

1. Общие вопросы проектирования машин

1.1. Основные понятия. Предмет курса

Машина – устройство, создаваемое с целью облегчения физического и умственного труда, увеличения его производительности путем частичной или полной замены человека в его трудовых и физиологических функциях.

Машины могут быть: энергетические, технологические, транспортные, контрольно-управляющие, логические; кибернетические.

Во всех этих машинах (во всяком случае, у большинства первых трех групп) есть элементы, совершающие механические движения. Для обеспечения этого движения машина строится из механизмов.

Механизм – система тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемое движение других тел.

Механизм состоит из звеньев. Звенья могут состоять из отдельных деталей или из сборочных единиц.

Деталь – изделие, изготовленное из однородного по наименованию и марке материала без применения сборочных операций.

Сборочная единица – изделие, составные части которого подлежат соединению между собой на предприятии – изготовителе сборочными операциями.

Если проанализировать функции механизмов и звеньев, то в каждой машине обнаружатся:

- 1) рабочий орган, непосредственно выполняющий ту работу, ради которой создана машина;
- 2) двигатель, движение которого обеспечивает движение рабочего органа;
- 3) передаточный механизм, с помощью которого движение от двигателя передается рабочему органу.

При этом оказывается, что в звеньях механизмов самых разных машин имеется много деталей, выполняющих одинаковые функции и часто подобных по форме. Больше всего однотипных деталей в передаточных механизмах. Значительно меньше в машинах специальных деталей, отличающихся друг от друга по назначению и по форме. Такие детали сосредоточены главным образом в двигателях и в рабочих органах.

Детали и сборочные единицы, которые выполняют одинаковые функции, подобны по форме и встречаются во многих механизмах различных машин, называются деталями машин общего назначения.

Методы создания и рациональной эксплуатации деталей машин общего назначения являются предметом изучения в курсе «Детали машин и основы конструирования» (ДМ и ОК).

В курсах теоретической механики, сопротивления материалов, материаловедения, теории механизмов и машин и других изучались принципиальные возможности и методы решения различных инженерных задач. При этом каждый из этих курсов решал только свои, узко специальные задачи. В курсе ДМ и ОК на основе принципиальных положений этих дисциплин обобщен опыт

многих поколений машиностроителей по созданию и эксплуатации деталей машин общего назначения.

1.2. Понятия «проектирование» и «конструирование». Стадии конструирования машин

Прежде чем изготовить машину в металле, её нужно спроектировать и сконструировать.

Проектирование – процесс составления описания, необходимого для создания в заданных условиях ещё не существующего изделия.

Конструирование – создание конкретной однозначной конструкции изделия.

Конструкция изделия – устройство, взаимное положение частей и элементов какого – либо механизма, прибора, машины, определяющееся его назначением.

Конструирование многовариантно. Это значит, что принцип работы машины или механизма может быть один и тот же, а конструктивное исполнение различно. Оптимальным считается вариант, который обеспечивает нужные показатели работы при наименьших затратах на изготовление и обслуживание машины.

Очевидно, что сразу же после конструирования целесообразно сделать опытный образец машины и посмотреть, что же получилось, выявить ошибки и внести изменения в конструкторскую документацию.

Итак, процесс составления описания, необходимого для создания машины – т.е. проектирование, представляет собой результат трех процедур: разработки (иногда этот этап называют проектированием), конструирования, испытаний. Все эти процедуры влияют друг на друга. Больше того, часто первые две вообще трудно разделить, тем более что зачастую они выполняются одним специалистом – конструктором.

Ошибки в конструировании приводят к большим потерям времени, труда и средств. Поэтому процесс разработки конструкторской документации построен так, чтобы можно было проводить контроль и уточнение её во время разработки и создания машины.

Стандарт (ГОСТ 2.103-68), обязательный для всех отраслей народного хозяйства, предусматривает **пять стадий** разработки.

1 стадия - техническое задание. Устанавливаются назначение, технические характеристики и показатели качества, а также технико – экономические требования, которым должна соответствовать разрабатываемая машина. После согласования со всеми заинтересованными сторонами, является основанием для разработки.

2 стадия – техническое предложение. Прорабатываются возможные пути реализации технического задания, сравниваются показатели разрабатываемой конструкции с существующими аналогичными, отбираются варианты для следующей стадии - эскизного проектирования.

3 стадия – эскизный проект. Для отобранных вариантов прорабатываются конструктивные решения общих видов и основных сборочных единиц объекта с технико – экономическими показателями каждого варианта для

сравнения и анализа, определяются вопросы, требующие экспериментальной проверки, выполняются ориентировочные расчеты основных элементов, выбирается вариант решения.

4 стадия – технический проект. Для выбранного варианта разрабатываются технические решения общих видов и сборочных единиц объекта, проводятся проектные и уточнённые расчеты элементов, необходимые экспериментальные исследования.

5 стадия – рабочая документация. На основании технического проекта выполняются рабочие чертежи сборочных единиц и деталей машины для изготовления опытного образца. По результатам его испытаний документация уточняется и выпускается комплект документов для производства установочной партии изделий. После уточнений документов в процессе её изготовления и испытаний, выдается комплект документов для массового производства.

1.3. Общие сведения по проектированию и конструированию машин и деталей

1.3.1. Требования к конструкциям машин и их деталям

Ни одна деталь не может быть сконструирована без учета её взаимодействия с сопряженными элементами. Поэтому конструировать деталь можно только тогда, когда уже проработана машина и сборочная единица, в которую входит эта деталь. То есть, требования к конструкции детали вытекают из требований к конструкции машины.

Любая машина должна удовлетворять уровню развития общества и народного хозяйства по **трем категориям требований: технической, социальной, экономической.**

В техническом отношении конструкция машины должна соответствовать своему функциональному назначению, т.е. быть работоспособной и надежной.

В социальном отношении машина должна обеспечить уровень затрат физического труда, соответствующий данному этапу развития общества. При этом особое внимание должно быть обращено на безопасность труда, как при выполнении основного технологического процесса, так и при обслуживании и ремонте машины. Кроме того, машина должна быть выполнена в соответствии с требованиями технической эстетики.

