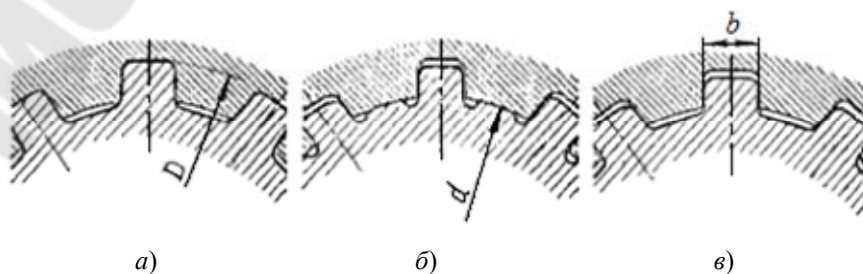


Рис. 10.5. Схемы центрирования прямобоочного шлицевого соединения

Центрирование (обеспечение совпадения геометрических осей) соединяемых деталей выполняют по наружному D (рис. 10.5, а), внутреннему d (рис. 10.5, б) диаметрам или боковым поверхностям b (рис. 10.5, в) зубьев. Центрирование по диаметрам обеспечивает более высокую соосность вала и ступицы, а центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям.

10.7. Соединения с эвольвентным профилем

Применяют в неподвижных и подвижных соединениях. Боковая поверхность очерчена по эвольвенте (как профиль зубьев зубчатых колес). Эвольвентный профиль отличается от прямобочного повышенной прочностью в связи с утолщением выступа к основанию и плавным переходом в основании и большей нагрузочной способностью вследствие большей площади контакта и большего количества зубьев. Серий не имеют. Центрирование применяют в основном по боковым поверхностям, реже – по наружному диаметру.

10.8. Соединения с треугольным профилем

Не стандартизованы. Применяют в неподвижных соединениях при стесненных размерах по наружному или внутреннему диаметру (полый вал, тонкая ступица). Центрирование применяют только по боковым граням. Имеют большое число мелких выступов-зубьев ($z = 20-70$). Угол β профиля зуба составляет $30, 36$ или 45° .

Шлицевые валы и ступицы изготавливают из среднеуглеродистых и легированных сталей с пределом прочности $\sigma_b \geq 500$ МПа.

10.9. Расчет шлицевых соединений

Основным критерием работоспособности шлицевых соединений является сопротивление рабочих поверхностей смятию и изнашиванию. Параметры соединения выбирают по таблицам стандарта в зависимости от диаметра вала. Расчет на прочность выполняется как проверочный.

Смятие и износ рабочих поверхностей связаны с одним и тем же параметром $\sigma_{см}$ (рис. 10.6).

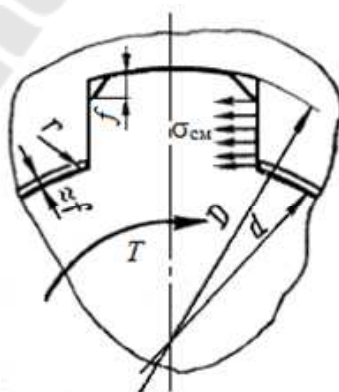


Рис. 10.6. Схема действия напряжений смятия $\sigma_{см}$

При упрощенном расчете принимают равномерное распределение нагрузки по длине зубьев:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{k \cdot z \cdot h \cdot d_{\text{cp}} \cdot l} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (10.5)$$

где T – номинальный вращающий момент, Н · мм; k – коэффициент неравномерности распределения нагрузки по зубьям; $k = 0,7-0,8$; z – число зубьев; h – рабочая высота зубьев, мм; l – рабочая длина зубьев, принимаемая равной длине ступицы, мм; d_{cp} – средний диаметр соединения, мм; $[\sigma_{\text{см}}]$ – допускаемое напряжение на смятие, МПа.

Для прямобоковых зубьев $d_{\text{cp}} = \frac{D+d}{2}$; $h = \frac{D-d}{2} - 2f$, где f – размер фаски, мм.

