**Тема 2.6. Изгиб**

**1. Основные понятия и определения. Классификация видов изгиба.**

**Изгибом**(**чистым изгибом**) называется такой вид нагружения, при котором в по­перечном сечении бруса возникает внутренний силовой фактор —**изгибающиймомент***.* Если кроме изгибающего момента возникает поперечная сила, то имеет место **поперечный изгиб.**

Брус, работающий на изгиб, называют **балкой.**

Плоскость, в которой расположены внешние си­лы и моменты, называют **силовой плоскостью***.*

Если все силы лежат в одной плоскости, изгиб называют **плоским***.*

Если фигура имеет ось симметрии, то эта ось является одной из главных осей (другая ей перпендикулярна).

Главные оси, проходящие через центр тяжести поперечного сечения стержня, называются **главными центральными осями**.

Плоскость, проходящая через продольную ось бру­са и одну из главных цен­тральных осей его попе­речного сечения, называ­ется **главной плоскостью бруса.**

Если **силовая плоскость** совпадает с **главной** плоскостью бруса, изгиб называют **прямым** (рис. 1).

Если силовая плоскость не проходит через главную плоскость бруса, изгиб называют **косым изгибом** (рис.2).

В дальнейшем почти всегда мы будем рассматривать такие брусья, у ко­торых имеется по крайней мере одна плоскость симметрии и плоскость действия нагрузок совпадает с ней. В этом случае деформация изгиба происходит в плоскости действия внешних сил и изгиб называется **прямым**.

1.Балку, свободно лежащую на двух опорах, в верхней и нижней частях которой предварительно сделаны пазы и в них помещены точно пригнанные по размеру пазов бруски, подвергнем деформации изгиба (рис.3). В результате этого бруски, расположенные на выпуклой сто­роне, выпадут из пазов, а бруски, расположенные на вогнутой стороне, будут зажаты.

2.На боковую поверхность призматического резинового (для боль­шей наглядности) бруса прямоугольного сечения нанесем сетку продоль­ных и поперечных прямых линий и подвергнем этот брус деформации чистого изгиба (рис.3). В результате можно видеть следующее:

а) поперечные прямые линии останутся при деформации прямы­ми, но повернутся навстречу друг к другу;

б) продольные прямые линии, а также ось бруса искривятся;

в) сечения бруса расширятся в поперечном направлении на вогну­той стороне и сузятся на выпуклой стороне.