В экономическом отношении новая машина должна по своим технико-экономическим показателям превосходить свою предшественницу.

Для того чтобы машина могла соответствовать этим требованиям, её **детали должны быть работоспособны, надежны и технологичны.**

1.3.2. Основные принципы конструирования машин

1.3.2.1. Системный подход

Деталь рассматривается как элемент системы «машина», а «машина» – во взаимосвязи с окружающими её объектами, в том числе и с окружающей средой. Каждое принятое решение рассматривается в тесной связи с другими решениями.

1.3.2.2. Конструктивная преемственность

Это использование при проектировании опыта машиностроения данного профиля и смежных отраслей. Не следует в погоне за новизной разрабатывать новые конструкции, если можно достичь нужных целей, используя хорошо зарекомендовавшие себя старые.

1.3.2.3. Принцип экономической направленности

Необходимо стремиться к уменьшению стоимости изготовления машины и расходов на её ремонт и обслуживание. Это может быть достигнуто за счет применения стандартов, нормализации и унификации сборочных единиц и деталей, агрегатирования, снижения металлоемкости элементов.

1.3.2.4. Стандартизация и нормализация

Стандартизация это установление и применение правил и норм, определяющих конструктивные формы, параметры, нормы качества. Стандарты ограничивают многообразие за счет сокращения количества типоразмеров деталей.

Соблюдение стандартов является законом для конструкторов и предприятий, выпускающих разрабатываемую продукцию.

Стандартизация обеспечивает:

- сокращение процесса конструирования, так как на стандартные изделия чертежи не разрабатываются;
- снижение общей стоимости машины за счет использования дешевых стандартных изделий, изготовленных в массовом количестве;
- упрощение и удешевление ремонта, так как замена вышедшего из строя стандартного элемента выполняется быстро и без потери качества.

Республиканские стандарты разрабатываются применительно ко многим отраслям народного хозяйства и поэтому они охватывают большой диапазон типоразмеров изделий.

Отраслевые стандарты имеют ограниченный диапазон типоразмеров.

Для конкретного предприятия объем стандарта может быть ещё более сужен. Такое ограничение типоразмеров называется нормализацией. Если нормы выпускаются предприятием, они обязательны для данного предприятия. Если они выпускаются отраслью, они обязательны для родственных предприятий отрасли.

1.3.2.5. Унификация и агрегатирование

Унификация это применение одних и тех же деталей или сборочных единиц в различных изделиях. Эти изделия могут выпускаться различными предприятиями отрасли или даже разных отраслей.

Унификация распространяется не только на целые изделия, но даже и на отдельные элементы деталей. Это приводит к сокращению номенклатуры инструмента и приспособлений для изготовления и контроля деталей.

Создание однотипных сборочных единиц, для одной и той же цели, но отличающихся параметрами, называется агрегатированием. Таким образом, можно собирать изделия, выпускаемые единицами или малыми сериями, из агрегатов, изготавливаемых большими сериями или даже массовым производством.

Все это приводит к сокращению времени проектирования, снижению стоимости изготовления и ремонта машин.

1.3.2.6. Снижение материалоемкости конструкций

Затраты на материалы в машиностроении составляют около 45-50% стоимости машины. Поэтому снижение материалоемкости изделий очень важная задача. Это достигается применением более точных методов расчета деталей машин, приближением формы детали к равнопрочной в различных сечениях, применением современных видов передач, бесступенчатого регулирования скорости рабочего органа и другими подобными методами.

Особенно важно снижение материалоемкости изделий массового производства.

1.4. Нагрузки на детали машин

Способность детали выполнять свои функции в машине зависит от характера и режима нагружения, а также от влияния окружающей среды.

Нагрузки на детали машин могут быть **статические и динамические**.

Статические нагрузки – постоянные или медленно изменяющиеся нагрузки, не вызывающие колебаний деталей (рис.1.1). К статическим могут быть отнесены и переменные нагрузки, частота изменения которых как минимум на порядок меньше собственной частоты детали.

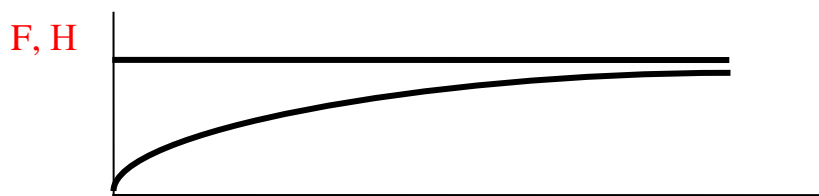


Рис.1.1. Статические нагрузки

Динамические нагрузки это нагрузки, частота изменения которых такого же порядка или больше собственной.

Изменение нагрузки может происходить по какому-нибудь закону простому или сложному. В таких случаях говорят о периодической динамической нагрузке. Её величина и направление могут быть определены по известному закону изменения, выраженному в математической форме, для любого момента времени.

Изменения нагрузки могут быть случайными. Представить такую нагрузку в форме математического закона нельзя. В таких случаях говорят, что нагрузка представляет собой случайный процесс или имеет случайный характер. Задают её статистическими характеристиками, полученными в результате обработки экспериментальных данных. Это среднее значение, дисперсия, распределение, корреляционная функция, спектральная плотность и другие.

Если статистические характеристики постоянные, то процесс нагружения является стационарным, установившимся. Если хотя бы одна статистическая характеристика изменяется во времени, то процесс нагружения является нестационарным, неустановившимся.

В условиях эксплуатации процесс нагружения машин и их деталей чаще всего нестационарный случайный.

Если зарегистрировать процесс изменения нагрузки в течение всего срока службы машины или детали, а затем вычислить вероятность появления каждого уровня нагружения, получим спектр эксплуатационных нагрузок.

Определив модальное значение нагрузки, его принимают как номинальное. Все нагрузки большие номинального значения принимаются как возможные перегрузки. Величина перегрузки определяется отношением перегрузочного значения к номинальному.

Кроме спектра нагрузок большое значение имеет продолжительность эксплуатации машины – требуемый ресурс. Для его определения необходимо знать требуемое количество лет эксплуатации (Z - лет), продолжительность использования по времени в течении года

$$k_r = \frac{Z_{\text{раб}}}{365}$$

и в течении суток

$$k_c = \frac{t_{\text{раб}}}{24}$$

Здесь $Z_{\text{раб}}$ - продолжительность работы в течение года (в днях) и $t_{\text{раб}}$ - в течение суток (в часах).