Для эвольвентных зубьев $h = m$; $d_{\text{cp}} = mz$, где m – модуль зубьев, мм.

Допускаемые напряжения $[\sigma_{\text{см}}]$ назначают на основе опыта эксплуатации подобных конструкций.

Если расчетное напряжение $[\sigma_{\text{см}}]$ превышает допускаемое, то увеличивают длину ступицы, изменяют размеры, термообработку или принимают другой вид соединения и повторяют проверочный расчет.

Пример

Проверить прочность шпоночного соединения зубчатого колеса с валом по напряжениям смятия, если задано: вращающий момент на валу: $T = 120$ Н · м; диаметр вала: $d = 30$ мм; призматическая шпонка: $b \times h \times l = 8 \times 7 \times 32$ мм; глубина паза в валу: $t_1 = 4$ мм; допускаемая величина напряжения на смятие: $[\sigma_{\text{см}}] = 150$ МПа.

Решение

Проверку осуществляем по условию (10.1)

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2 \cdot 120 \cdot 10^3}{30 \cdot 24 \cdot (7 - 4)} = 111 \text{ МПа} < [\sigma_{\text{см}}] = 150 \text{ МПа},$$

где $l_p = l - b = 32 - 8 = 24$ мм.

Условие прочности выполняется.

Вопросы для самопроверки

1. Для чего служат шпонки?
2. Какие шпонки нормализованы стандартами?
3. Где применяют различные типы шпонок? Из какого материала их изготавливают? Как определяют их размеры?
4. Как производится проверочный расчет призматических, сегментных и круглых шпонок?
5. Какие различают шлицевые (зубчатые) соединения и какие из них нормализованы стандартом?
6. Какие преимущества имеют шлицевые соединения по сравнению со шпоночными?
7. Как осуществляют центрирование шлицевых соединений? Как их рассчитывают?

ЛИТЕРАТУРА

1. Дарков, А. В. Сопротивление материалов : учеб. для техн. вузов / А. В. Дарков, Г. С. Шпиро. – М. : Высш. шк., 1989. – 624 с.
2. Иванов, М. Н. Детали машин : учеб. для машиностр. вузов / М. Н. Иванов, В. А. Финогенов. – М. : Высш. шк., 2003. – 408 с.
3. Иосилевич, Г. Б. Детали машин : учеб. для студентов машиностр. специальностей вузов / Г. Б. Иосилевич. – М. : Машиностроение, 1988. – 368 с.

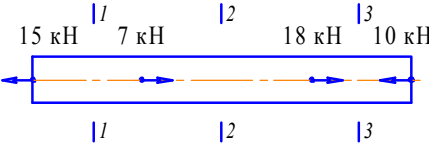
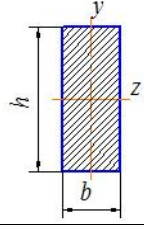
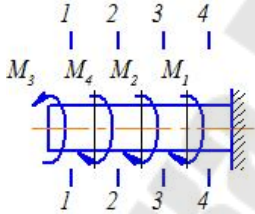
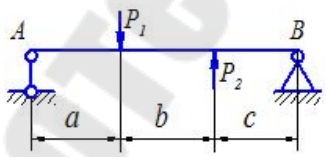
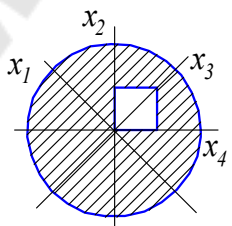
ПРИЛОЖЕНИЯ

ПРИЛОЖЕНИЕ 1

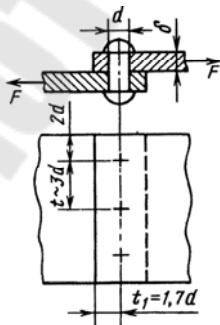
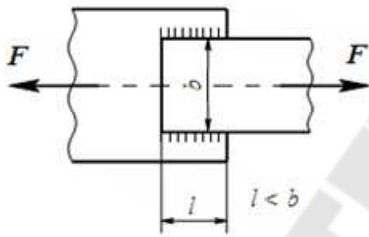
Таблица П.1.1