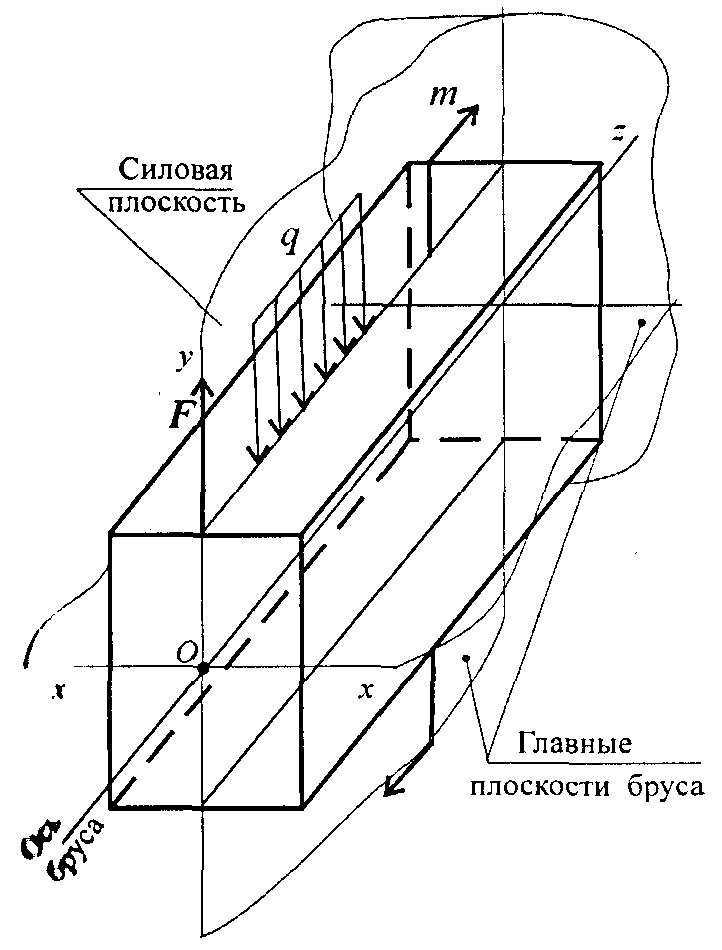


Рис.1

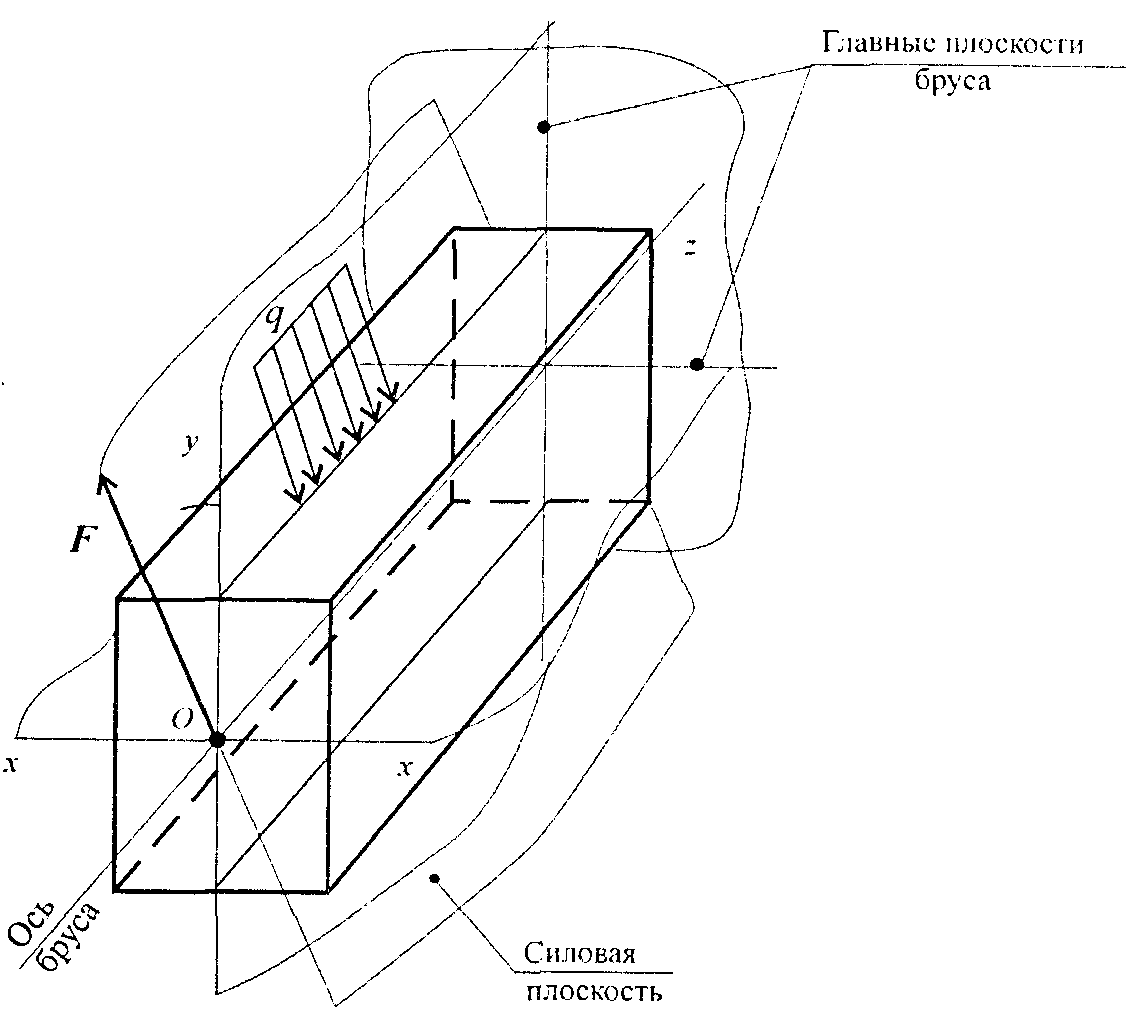
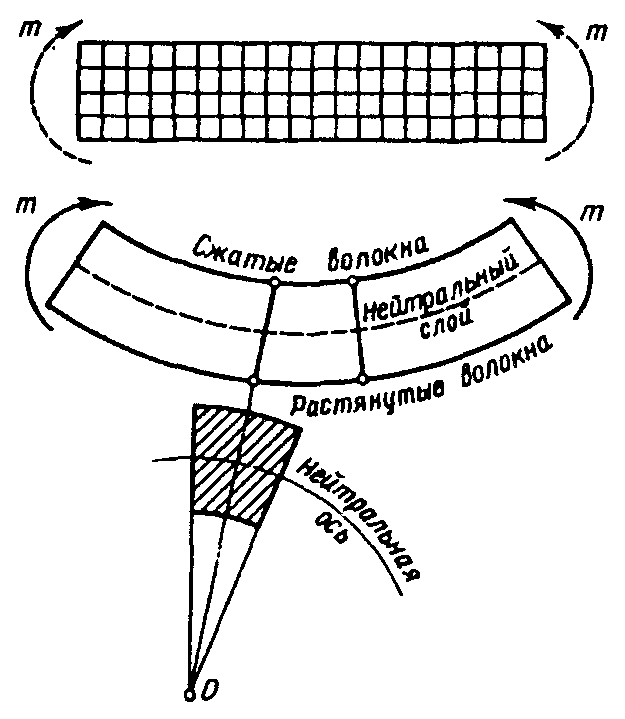
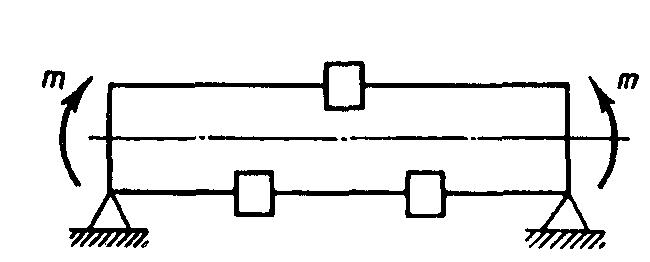


Рис.2



Из описанных опытов можно сделать вывод, что **при чистом из­гибе справедлива гипотеза плоских сечений***;* волокна, лежащие на вы­пуклой стороне, **растягиваются,** лежащие на вогнутой стороне — **сжимаются,** а на границе между ними лежит нейтральный слой волокон, которые только **искрив­ляются, не изменяя своей длины.**

 Полагая справедливой гипотезу о ненадавливании волокон, можно утверждать, **что при чистом изгибе в поперечном сечении бруса возника­ют только нормальные напряжения растяжения и сжатия, неравно­мерно распределенные по сечению.**

Линия пересечения нейтрального слоя с плоскостью поперечного се­чения называется **нейтральной осью**. На нейтральной оси нор­мальные напряжения равны **нулю***.*

Рис.3

**1. Нормальные напряжения при изгибе.**

В поперечных сечениях балки при чистом изгибе возникают только нормальные напряжения растяжения и сжатия. Закон распределения нормальных напряжений изображен на рис.4.