Зная всё это, ресурс можно определить таким образом

$$t = 365 \times Z \times k_r \times 24 \times k_c, \text{ час.}$$

Иногда ресурс задают непосредственно в часах работы или в моточасах.

Зная ресурс и спектр нагрузок, можно определить долю времени действия каждого уровня нагружения за время работы машины

$$c_i = \frac{t_i}{t}$$

Здесь t_i - продолжительность действия i - того уровня нагрузки за весь период эксплуатации машины. Если таких уровней несколько, то получаем гистограмму нагружения. Например, для привода машины нагрузкой является момент. Гистограмма нагружения привода представлена на рис.1.2.

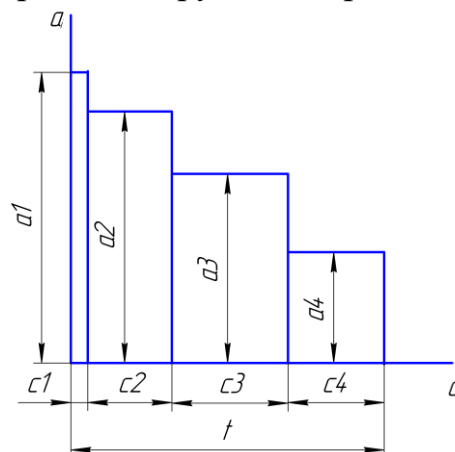


Рис. 1.2. Гистограмма нагружения
На гистограмме

$$a_i = \frac{T_i}{T}; \quad c_i = \frac{t_i}{t},$$

где T - номинальный момент;
 T_i - момент, действующий в течение доли ресурса
 t - ресурс;
 t_i - время действия нагрузки уровня T_i .

Вообще в машиностроении принято выделение таких режимов нагружения (рис. 1.3):

BT- весьма тяжелый: нагрузка постоянная и весь срок службы равна максимальной;

T – тяжелый: нагрузка переменная, изменяется весь срок службы в пределах 0.5-1.0 от номинальной;

C – средний: нагрузка изменяется в пределах 0.0 -1.0 от номинальной;

Л – легкий: нагрузка переменная, в течение 1/3 срока службы может достигать максимальных значений, но в остальное время работы не превышает 1/3 номинальной.

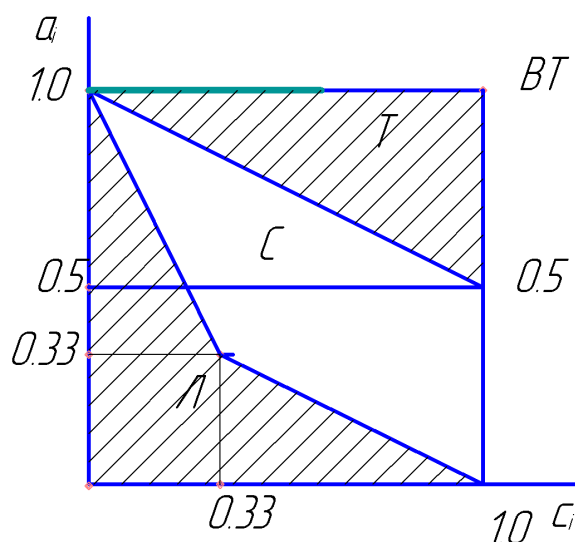


Рис.1.3. Режимы нагружения

Для некоторых групп деталей режимы нагружения исследованы более тщательно и глубоко. Эти данные приводят к более детальному разделению указанных выше режимов, что, конечно же, уточняет расчеты.

Все рассмотренные параметры характеризуют режим нагружения. Очевидно, что большую роль играют также условия работы машины. Одна ситуация, если машина работает в сухом, закрытом, отапливаемом помещении и, наверное, совсем другая, когда машина установлена на палубе судна и на неё действуют и морская вода, и вибрация палубы, и перепады температуры окружающей среды. Поэтому при определении уровня нагруженности детали должны быть учтены не только характер и режим нагружения, но и условия её эксплуатации.

1.5. Работоспособность деталей машин. *Критерии работоспособности.*

Работоспособность это состояние изделия, при котором оно способно выполнять заданные функции, сохраняя значения своих параметров в пределах, установленных нормативно-технической документацией (ГОСТ 27.002-83).

Для того чтобы деталь могла выполнять заданные функции она должна иметь определенные свойства.

Свойства, которыми должна обладать деталь для выполнения своих функций, называются критериями работоспособности.

Таких критериев шесть: **прочность, жесткость, износостойкость, теплоустойчивость, виброустойчивость, коррозионная устойчивость.**

По одному или нескольким из этих критериев ведется расчет детали при проектировании.

1.5.1. Критерий работоспособности прочность

Прочность это способность детали сопротивляться разрушению при действии внешних нагрузок.

Работоспособность по этому критерию обеспечивается расчетами на прочность по нормам и правилам сопротивления материалов, выбором материала и его термической обработки для получения нужных механических характеристик.

Расчеты могут быть ориентировочные, проектные (проектировочные), проверочные.

Ориентировочные расчеты выполняются в тех случаях, когда нет полной информации о нагруженности и условиях работы детали, но необходимо получить ориентировку по её размерам или, наоборот, есть деталь и необходимо, хотя бы примерно, установить какую нагрузку она может выдержать.

При проведении проектных расчетов все внешние нагрузки на деталь и условия её работы известны, необходимо определить её размер в опасном сечении. Опасным считается сечение, в котором действуют наибольшие напряжения. Часто, при проектных расчетах, определяются размеры не только в наиболее нагруженных местах, но и в сечениях, определяющих размеры отдельных участков детали.

Для проведения ориентировочных и проектных расчетов обычно используется расчет по допускаемым напряжениям в форме

$$\sigma \leq [\sigma] \quad \text{или} \quad \tau \leq [\tau]$$

где σ и τ - действующие напряжения;

$[\sigma]$ и $[\tau]$ - допускаемые значения напряжений для данного материала в форме рассчитываемой детали при выбранной термообработке.