Образец теста

Лист 1

Вопрос	Ответ	Код
<p>1. Определить наиболее нагруженный участок бруса (указать сечение).</p> 	2-2	1
	1-1	2
	3-3	3
	4-4	4
<p>2. Определить осевые моменты инерции плоского поперечного сечения I_z и I_y. Дано: $h = 22$ мм; $b = 12$ мм.</p> 	$I_z = 12564 \text{ мм}^4$; $I_y = 5312 \text{ мм}^4$	1
	$I_z = 10648 \text{ мм}^4$; $I_y = 3168 \text{ мм}^4$	2
	$I_z = 9648 \text{ мм}^4$; $I_y = 2245 \text{ мм}^4$	3
	$I_z = 11536 \text{ мм}^4$; $I_y = 2628 \text{ мм}^4$	4
<p>3. В каком сечении бруса действует наибольший крутящий момент? Дано: $M_1 = 1,2$ кН·м; $M_2 = 1,3$ кН·м; $M_3 = 2,0$ кН·м; $M_4 = 1,8$ кН·м.</p> 	3-3	1
	4-4	2
	1-1	3
	2-2	4
<p>4. Для заданной схемы определить опорные реакции. Дано: $a = 2$ м; $b = 4$ м; $c = 3$ м; $P_1 = 2,0$ кН; $P_2 = 6,0$ кН.</p> 	$R_A = 0,744$ кН; $R_B = 2,256$ кН	1
	$R_A = 0,236$ кН; $R_B = 3,764$ кН	2
	$R_A = 0,458$ кН; $R_B = 2,542$ кН	3
	$R_A = 0,444$ кН; $R_B = 3,556$ кН	4
<p>5. Какая ось является центральной для сечения, показанного на рисунке?</p> 	x_2	1
	x_3	2
	x_1	3
	x_4	4

Вопрос	Ответ	Код
6. Какими преимуществами обладают шлицевые соединения перед шпоночными?	Увеличивается прочность вала	1
	Снижается концентрация напряжений	2
	Большая нагрузочная способность	3
	Упрощается сборка узлов	4
7. Угол симметричного профиля резьбы α , коэффициент трения в резьбе f . По какой из формул рассчитывается приведенный угол трения в резьбе φ' ?	$\varphi' = \arctg f \cdot \cos \alpha$	1
	$\varphi' = \arctg \frac{f}{\cos \alpha}$	2
	$\varphi' = \arctg (f \cdot \cos \frac{\alpha}{2})$	3
	$\varphi' = \arctg \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$	4
8. Прочность фланговых швов нагруженных продольной силой рассчитывают по формуле ...	$\tau = \frac{F}{0,7kl} \leq [\tau]$	1
	$\tau = \frac{6M}{0,7kb^2} \leq [\tau]$	2
	$\tau = \frac{F}{2l \cdot 0,7k} \leq [\tau]$	3
	$\tau = \frac{M}{W_p} \leq [\tau]$	4
9. Определить крутящий момент, который может передавать зубчатое колесо, насаженное на вал посредством призматической шпонки, при следующих данных: допускаемое напряжение на смятие $[\sigma_{см}] = 150$ МПа; диаметр вала $d = 30$ мм; размер шпонки $b \times h \times l = 8 \times 7 \times 32$ мм; глубина паза в валу $t_1 = 4$ мм.	184 Н · м	1
	162 Н · м	2
	148 Н · м	3
	136 Н · м	4
10. Проверить прочность заклепочного шва по напряжениям среза при следующих данных: $F = 30$ кН; $d = 13$ мм; $z = 3$; $[\tau_{ср}] = 140$ МПа.	69,8 МПа	1
	75,4 МПа	2
	82,1 МПа	3
	34,6 МПа	4



Ответы на вопросы к тесту

1. Ответ – 2.