Из него видно, что нормальные напряжения при изгибе распределены по высоте неравномерно: **максимальные напряжения возникают в волокнах, наиболее удаленных от нейтральной оси. По ширине сечения нормальные напряжения не меняются.**

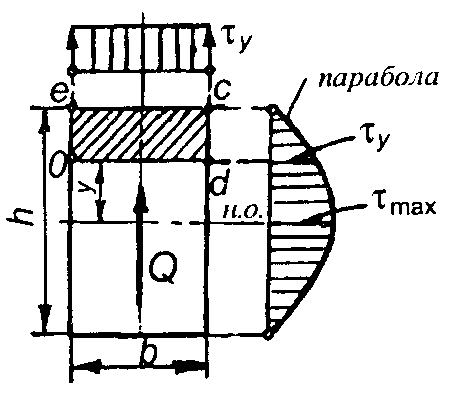
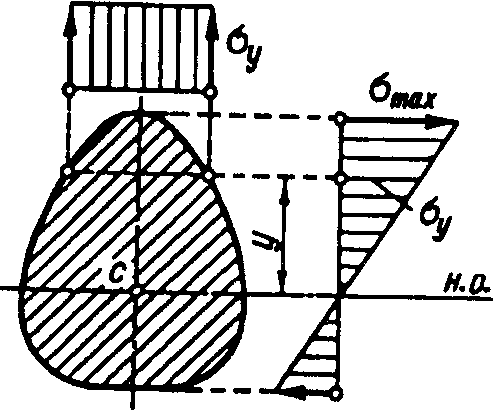
****

Рис.4 Рис.5

Максимальные значения нормальных напряжений вычисляются по формуле:

σmax = ,

где W= I/ymax— момент сопротивления сечения изгибу (или осевой мо-

мент сопротивления).

**Момент сопротивления изгибу** есть отношение осевого момента инерции поперечного сечения относительно нейтральной оси к расстоянию от этой оси до наиболее удаленного волокна.

Единица момента сопротивления сечения изгибу [W] *=* м3.

**2. Понятие о касательных напряжениях при изгибе, их определение.**

В поперечных сечениях балки при поперечном изгибе возникают не только нормальные, но и касательные напряжения, вызывающие деформации сдвига.

Большинство балок рассчитывают только по нормальным напряже­ниям; три вида балок следует **проверять по касательным напряжениям***,* а именно:

1) деревянные балки, так как древесина плохо работает на ска­лывание;

2) узкие балки (например, двутавровые), так как максимальные касательные напряжения обратно пропорциональны ширине нейтрально­го слоя;

3) короткие балки, так как при относительно небольших изги­бающем моменте и нормальных напряжениях у таких балок могут возни­кать значительные поперечные силы и касательные напряжения.

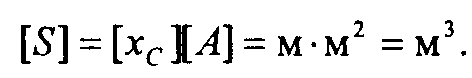
Касательные напряжения вычисляются по формуле Журавского:

τ = .

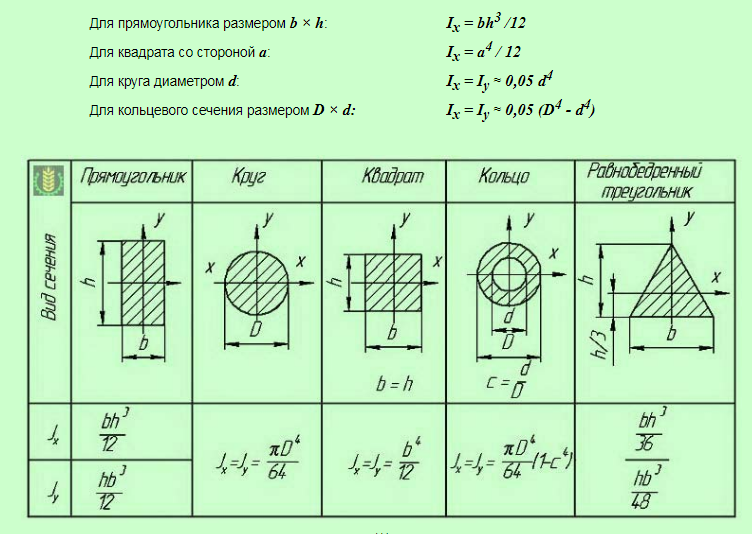
Формула Журавского читается так***:* касательные напряжения в по­перечном сечении балки равны произведению поперечной силы Qy на ста­тический момент Sx относительно нейтральной оси части сечения, ле­жащей выше рассматриваемого слоя волокон, деленному на момент инерции Ix всего сечения относительно нейтральной оси и на ширину b рассматриваемого слоя волокон** (рис.2).

Статический момент площади фигуры относительно оси, лежащей в этой же плоскости, равен произведению площади фигуры на расстоя­ние ее центра тяжести до этой оси.

Единица статического момента площади



Осевые моменты инерции наиболее распространенных поперечных сечений



**1. Расчеты на прочность при изгибе**

Расчетная формула на прочность при изгибе имеет вид:

σ = Ми max/W≤[σ]

и читается так: **нормальное напряжение в опасном сечении, вычисленное по формуле σ = Mи max/W, не должно превышать допускаемое. Допускаемое нормальное напряжение при изгибе выбирают таким же, как и при растяжении и сжатии.**

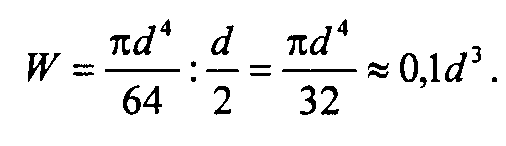
Так как момент сопротивления изгибу Wв расчетной формуле стоит в знаменателе, то чем больше W,**тем меньше** будут **расчетные напряжения.**

Определим моменты сопротивления изгибу наиболее рас­пространенных сечений:

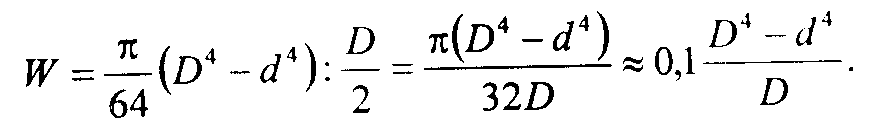
1. Прямоугольник bх h(рис.54):

W= :.