Для определения действующих напряжений составляются известные из курса сопротивления материалов уравнения прочности. Принимается, что действующее напряжение достигло предела и равно допускаемому. Поэтому в уравнения подставляются вместо действующих значения допускаемых напряжений и они решаются относительно требуемого геометрического параметра. По полученному значению этого параметра затем определяются другие размеры детали.

При выполнении ориентировочных расчетов, чтобы компенсировать отсутствие полной информации о нагруженности, принимают заниженные значения допускаемых напряжений или завышенные значения нагрузок.

Проверочный расчет выполняется в тех случаях, когда размеры детали и нагрузки на неё известны. Его проводят в форме расчета по коэффициентам запаса прочности

$$S_{\sigma} = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{\sigma} \geq [S_{\sigma}] \quad \text{или} \quad S_{\tau} = \frac{\tau_{\text{пред}}}{\tau} \geq [\tau]$$

где σ и τ - напряжения, действующие в детали;

$[S_{\sigma}]$ и $[\tau]$ - допускаемые значения коэффициентов запаса прочности;

$\sigma_{\text{пред}}$ и $\tau_{\text{пред}}$ - предельные напряжения для данного материала.

К моменту проведения проверочного расчета все размеры детали известны, поэтому этот вид расчетов дает наиболее точные результаты.

При переменном нагружении расчеты ведут в форме проверочных расчетов по коэффициентам запаса прочности, полученным при симметричном знакопеременном режиме нагружения (индекс - (-1))

$$S_{\sigma_{-1}} = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{\sigma_{\text{пер}}} \geq [S_{\sigma_{-1}}] \quad S_{\tau_{-1}} = \frac{\tau_{\text{пред}}}{\tau_{\text{пер}}} \geq [S_{\tau_{-1}}]$$

где $\sigma_{\text{пер}}$ и $\tau_{\text{пер}}$ - возникающие в детали переменные напряжения.

При периодическом нагружении это функции среднего σ_m , τ_m и амплитудного σ_a и τ_a значений напряжений. При случайном процессе нагружения это эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{экв}}$ и $\tau_{\text{экв}}$.

Эквивалентные напряжения это напряжения, возникающие при симметричном знакопеременном нагружении, действие которых на деталь, с точки зрения её повреждения, такое же, как реального процесса. Способы их вычисления зависят от характера процесса и вида детали.

Допускаемые напряжения определяются либо на основании опыта проектирования и эксплуатации подобных деталей, либо по выражению

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{\text{пред}}}{S} \quad \text{или} \quad [\tau] = \frac{\tau_{\text{пред}}}{S}$$

где $\sigma_{\text{пред}}$ и $\tau_{\text{пред}}$ - предельные напряжения для данного материала при выбранной термообработке;

S - коэффициент запаса прочности.

В качестве предельных напряжений при расчетах на прочность используются:

- σ_T и τ_T - для пластичных материалов при статическом нагружении;
- σ_B и τ_B - для хрупких материалов при статическом нагружении;
- σ_{-1} и τ_{-1} - при динамическом нагружении.

Коэффициенты запаса прочности можно определять по таблицам, составленным на основании опыта эксплуатации подобных деталей. При постоянном нагружении их обычно принимают в пределах:

$S = 1.2 - 1.5$ для пластичных материалов (однократные перегрузки выше

предела текучести не вызывают отказа детали);

$S \geq 3$ для хрупких материалов, т.к. даже однократное превышение предела прочности приводит к разрушению детали из такого материала.

При переменном нагружении коэффициент запаса прочности назначают обычно $S=1.3 \dots 2.5$. Это связано с тем, однократные перегрузки, характерные для переменного нагружения, не приводят к разрушению детали.

Когда достоверные данные из опыта эксплуатации отсутствуют, коэффициент запаса прочности можно устанавливать на основе дифференциального метода. В этом случае

$$S=S_1 \times S_2 \times S_3 \times \dots \times S_n$$

Таких сомножителей может быть много. Их количество зависит от числа факторов, которые должны быть, по мнению конструктора, учтены.

Обычно:

$S_1 = 1.0 \dots 1.5$ – коэффициент, учитывающий достоверность определения расчетных нагрузок;

S_2 – коэффициент, учитывающий однородность механических свойств детали или заготовки. Принимают $S_2 = 1.2 \dots 1.5$ для деталей из пластичного материала кованного или прокатанного, $S_2 = 1.5 \dots 2.5$ для литых и хрупких материалов.

$S_3 = 1.0 \dots 1.5$ – коэффициент, учитывающий специфические требования безопасности. Чем тяжелее возможные последствия поломки детали, тем больше величина этой составляющей.

Однако нужно помнить, что выбор частных коэффициентов достаточно произволен. Поэтому можно получить в результате такие значения их произведения, которые далеки от величин, требуемых и оправданных практикой. По этой причине дифференциальный метод не нашел широкого практического применения.

Для конструкций, разрушение которых опасно для жизни людей – грузоподъемные машины, сосуды, работающие под давлением, морские и речные суда, самолеты и вертолеты – коэффициенты запаса прочности и методы расчета регламентируются нормами специальных организаций. К ним относятся Государственный комитет по надзору за безопасным ведением работ в промышленности и горному надзору (Госгортехнадзор), Морской и Речной регистры и т.п. Нормативы этих органов обязательны для предприятий всех отраслей независимо от формы собственности.

1.5.2. Критерий работоспособности жесткость

Жесткость – способность детали сопротивляться изменению формы под действием внешних сил.

Жесткость характеризуется коэффициентом жесткости

$$c = \frac{\text{нагрузка}}{\text{деформация}}$$

или обратной величиной – коэффициентом податливости

$$\lambda = \frac{\text{деформация}}{\text{нагрузка}}$$

Эти коэффициенты определяют величину нагрузки для создания единичной деформации или величину деформации при единичной нагрузке.

Для нормальной работы детали необходимо, чтобы её деформации не превышали допустимых пределов, иначе нарушаются условия нормальной работы сопряженных элементов конструкций.