Определяем внутренние усилия в сечениях:

$$N_{1-1} = 15 \text{ кН};$$

$$N_{2-2} = 15 - 7 = 8 \text{ кН};$$

$$N_{3-3} = 15 - 7 - 18 = -10 \text{ кН}.$$

Наиболее нагруженный участок – в сечении 1–1.

2. Ответ – 2.

Из табл. 3.1 для прямоугольного сечения имеем:

$$I_z = \frac{12 \cdot 22^3}{12} = 10648 \text{ мм}^4;$$

$$I_y = \frac{22 \cdot 12^3}{12} = 3168 \text{ мм}^4.$$

3. Ответ – 3.

Смотреть пример к теме 4.

Определяем значения крутящих моментов в поперечных сечениях бруса:

$$M_{1-1} = -M_3 = -2,0 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{2-2} = -M_3 + M_4 = -2,0 + 1,8 = -0,2 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{3-3} = -M_3 + M_4 + M_2 = -2,0 + 1,8 + 1,3 = 1,1 \text{ кН} \cdot \text{м};$$

$$M_{4-4} = -M_3 + M_4 + M_2 - M_1 = -2,0 + 1,8 + 1,3 - 1,2 = -0,1 \text{ кН} \cdot \text{м}.$$

Наибольший крутящий момент действует в сечении 1–1.

4. Ответ – 4.

Для балки, представленной на рис. П.2.1, определить опорные реакции.

Дано: $a = 2 \text{ м}$; $b = 4 \text{ м}$; $c = 3 \text{ м}$; $P_1 = 2 \text{ кН}$; $P_2 = 6 \text{ кН}$.

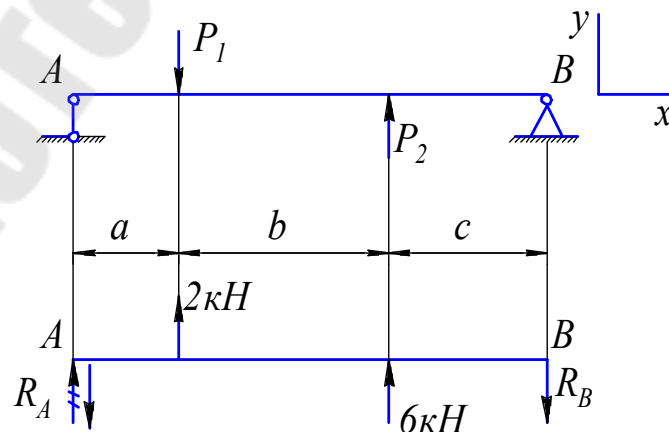


Рис. П.2.1. Расчетная схема балки

Решение

1. Опоры A и B заменяем реакциями R_A и R_B . Их направление выбираем произвольно.

2. Составляем уравнения равновесия балки, решением которых определяем значения опорных реакций:

$$\sum M_A = 0; \quad P_1 \cdot a - P_2 \cdot (a+b) + R_B \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$R_B = \frac{P_2 \cdot (a+b) - P_1 \cdot a}{a+b+c};$$

$$R_B = \frac{6 \cdot (2+4) - 2 \cdot 2}{2+4+3} = 3,556 \text{ кН};$$

$$\sum M_B = 0; \quad -P_1 \cdot (b+c) + P_2 \cdot c + R_A \cdot (a+b+c) = 0;$$

$$R_A = \frac{P_1 \cdot (b+c) - P_2 \cdot c}{a+b+c};$$

$$R_A = \frac{2 \cdot (4+3) - 6 \cdot 3}{2+4+3} = -0,444 \text{ кН}.$$

Принятое направление R_A меняем на противоположное, так как реакция R_A получилась отрицательной.

Проверка:

$$\sum Y = 0; \quad -R_A - P_1 + P_2 - R_B = 0;$$

$$-0,444 - 2 + 6 - 3,556 = 0;$$

$$0 = 0.$$

Опорные реакции определены верно.