2.Круг диаметром d:



3. Круг диаметром D×d:



**Построение эпюр поперечных сил и изгибающих моментов по характерным сечениям**

Для наглядного изображения распределения вдоль оси балки поперечных сил и изгибающих моментов строят **эпюры**, которые дают возможность определить предположительно опасное сечение балки и установить значения поперечной силы и изгибающего момента в этом сечении.

Эпюры поперечных сил и изгибающих моментов можно строить двумя способами.

**Первый (аналитический) способ** заключается в том, что сначала составляют аналитические выражения поперечных сил и изгибающих моментов для каждого участка как функций текущей координаты z поперечного сечения.



Затем по полученным уравнениям строят эпюры.

**Второй способ** заключается в построении эпюр по характерным точкам и значениям поперечных сил и изгибающих моментов на границах участков. При наличии некоторого опыта, второй способ предпочтительнее.

**Лекция (сокращенная): Сложное сопротивление**

**Сложное деформированное состояние возникает, если деталь од­новременно подвергается нескольким простейшим нагружениям.**

Такие состояния возникают в заклепочных соединениях (срез и смятие), в болтовых соединениях (растяжение и скручивание), при поперечном изгибе

бруса (изгиб и сдвиг).

Часто встречаются и имеют большое практическое значение случаи сочетания основных деформаций, когда в поперечных сечениях возника­ют и нормальные и касательные напряжения, распределенные неравно­мерно и по разным законам. Для таких случаев опытное определение ве­личин, характеризующих прочность невозможно, поэтому при оценке прочности детали приходится основываться на механических характери­стиках данного материала, полученных из диаграммы растяжения.

Как известно, при растяжении прочность пластичных материалов ха­рактеризуется **пределом текучести,** а хрупких — **пределом прочности;** эти напряжения считаются предельными, в зависимости от них вычисляют допускаемые напряжения.

**Гипотезы прочности — это научные предположения об основной причине достижения материалом предельного напряженного состояния при сочетании основных деформаций.**

Напряженные состояния при сочетании основных деформаций и при одноосном растяжении будем называть **равноопасными** или **эквивалентными**, если их главные напряжения отличаются от предельно­го для данного материала в одинаковое число раз, иначе говоря, коэффициен­ты запаса прочности для эквивалентных напряженных состояний одинаковы.

**Эквивалентным напряжением** называется такое условное напряжение при одноосном растяжении, которое равноопасно заданному случаю сочетания основных деформаций.

На основании гипотез прочности выводят формулы для вычисления эквивалентного напряжения, которое затем сопоставляют с допускаемым напряжением на растяжение. Такимобразом, условие прочности при со­четании основных деформаций, когда в поперечных сечениях действуют и нормальные и касательные напряжения, будет иметь вид

σэкв.≤ [σр].

**Гипотеза наибольших касательных напряжений (третья теория прочности).**

Согласно этой гипотезе, предложенной в конце XVIII в., **опасное со­стояние материала наступает тогда, когда наибольшие касательные напряжения достигают предельной величины.**

Эквивалентные напряжения согласно этой гипотезе вычисляют по формуле:

σэкв = 

Гипотеза наибольших касательных напряжений хорошо подтверждается опытами, в особенности для пластичных материалов.

**Гипотеза Мора (четвертая теория прочности).**

Гипотеза Мора предложена в началеXX в. Согласно этой гипотезе, **опасное состояние материала наступает тогда, когда на некоторой площадке осуществляется наиболее неблагоприятная комбинация нор­мального и касательного напряжений.**

Формула для вычисления эквивалентных напряжений имеет вид:

σэкв = ,

где k = [σр]/[σс].

Эта формула одинакова пригодна как для хрупких, так и для пластичных материалов, при k = 1 она тождественна с формулой третьей теории прочности.

**Пятая гипотеза прочности**.

Согласно этой гипотезе**, опасное состояние материала в данной точке наступает тогда, когда удельная потенциальная энергия формо­изменения для этой точки достигает предельной величины.**

Формула для вычисления эквивалентных напряжений имеет вид

σэкв = .

Эта формула для пластичных материалов хорошо подтверждается опытами и в настоящее время получила широкое распространение.

**Лекция: Разъемные соединения. Муфты**

**1. Резьбовые соединения**

Резьбовые соединения—это самый распространен­ный вид разъемных соединений. Они осуществляются с помощью крепежных резьбовых деталей (болтов, винтов, шпилек, гаек и т. п.), основным элементом которых является резьба. Резьба получается прореза­нием на поверхности стержня канавок при движении плоской фигуры - профиля резьбы (треугольника, трапеции и др.) по винтовой линии. Выступы, полученные на стержне между канавками, называют витками резьбы. Под витком резьбы принято понимать ту часть ее выступа, которая охватывает резьбовую деталь в пределах до 360°.

**РАСЧЕТ БОЛТОВ НА ПРОЧНОСТЬ ПРИ ПОСТОЯННОЙ НАГРУЗКЕ**

**Виды** разрушения резьбовых крепежных деталей: разрыв стержня по резьбе или переходному сечению у головки; повреждение или разрушение резьбы (смятие и износ, срез, изгиб); отрыв головки и др.

Рассмотрим основные случаи расчета резьбовых соединений.