В ряде случаев требования жесткости определяют выбор материала детали. Например, вал можно изготовить из высококачественной легированной стали. Тогда его диаметр будет небольшим. Но при этом деформации такого тоненького вала будут большими, так как они зависят только от его диаметра. Чтобы их уменьшить, надо диаметр вала сделать большим. Но тогда его не нужно делать из высококачественной высокопрочной стали.

Иногда размеры конструкций назначаются, исходя из требований достаточной жесткости. Например, если станина металлорежущего станка не будет достаточно жесткой, то точно обработать деталь не удастся.

В массовом производстве окончательные размеры деталей определяются часто технологией производства: не жесткие детали нельзя закреплять не деформируя, нельзя обрабатывать с большими скоростями и подачами.

Работоспособность по этому критерию обеспечивается расчетами на жесткость по нормам и правилам сопротивления материалов или теории упругости в случае решения задач контактной (поверхностной) жесткости. Расчеты проводятся в форме проверочных по условию: действительная деформация должна быть меньше допустимой.

Допускаемые значения деформаций определяются из опыта эксплуатации. В некоторых случаях они регламентируются соответствующими стандартами.

1.5.3. Критерий работоспособности: износостойкость

Износостойкость - способность детали противостоять изнашиванию.

Изнашивание это процесс постепенного изменения размеров тела при трении, проявляющийся в отделении с поверхности детали частиц материала.

До 85% машин выходят из строя вследствие износа деталей.

Вследствие того, что сопрягаемые поверхности контактирующих деталей далеко не идеальные, соприкасаются они лишь в отдельных точках микропрофиля. Здесь возникают и нарушаются фрикционные связи. В зависимости от того, какие процессы протекают в этих местах, различают виды износа. Наиболее распространены следующие.

Механическое изнашивание. Оно происходит вследствие царапающего действия неровностей деталей или твердых посторонних частиц – абразивов, попавших в среду, в которой работают детали (абразивное изнашивание).

Молекулярно-механическое изнашивание при схватывании. Схватывание это молекулярное сцепление материалов при больших местных давлениях. Если в точках контакта микропрофилей деталей местное давление по каким-то причинам возрастает, то в этом месте пробивается масляный слой, возникает непосредственный металлический контакт поверхностей и возможно появление молекулярного сцепления. Последующее относительное перемещение поверхностей вызывает разрушение узлов схватывания и отрыв схватившихся частиц

от одной из поверхностей. Образовавшийся нарост при дальнейшем движении повреждает сопряженную поверхность. Нарост увеличивается достаточно быстро и может вызвать полную остановку элемента. Такой процесс называется заеданием. Оно наблюдается при высоких скоростях и давлениях и при плохой смазке. Особенно опасно для незакаленных трущихся поверхностей, изготовленных из одного материала.

Коррозионно - механическое изнашивание. В этом случае продукты коррозии истираются механическим путем вследствие колебательных перемещений контактирующих поверхностей. Колебательные перемещения появляются в результате вибраций или периодических деформаций элементов. Этот вид изнашивания характерен для соединений с натягом деталей передач с валами.

Изнашивание - многостадийный процесс. Изменение величины износа за весь срок службы детали можно представить кривой, отражающей три стадии изнашивания (рис.1.4).

Стадия 1 – приработочный износ. В этот период начальный (технологический) микрорельеф контактирующих поверхностей деталей переходит в эксплуатационный. Скорость износа (угол α_1) постепенно, по мере приработки, уменьшается до постоянной величины, характерной для периода нормальной эксплуатации.

В период приработки режим работы машины должен быть облегченным. Нужно исключить повышенные давления между

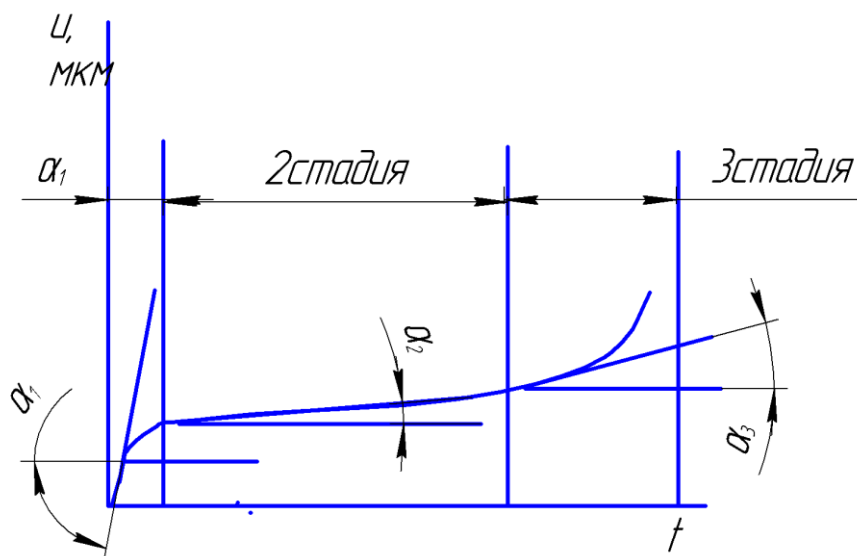


Рис.1.4. Стадии процесса изнашивания

контактирующими поверхностями, чтобы не произошло выдавливание смазки и заедание деталей.

Стадия 2 – износ периода нормальной эксплуатации. Скорость изнашивания (угол α_2) постоянна и чем она меньше, тем больше срок службы детали.

Стадия 3 – катастрофическое изнашивание. Скорость изнашивания (угол α_3) резко возрастает, увеличиваются зазоры в сопряжениях, уменьшается точность функционирования машины, возрастают динамические нагрузки,

снижается прочность, повышается шум, снижается к.п.д. В конечном итоге машина выходит из строя.

Износостойкость обеспечивается выбором материалов и их термообработки, подбором смазки, расчетами. Всеми этими вопросами занимается трибника (трибология).