5. Ответ – 2.

6. Ответ – 3.

7. Ответ – 4.

8. Ответ – 3.

9. Ответ – 2. Смотреть тему 10.

Расчет ведем по формуле (10.1), определяя величину T .

10. Ответ – 2.

Расчет ведем по формуле (7.1).

Содержание

Предисловие	Ошибка! Закладка не определена.
I. Механика материалов	4
Тема 1. Основные определения и положения	4
1.1. Общие сведения	4
1.2. Внешние и внутренние силы	4
1.3. Понятие о напряжениях	6
1.4. Конструктивные элементы механизмов и машин	7
1.5. Основные гипотезы и допущения	7
Тема 2. Растяжение (сжатие)	9
2.1. Внутренние усилия, напряжения и деформации	9
2.2. Механические характеристики и свойства материалов	12
Тема 3. Геометрические характеристики плоского сечения	18
3.1. Общие сведения	18
3.2. Статические моменты сечения	18
3.3. Моменты инерции сечения	19
3.4. Моменты инерции при параллельном переносе осей	20
3.5. Моменты инерции при повороте координатных осей	20
3.6. Главные оси инерции и главные моменты инерции	21
3.7. Моменты сопротивления	22
Тема 4. Кручение	25
4.1. Общие сведения	25
Тема 5. Изгиб	28
5.1. Общие сведения	28
5.2. Внутренние силовые факторы при изгибе	29
5.3. Правило знаков для поперечных сил и изгибающих моментов	29
5.4. Дифференциальные зависимости при изгибе	29
5.5. Напряжения при изгибе	30
5.6. Расчеты на прочность при изгибе	30
II. Детали машин	33
Тема 6. Критерии работоспособности и расчета деталей машин	33
Тема 7. Соединения деталей машин. Заклепочные соединения	34
7.1. Общие сведения	34
7.2. Расчет заклепочного соединения	36
7.3. Материалы заклепок и допускаемые напряжения	36
Тема 8. Сварные соединения	38
8.1. Общие сведения	38
8.2. Расчет сварных соединений	38
Тема 9. Резьбовые соединения	42
9.1. Общие сведения	42
9.2. Классификация резьб и основные параметры	43
9.3. Материалы резьбовых деталей	46
9.4. Расчет резьбовых соединений	46
Тема 10. Шпоночные и шлицевые (зубчатые) соединения	50
10.1. Общие сведения	50

10.2. Соединение призматическими шпонками.....	51
10.3 Соединение сегментными шпонками	52
10.4. Материалы шпонок и допускаемые напряжения.....	52
10.5. Шлицевые (зубчатые) соединения	52
10.6 Соединения с прямобочным профилем.....	53
10.7. Соединения с эвольвентным профилем.....	54
10.8. Соединения с треугольным профилем.....	54
10.9. Расчет шлицевых соединений	54
Литература	56
Приложения	57

Учебное электронное издание комбинированного распространения

Учебное издание

ПРИКЛАДНАЯ МЕХАНИКА

Практикум

**по подготовке к тестированию по одноименной
дисциплине для студентов специальности
1-51 02 02 «Разработка и эксплуатация
нефтяных и газовых месторождений»
дневной и заочной форм обучения**

Составители: **Ткачев Виктор Михайлович**
Акулов Николай Владимирович

Электронный аналог печатного издания

Редактор *Т. Н. Мисюрова*
Компьютерная верстка *Н. Б. Козловская*

Подписано в печать 18.05.17.

Формат 60x84/8. Бумага офсетная. Гарнитура «Таймс».

Цифровая печать. Усл. печ. л. 7,44. Уч.-изд. л. 7,80.

Изд. № 84.

<http://www.gstu.by>

Издатель и полиграфическое исполнение
Гомельский государственный
технический университет имени П. О. Сухого.
Свидетельство о гос. регистрации в качестве издателя
печатных изданий за № 1/273 от 04.04.2014 г.
пр. Октября, 48, 246746, г. Гомель