**1. Болт нагружен только внешней растягивающей силой *F*(без начальной затяжки).** Примером служит болтовое соединение грузоподъемного крюка с на­резанной резьбой (рис. 1). В данном случае гайка свободно навинчена на нарезанную часть хвостовика крюка и зафиксирована от самоотвинчивания шплин­том. Опасным является сечение, ослабленное нарез­кой. Расчет сводится к определению расчетного диаметра *dР*резьбы из условия прочности на растя­жение:

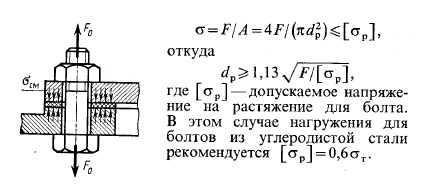
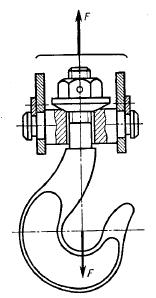
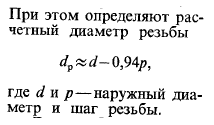


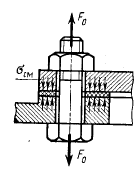
Рис 1



**Рис.2**

**2. Болтовое соединение нагружено осевой силой.**

**1 случай**. Болт затянут силой *F0* без внешней осевой нагрузки. Это болты для крепления ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин (рис. 2) и др. Стержень болта испытывает совмест­ное действие растяжения и кручения, т. е. растягива­ется осевой силой *F0*от затяжки болта и скручивается моментом, равным моменту сил трения в резьбе М1, где *F*принимают равной осевой силе *F0*

Формула проектировочного расчета:



Требуемое значение осевой силы *F0*выбирают по условиям герметичности и отсутствия смятия деталей в стыке. Расчетом и практикой установлено, что болты малых диаметров М6...М12 можно легко разрушить при недостаточно квалифицированной за­тяжке. Например, болт с резьбой *М6*разрушается при приложенной к ключу силе 45 Н, а болт с резьбой М12— при силе 180 Н. Поэтому в среднем и тяжелом машиностроении не рекомендуется приме­нять болты диаметром меньше М8.

**2 случай**. Б о л т затянут с дополнительной осе­вой нагрузкой. Это болты для крепления крышек резервуаров для газа или жидкости, нагруженные давлением выше атмосферного, болты подшипнико­вых узлов и т.п. Затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка (не допустить появления зазора) под нагрузкой. Эта задача решается с учетом деформации деталей со­единения.

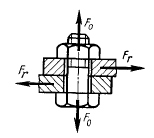
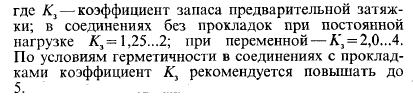
Расчетные формулы





FР – расчетная сила затяжки болта,

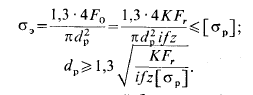
где - коэффициент внешней нагрузки, показы­вающий, какая часть внешней нагрузки *F*восприни­мается болтом (учитывает податливость болта и со­единяемых деталей).

****

**Болтовое соединение нагpуже­но поперечной силон.** 1. Б о л т поставлен с зазором (рис. 3). Предварительная за­тяжка болта

обязательна. Она должна обеспечить прижатие де­талей соединения силой *F0,* до­статочной для создания силы трения F0между ними, исключающей сдвиг деталей. Внешняя сила *Fr*непосредственно на болт не передается, поэтому его рассчитывают на растяжение по силе затяжки*F0* .

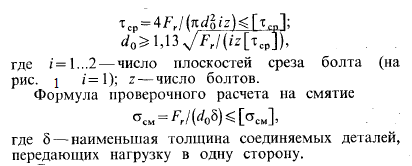
Расчетные формулы:



где *К=* 1,4...2 — коэффициент запаса по сдвигу дета­лей; i= 1...2 — число стыков, т.е. плоскостей среза ;f=0,15...0,20 —коэффициент трения для чугунных и стальных деталей; *z-* число болтов. При затяжке болт работает на растяжение и кручение. Влияние кручения при затяжке болта учитывают увеличением силы *F0*в 1,3 раза.

**2 случай. Б о л т поставлен без зазора** (рис. 4). За­тяжка болта не требуется. Болт испытывает срез и смятие. Диаметр стержня болта *dQ*больше диаметра нарезаемой части на 1...1,5 мм. Это предохраня­ет резьбу от смятия.

Формулы проверочною и проектировочного рас­четов болта на срез:

**

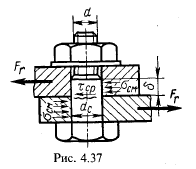


Рис.4

**Муфтой** называется устройство, соединяющее концы двух валов и передающее вращающий момент с одного вала на другой без изменения его значения и направления. **Соединение валов** — основное назначение муфты, но, кроме того, муфты обычно выполняют одну или несколько дополнительных функций: обеспе­чивают включение и выключение исполнительного механизма машины при работающем двигателе; предохраняют машину от аварий при перегрузках; уменьшают динамические нагрузки и дополнительно поглощают вибрации и толчки соединяемых валов и деталей передачи; соединяют валы со свободно установленными на них деталями (зубчатые колеса, шкивы ременных передач и др.); компенсируют вред­ное влияние смещения соединяемых валов (несоосность валов)

Большинство муфт, применяемых в машинострое­нии, стандартизовано или нормализовано. В пас­портных данных на муфты указаны: основная нагрузочная характеристика муфты — номинальный передаваемый вращающий момент Мном; диапазоны посадочных диаметров отверстий и частот вращения; габаритные размеры, масса, значения смещений и др.

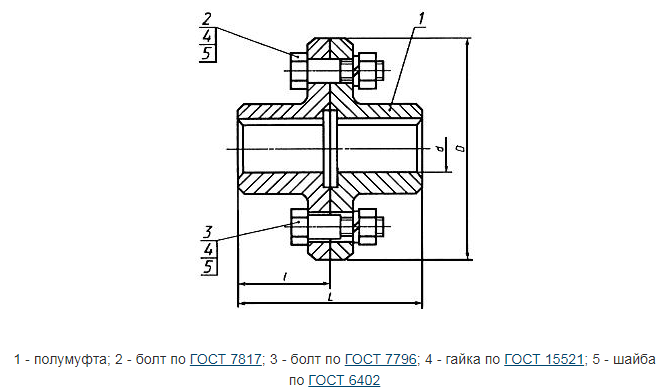
При проектировании новых муфт конструктивные размеры элементов муфты определяют расчетом. Стандартизованные или нормализованные муфты не рассчитывают. Их, как правило, выбирают, как и подшипники качения, по таблицам стандартов (нормалей).