На процесс изнашивания влияет очень большое число факторов. Огромную роль играет коэффициент трения. Разработка методов расчета требует большого количества объемных и сложных экспериментов. Это затрудняет создание методов непосредственного расчета износостойкости деталей. Чаще в машиностроении пользуются косвенными методами расчета. При этом ограничиваются удельное давление на контактирующих поверхностях и произведение удельного давления на скорость. Эти параметры не должны превышать допустимых значений, которые принимаются на основании опыта эксплуатации.

$$p \leq [p] \quad p \times v \leq [p \times v]$$

Удельные давления здесь моделируют силы трения, это ограничивает величину износа. Произведение удельного давления на скорость моделирует работу сил трения, это обеспечивает нормальный температурный режим. Сравнение с принятыми на основании опыта допускаемыми параметрами гарантирует нормальную работу конструкции. По этим условиям определяются размеры деталей.

1.5.4. Критерий работоспособности теплостойкость

Работа машины сопровождается выделением тепла. Это результат выполнения машиной рабочего процесса и трения в сопряжениях элементов. Нагрев вызывает понижение несущей способности материалов деталей, изменение зазоров в сопряжениях, понижение несущей способности масляного слоя, изменение свойств трущихся поверхностей.

Теплостойкость машины - это её способность сохранять заданный температурный режим в процессе работы.

Теплостойкость детали - это её способность выполнять требуемые функции при повышении температуры.

Для обеспечения работоспособности по этому критерию выполняются расчеты на нагрев. Обычно это несколько упрощенный расчет по уравнению теплового баланса: количество вырабатываемого машиной тепла $Q_{\text{выр}}$ должно быть меньше или равно количеству тепла, которое машина может отдать в окружающую среду $Q_{\text{отд}}$

$$Q_{\text{выр}} \leq Q_{\text{отд}}.$$

В результате этих расчетов определяется размер необходимой поверхности охлаждения или решается вопрос о применении специальных систем охлаждения, чтобы добиться работы машины при допустимой температуре.

1.5.5. Критерий работоспособности виброустойчивость

Виброустойчивость это способность конструкции работать в нужном диапазоне режимов без чрезмерных колебаний.

Вибрации вызывают дополнительные напряжения, которые, как правило, приводят к усталостному разрушению, возрастает шум машины, снижается

точность функционирования. Особенно опасен резонанс, когда частота изменения внешних нагрузок совпадает с собственной частотой детали. В связи с повышением рабочих скоростей машин опасность вибраций возрастает.

Работоспособность по этому критерию обеспечивается расчетами на колебания. В результате расчета определяются необходимые для нормальной работы моменты инерции и податливости деталей и конструкций.

Иногда, при необходимости работы в зарезонансной зоне, применяются специальные устройства – виброгасители.

1.5.6. Критерий работоспособности **коррозионная устойчивость**

Коррозия – процесс постоянного постепенного разрушения поверхностных слоев металла в результате окисления окружающей средой. Коррозия является причиной преждевременного разрушения многих конструкций. Из-за коррозии теряется ежегодно до 10% выплавленного металла. Особенно опасна она для поверхностей трения и деталей, работающих при переменном нагружении.

Для защиты от коррозии применяются антикоррозионные покрытия, изготавливают детали из специальных, устойчивых к воздействиям данной окружающей среды материалов, повышают качество обработки поверхностей. Например, полирование резко повышает коррозионную устойчивость.

1.6. *Надежность деталей машин*

Это свойство объекта выполнять требуемые функции, сохраняя во времени значения эксплуатационных параметров в пределах, установленных нормативно – технической документацией, при заданных условиях технического обслуживания, ремонта, хранения и транспортирования.

Основные причины, определяющие надежность, имеют вероятностный характер. Это отклонения от номинальных размеров, разброс характеристик прочности материалов, отклонения от расчетных режимов эксплуатации и подобные другие.

При проектировании закладываются основы надежности: плохо продуманные, неотработанные по различным критериям работоспособности конструкции, не могут быть надежными.

При производстве обеспечиваются все факторы, влияющие на надежность, заложенные конструктором в проектной документации.

При эксплуатации реализуется надежность изделия.

Надежность это сложное, комплексное понятие. Она **определяется безотказностью, долговечностью, ремонтпригодностью и сохраняемостью изделия.**

Отказ это потеря работоспособности.

Безотказность – способность изделия сохранять работоспособность в течении некоторой наработки.

Наработка это продолжительность работы изделия или объем выполненной им работы.

Основным показателем безотказности является вероятность безотказной работы $P(t)$, т.е. вероятность того, что в пределах заданной наработки t отказ изделия не наступит. Значения вероятности безотказной работы могут быть в пределах

$$0 \leq P(t) \leq 1$$

Например, если вероятность безотказной работы $P(1000) = 0.95$, то это означает, что из всех машин данной партии 95% отработают 1000 часов, а 5% не сумеют этого сделать.

Очевидно, что значение вероятности безотказной работы изношенной машины меньше, чем новой.

Вероятность безотказной работы сложной машины, состоящей из отдельных элементов с различным уровнем надежности, определяется в зависимости от способа их соединения. В простейшем случае, при последовательном соединении n элементов, вероятность безотказной работы определяется произведением

$$P(t) = P_1(t) \times P_2(t) \times \dots \times P_n(t)$$

где $P_i(t)$ - вероятность безотказной работы i - того элемента.

Этот случай наиболее характерен для машиностроения. Чаще всего машина это последовательно соединённые агрегаты

Анализируя эту формулу, можно отметить следующее:

- надежность подобной сложной системы всегда меньше надежности самого слабого элемента;
- чем больше элементов имеет система, тем ниже её надежность.

Вероятность безотказной работы вновь спроектированной машины определяется либо аналитическими методами, либо экспериментально-аналитическими. В последнем случае аналитические методы дополняются и корректируются по результатам испытаний опытных образцов изделий.

Долговечность это способность изделия сохранять работоспособность до наступления предельного состояния при установленной системе технического обслуживания и ремонтов.

Предельное состояние – состояние, при котором эксплуатация объекта должна быть прекращена из-за неустранимого нарушения требований техники безопасности или неустранимого ухода технических параметров за пределы, установленные нормативно-технической документацией.

Эксплуатация машины это многократное повторение трёх периодов: эксплуатация – отказ – ремонт (восстановление работоспособности). Долговечность характеризует возможное количество таких циклов. Основным показателем долговечности элемента или детали является его срок службы (наработка или ресурс) до отказа. После этого деталь должна заменяться или ремонтироваться.

Предельное состояние всей машины определяется экономическими факторами: моральным износом или затратами, зависящими от физического износа машины.

Моральный износ машины вызывается тем, что она перестает соответствовать социальным и техническим требованиям: машина не достаточно автоматизирована, не дает необходимой точности, не обеспечивает нужной производительности, её оформление не соответствует современным эстетическим требованиям.

Физический износ машины приводит к тому, что затраты на её восстановление становятся больше затрат на приобретение новой машины.

Соответственно этому применяются две системы показателей долговечности: во – первых, ресурс (или срок службы), связанный с выходом за допустимые пределы основных технических характеристик, во – вторых, показатели, оценивающие соотношение времени работы машины и времени, необходимого на её восстановление (а по времени можно оценить и затраты на ремонт). Например, коэффициент технического использования, который характеризует вероятность того, что машина в данный момент времени работает, а не ремонтируется

$$k_{\text{ти}} = \frac{T_{\text{раб}}}{T_{\text{раб}} + T_{\text{рем}_i}}$$

где $T_{\text{раб}}$ - время работы машины;

$T_{\text{рем}_i}$ - продолжительность i -того ремонта.

Для многих машин большое значение имеет ремонтпригодность. Это свойство изделия, которое заключается в его приспособленности к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем проведения технического обслуживания и ремонтов.

Конструкция должна обеспечивать легкую доступность к узлам и деталям для осмотра или замены. Сменные детали должны быть взаимозаменяемы с запасными частями. Желательно при конструировании выделять ремонтные узлы. Замена поврежденного узла работоспособным значительно сокращает время простоя.

Ремонтпригодность обеспечивается на стадии проектирования соответствующей компоновкой сборочных единиц машины.

Сохраняемость это способность изделия сохранять работоспособность в процессе хранения и транспортировки. Обеспечивается в процессе конструирования созданием конструкций соответствующей жесткости и коррозионной устойчивости.

1.7. Технологичность деталей машин

Технологичной называется конструкция, которая изготавливается с минимальными затратами труда и материалов в условиях данного производства.

Контрольные вопросы

1.1. Понятия: машина, механизм, деталь, сборочная единица. Структура машины. Понятие деталей машин общего назначения. Основные группы деталей машин общего назначения.

1.2. Стадии разработки машины.

1.3. Понятия: проектирование и конструирование, стандартизация и унификация, агрегатирование. Преимущество при проектировании и конструировании.

1.4. Критерии работоспособности деталей машин.

1.5. Нагрузки, действующие на детали машин.

1.6. Прочность как критерий работоспособности.

- 1.7. Жесткость, виброустойчивость, теплостойкость и коррозионная устойчивость как критерии работоспособности.*
- 1.8. Износостойкость как критерий работоспособности.*
- 1.9. Допущения, возможные при инженерных расчетах.*
- 1.10. Виды инженерных расчетов.*
- 1.11. Основные принципы составления расчетных схем.*
- 1.12. Методы определения коэффициентов запаса при инженерных расчетах.*
- 1.13. Коэффициенты запаса при постоянном и переменном нагружении, для хрупких и пластичных материалов.*
- 1.14. Надежность деталей машин: основные понятия. Технологичность деталей машин.*

2.Соединения деталей машин

2.1.Классификация соединений

Детали и сборочные единицы в машине взаимодействуют, связаны друг с другом.

Связи могут быть подвижные - шарниры, подшипники, зацепления. Это различные кинематические пары. В кинематических парах детали перемещаются одна относительно другой.

Связи могут быть неподвижные. В этом случае детали, образующие связь, неподвижны относительно друг друга. Такие связи в машиностроении называются соединениями.

Условие работоспособности соединений – неподвижность соединяемых деталей относительно друг друга. Смещение хотя бы одной детали – отказ соединения.

Соединения могут быть разъемные и неразъемные.

Разъемные соединения это такие, которые можно разобрать без разрушения составляющих соединение деталей и повторно собрать. К ним относятся: резьбовые, клеммовые, клиновые, шпоночные, зубчатые или шлицевые, штифтовые соединения.

Неразъемные соединения без разрушения образующих их деталей разобрать нельзя. Это: сварные, заклёпочные, клеевые, паяные, соединения с гарантированным натягом.

2.2. Резьбовые соединения

Это разъемные соединения, образованные с помощью деталей, имеющих резьбу. Резьба может быть нанесена непосредственно на соединяемые детали, но часто для образования резьбовых соединений применяются специальные элементы: болты, винты, шпильки, гайки, шайбы, различные стопорные детали.

2.2.1. Резьба

Резьба образуется при перемещении плоского контура по винтовой линии.

Винтовая линия это наклонная плоскость, обернутая вокруг поверхности, имеющей ось вращения.

Можно сказать, что винтовая линия это не что иное как клин, обернутый вокруг какой-то поверхности. Только у клина два недостатка: нужно много места для его установки и его нужно забивать. У резьбы этих недостатков нет. Резьбовую деталь забивать не нужно, её нужно вращать. Поэтому места для неё нужно значительно меньше, чем для клина.

Если поверхность, на которую нанесена винтовая линия, цилиндрическая, то резьба – цилиндрическая, если поверхность коническая, то резьба – коническая.

Если винтовая линия на наружной поверхности, то резьба наружная, на внутренней – внутренняя.

По направлению винтовой линии различают:

- правую резьбу, когда винтовая линия идет вверх слева направо;
- левую резьбу, когда винтовая линия идет вверх справа налево.

Наиболее распространена правая резьба.

Если на поверхности имеются две или больше винтовых линий и по каждой движется плоский контур, то это резьба, имеющая, соответственно, два и более захода – многозаходная резьба.