**Подбор муфт.** *Муфты подбирают по ГОСТу или ведомственным нормалям по большему диаметру соединяемых валов и расчетному моменту:*



где *М*—наибольший делительно действующий мо­мент на валу; *К*—коэффициент режима работы муф­ты, учитывающий условия эксплуатации. Для пере­дач от электродвигателей принимают: *К—*1,25...2,0 — транспортеры ленточные, цепные, скребковые; *К-* 1,25...2,5—станки металлорежущие; К=2,0...3,0—дро­билки, молоты и др.; К=3...4 — краны грузоподъем­ные.

Муфты изготовляют в двух исполнениях: на длинные и на короткие концы валов с цилиндри­ческими или коническими посадочными отверстиями. Допускается применять сочетание полумуфт в разных исполнениях с различными диаметрами посадочных отверстий в пределах одного номинального вращаю­щего момента *Мпом.*

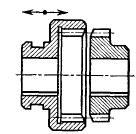


**Классификация муфт.** В машиностроении приме­няют большое количество муфт, различающихся но принципу действия и управления, назначению и кон­струкции, что весьма усложняет их классификацию. Можно рекомендовать классификацию муфт, соглас­но которой механические муфты \* приводов подраз­деляются на четыре класса: ***класс I*** — не рас­цепляемые муфты; ***класс 2*** — управляемые муфты; ***класс 3***—самодействующие муфты; ***класс 4*** — все муфты, не вошедшие в классы 1, 2 и 3, а также специальные, например комбини­рованные, представляющие сочетание муфт раз­личных классов.

**Нерасцепляемые муфты** — муфты, в которых ве­дущая и ведомая полумуфты соединены между собой постоянно. Они широко распространены в общем машиностроении и подразделяются на жесткие, компенсирующие и упругие.

***Управляемые (сцепные) муфты*** *служат для быст­рого соединения и разъединения валов при работающем двигателе*, для этого они снабжены механизмом принудительного управления (ручным или автомати­ческим). Применяются при строгой соосности валов. По принципу работы делятся на две группы: муфты, основанные на зацеплении (кулачковые и зуб­чатые), и муфты, основанные на трении (фрик­ционные).

**Пример. Муфта зубчатая сцепная**. Простейшая муфта по­казана на рис. 17.13. Полумуфты ее — это зубчатые колеса с зубьями эвольвентного профиля с одина­ковым модулем и числом зубьев; одна из полумуфт—с наружными зубьями, другая—с внутрен­ними. Муфта включается механизмом управления при осевом перемещении одной из полумуфт (на рисунке—левой). Вторая полумуфта (правая) соеди­нена с валом неподвижно. Для облегчения включения торцы зубьев закругляют. При частом включении зубчатых и кулачковых муфт (например, в коробках скоростей автомобилей) для устранения или умень­шения ударов и шума широко применяют синхро­низаторы, которые выравнивают скорости валов перед их соединениями [9]



**Самодействующие (самоуправляемые) муфты** обе­спечивают автоматическое сцепление и расцепление валов при изменении заданного режима работы машины (передаваемого момента, направления вра­щения или частоты вращепия). Применяются при строгой соосности валов. Различают следующие самодействующие муфты: предохранительные, обгонные и центробежные.

**Лекция: Неразъемные соединения**

Каждая машина получается в результате сборки деталей, осуществляемой с помощью неподвижных и подвижных соединений.

По признаку разъемности все виды соединении можно разделить на **неразъемные** (заклепочные, сварочные, клеевые, с натягом и др.) и **разъемные** (резьбовые, шпоночные, шлицевые и др.). Первые можно разбирать только после их полного или частичного разрушения, вторые допускают много­кратную разборку и сборку без повреждения деталей.

**1. Сварные соединения**

Сварные соединения —наиболее совершенные и прочные среди неразъемных соединений. Они образуются под действием сил молекулярного сцеп­ления, возникающих в результате сильного местного нагрева до расплавления деталей в зоне их соедине­ния или нагрева деталей до пластического состояния с применением механического усилия.

Виды сварки весьма разнообразны. Наиболее широко распространена электрическая сварка. Различают два основных вида электросварки—дуговую и контакт­ную.

**Дуговая сварка** ведется вручную или автома­тически плавящимся электродом. Для защиты рас­плавленного металла от вредного воздействия воз­духа (окисления и насыщения азотом) применяют флюсы. При ручной дуговой сварке флюсы наносят на поверхность электрода в виде толстого покрытия, которое выделяет большое количество шлака и газа, образуя изолирующую среду. Этим обеспечивают высокое качество металла сварного шва и устраняют его разбрызгивание. При автоматической дуговой сварке весь процесс сварки протекает под флюсом.

Для ручной дуговой сварки низко- и среднеугле­родистых, а также низколегированных сталей реко­мендуются электроды марок: Э34, Э42, Э42А, Э46, Э46А, Э50, Э50А, Э60А и др. Число после буквы Э обозначает минимальный гарантированный предел прочности металла шва . Так, для электрода Э42А = 420 Н/мм2 (42 кгс/мм2 ). Буква А означает гаран­тированное получение повышенных пластических свойств металла шва. Электроды подбирают так, чтобы получить близкие характеристики металла шва и металла свариваемых деталей. Для высоко­легированных сталей, чугунов и сплавов цветных металлов требуются специальные приемы сварки (предварительный нагрев, специальные электроды, защитные газы и др.). Ручную дуговую сварку при­меняют для конструкций с короткими и неудобно расположенными швами, а также в единичном произ­водстве.

Автоматическая дуговая сварка под флюсом основной вид сварки. Ее производительность в 10...20 раз выше ручной. Она обеспечивает вы­сокое качество шва независимо от квалификации сварщика. Применяется в крупносерийном и мас­совом производстве для конструкций с длинными швами.

**Контактная сварка** основана на местном нагреве зоны контакта соединяемых деталей при пропускании через нее тока. Стык деталей раз­мягчается и при сдавливании образуется прочное соединение. Применяется в серийном и массовом производстве для нахлесточных соединений тон­кого листового металла (точечная, шовная кон­тактные сварки) и для стыковых соединений круг­лого и полосового металла (стыковая контактная сварка).

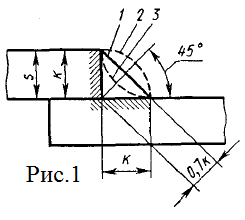
**Достоинства сварных соединений,** выполнен­ных дуговой сваркой: герметичность, технологич­ность и невысокая стоимость (малая трудоемкость процесса сварки, простота конструкции сварного шва, возможность автоматизации процесса сварки и др.); масса сварных конструкций на 20 ...25% меньше массы клепаных, что достигается частичным или полным устранением дополнительных деталей (накладок, косынок и т. п.), отсутствием выступа­ющих массивных головок заклепок и лучшим ис­пользованием металла, так как нет отверстий под заклепки, ослабляющих рабочее сечение детали.

**Н е достатки**: коробление деталей из-за неравномерного нагрева в процессе сварки и охлаждения; опасность появления трещин; изменение структуры металла вблизи сварочных швов, что понижает прочность; недостаточная прочность при переменных и особенно при вибрационных и ударных нагрузках; зависимость прочности сварного соединения от квалификации сварщика. Применение автоматической сварки устра­няет этот недостаток.

Сварные соединения применяют во всех отраслях промышленности. В машиностроении, судостроении и строительстве сварные соединения вытеснили кле­паные, за исключением конструкций, подверженных вибрационным и ударным нагрузкам (корпуса и кры­лья самолетов, мосты и др.), и конструкций из несвариваемых материалов (текстолит и др.). Сварку ши­роко применяют вместо литья и ковки как технологи­ческий способ изготовления разнообразных по форме деталей. Большое распространение получили штам­посварные конструкции, заменяющие фасонное литье. Применение сварных и штампосварных конструкций вместо чугунных литых позволило снизить их массу на 50% и уменьшить стоимость изделий в 1,5 ...2 ра­за. В настоящее время освоен массовый выпуск новой электродной проволоки, не разбрасывающей «огненные снопы» (искры) при сварке. Применение этого сварочного материала позволяет не только ежегодно сэкономить тысячи тонн высококачествен­ной стали, но и существенно повысить

произво­дительность труда. Сварными выполняют стани­ны, рамы, корпуса редукторов, зубчатые колеса, шкивы, звездочки, цистерны, трубы и многие другие детали.

**Виды сварных соединений.** В зависимости от взаимного расположения свариваемых элементов различают следующие виды сварных соединений: стыковые, нахлесточные, тавровые и угловые. Ос­новные виды, конструктивные элементы, размеры **и** условные обозначения соединений, выполненных ручной дуговой сваркой, даны в табл. 1 (ГОСТ 5264—80).

**Стыковые соединения** — наиболее простые, надежные и экономические конструкции, поэтому они получили наибольшее распространение. Рекомен­дуются в конструкциях, подверженных вибрационным нагрузкам. Эти соединения выполняют стыковыми швами. В табл. 1 показаны различные варианты стыко­вых швов, выполненных при различной толщине соединя­емых деталей. Выпуклость (наплыв металла) стыкового шва увеличивает концентра­цию напряжений в зоне шва, поэтому в ответственных со­единениях ее удаляют меха­ническим способом. Во всех случаях сваренные встык детали почти полностью заменяют цельные. Геометрической характеристикой стыкового шва является толщина свариваемых де­талей ***S.***

**Нахлесточные соединения** выполняют уг­ловыми швами (рис. 1). В зависимости от формы поперечного сечения различают угловые швы: нор­мальные ***1,*** выпуклые ***2,*** вогнутые ***3.*** На практике наиболее распространены нормальные швы, имеющие в поперечном сечении форму равнобедренного тре­угольника. Выпуклые швы — нерациональны, так как образуют резкое изменение сечения деталей в месте соединения, что вызывает повышенную концентрацию напряжений. Вогнутые швы обес­печивают плавное сопряжение металла шва с ос­новным металлом, что снижает концентрацию на­пряжений и увеличивает прочность соединения. Во­гнутость шва достигается механической обработкой. Такие швы применяют в ответственных конструкциях и при действии переменных нагрузок. Геометрической характеристикой углового шва является катет ***К.*** По условиям технологии сварки минимальное зна­чение катета должно быть не менее 3 мм. В бо­льшинстве случаев ***к = s.***

В зависимости от расположения относительно направления внешней силы угловые швы бывают лобовые, фланговые и комбинированные (рис. 3.2). ***Лобовой шов*** (а) расположен перпендикулярно, а ***фла­нговый (б***)— параллельно линии действия силы F. ***Комбинированный шов (в)*** состоит из лобовых и флан­говых.

**Тавровые соединения** (см. табл. 1) вы­полняют угловыми швами без скоса кромок (соеди­нение ТЗ) или стыковыми со скосом кромок. Они широко распространены в составных машинострои­тельных конструкциях, свариваемые детали которых расположены во взаимно перпендикулярных плос­костях.

**Угловые соединения** (см. табл. 1) выпол­няют стыковыми или угловыми (соединение У4) швами. Они мало пригодны как силовые, поэтому их применяют как связующие или как слабо на­груженные рабочие швы (ограждение, тара и др.).

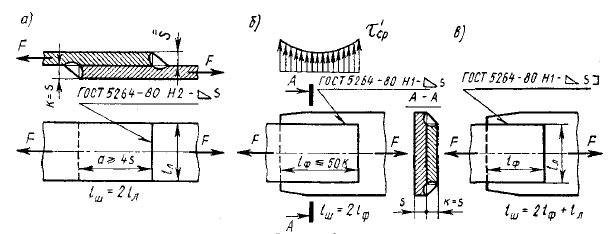
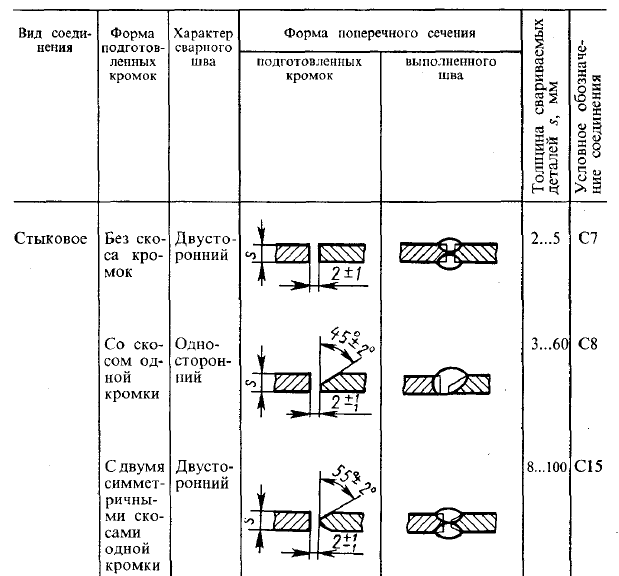
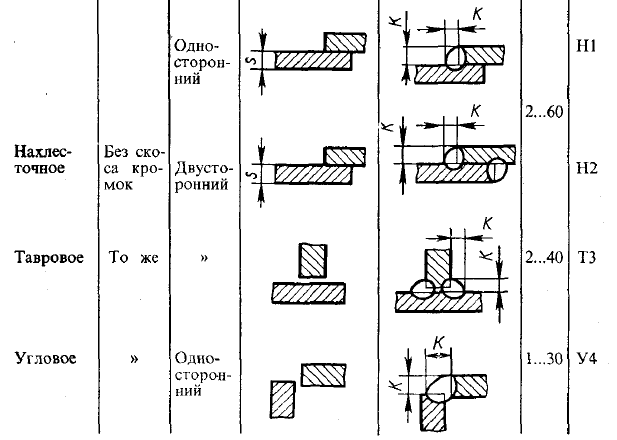


Рис.2

Таблица 1

**2. Клеевые соединения**

Склеивание — один из эффективных способов сое­динения конструкционных материалов. Соединение осуществляется за счет сил сцепления в процессе затвердевания жидкого клея. Прочность клеевых соединений в основном зависит от материала и конструкции склеиваемых деталей, качества подго­товки поверхностей к склеиванию, правильности выбора марки клея, технологии склеивания (выдерж­ка при соответствующем давлении, температуре и др.).

Сопрягаемые поверхности склеиваемых деталей должны быть хорошо подогнаны одна к другой, не иметь заусенцев и забоин, а шероховатость их должна быть не менее /?а = 6,3...1,6 мкм (шерохова­тость увеличивает поверхность склеивания). Перед склеиванием эти поверхности тщательно обезжири­вают органическими растворителями (бензин, ацетон и др.) Или водяным щелочным раствором.

В зависимости от склеиваемых материалов и усло­вий работы (характер нагрузки, температура и др.) применяют различные марки клея, например: клей универсальный БФ-2 и БФ-4 (для склеивания стали, алюминиевых и медных сплавов, стекла, пластмасс, кожи как между собой, так и в любом их сочетании); клей 88 (для склеивания металлов и неметаллов, дюралюминия с кожей и резиной, дерева с резиной и других материалов); клеевые композиции на основе эпоксидной смолы ЭД-20 (для склеивания и гер­метизации неразъемных соединений из стали, алюми­ния, керамики, стекла и других материалов, обес­печивая термостойкое соединение) и др. Толщи­на клеевой прослойки рекомендуется в пределах 0,05...0,15 мм. Большая толщина прослойки в боль­шинстве случаев снижает прочность соединения.

**Достоинства**: возможность соединения деталей из разнородных материалов, в том числе и деталей, не поддающихся сварке; герметичность; высокая коррозионная стойкость; хорошее сопротивление ус­талости. **Недостатки:** сравнительно низкая прочность и особенно при неравномерном отрыве (отдире); низкая теплостойкость (достаточная прочность сохраняется до температуры 250° С); снижение проч­ности некоторых клеевых соединений с течением времени.

Клеевые соединения применяют в электропро­мышленности, авиации, мостостроении, станкострое­нии и т. д. Наибольшее распространение имеют сое­динения листового материала и тонкостенные клее­вые конструкции. Их успешно используют для уплот­нения и стопорения резьбовых соединений, при этом повышается надежность работы и отпадает необхо­димость в стопорных деталях.

Оправдавшие себя на практике виды клеевых соединений листов показаны на рис. 3. Их выпол­няют по косому срезу ***(а),*** с накладками ***(б)*** и нахлесточными ***(в).*** Соединения, работающие на срез, по сравнению с соединениями, работающими на отрыв, более прочны. Поэтому нахлесточные соеди­нения получили наибольшее распространение.

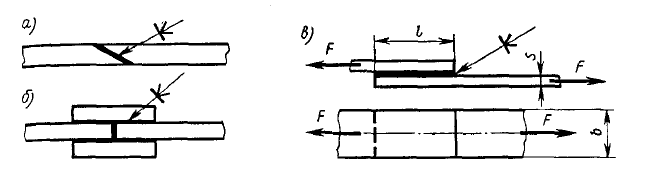


Рис.3