Плоский контур определяет профиль резьбы. В зависимости от формы профиля различают резьбы (см. рис.2.1):

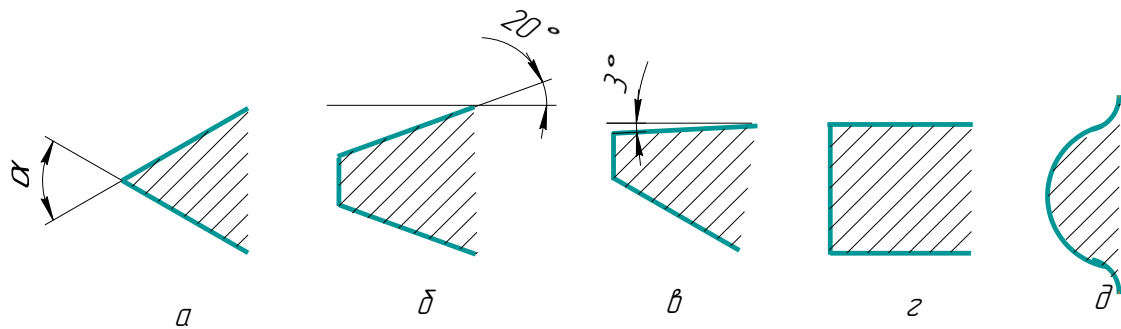


Рис.2.1. Формы профиля резьбы

а) треугольная; если угол заострения $\alpha = 60^\circ$ - резьба метрическая, если $\alpha = 55^\circ$ - резьба дюймовая; б) трапецеидальная; в) упорная; г) прямоугольная; д) круглая.

По назначению различают резьбы крепёжные - это треугольные и

круглая резьбы и ходовые – трапецеидальная, упорная, прямоугольная. Все крепёжные резьбы, как правило, однозаходные, ходовые – могут быть с разным числом заходов.

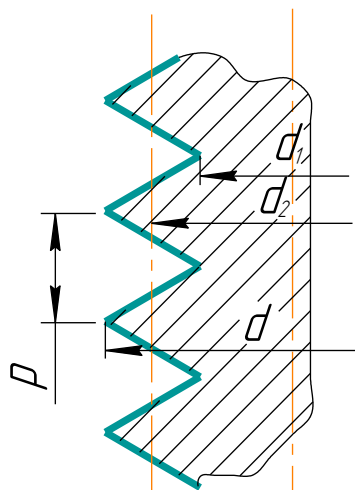


Рис.2.2.Параметры резьбы

Кроме указанного, резьбы характеризуются следующими параметрами (рис.2.2.).

Диаметрами:

- d (D) – наружным (в скобках для гайки);
- d_1 (D_1) – внутренним;
- d_2 (D_2) – средним;
- P - шагом; шаг – расстояние между одноименными точками профиля резьбы.

Если резьба многозаходная, вместо шага для характеристики резьбы используется ход H

$$H = P \times z$$

где z – число заходов резьбы.

Если развернуть поверхность с нанесенной на неё винтовой линией на плоскость, то получим наклонную плоскость, которую раньше наворачнули на эту поверхность. Таким образом, развёртка одного витка винтовой линии на плоскость даст треугольник (см. рис. 2.3).

В этом треугольнике угол подъема винтовой линии определяется из выражения

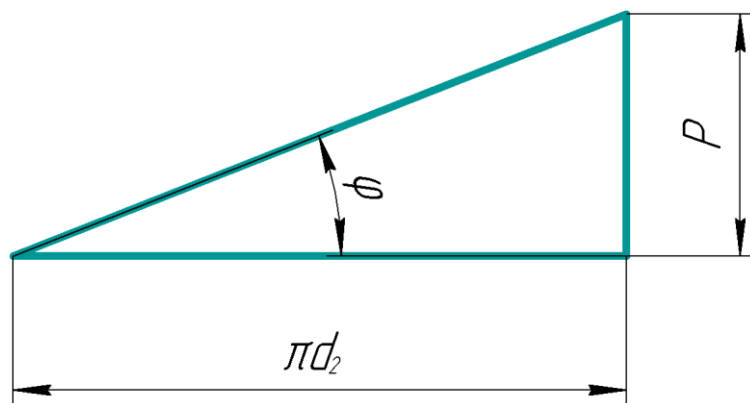


Рис.2.3. Развертка винтовой линии на плоскость

$$\operatorname{tg} \varphi = \frac{P}{\pi d_2}$$

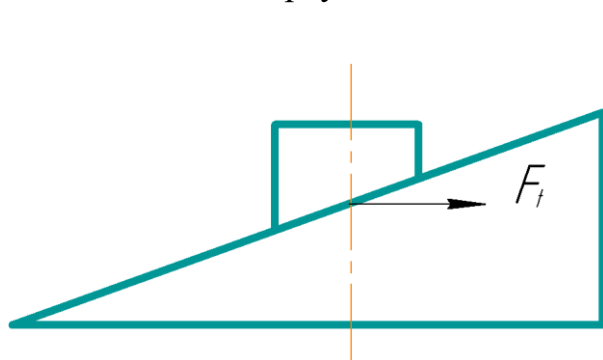
Это еще один параметр, характеризующий резьбу.

Параметры резьб стандартизированы для всех резьб, кроме прямоугольной. Для прямоугольной резьбы все геометрические параметры определяют инженером.

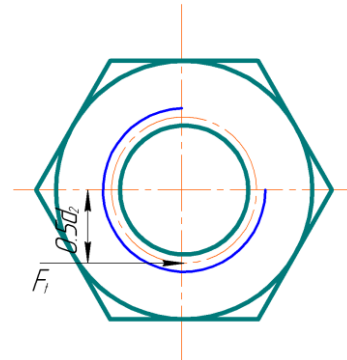
Основная крепежная резьба в РФ – метрическая.

2.2.2. Модель резьбового соединения

Итак, резьба это винтовая линия на поверхности вращения, по которой движется плоский контур, определяющий её профиль. Развертка резьбы винта на плоскость даёт треугольник. Поэтому естественно в качестве модели



2.4. Модель резьбового соединения



2.5 Окружное усилие, действующее на гайку

резьбы винта предложить треугольник, а в качестве модели гайки – ползун, который движется по наклонной плоскости, т.е. по резьбе (см. рис 2.4).

При затяжке гайки она вращается **окружной силой** F_t , приложенной по среднему диаметру резьбы (см. рис.2.5). При этом ползун (гайка) поднимается по наклонной плоскости. Если гайка отпускается - ползун спускается вниз. Так как гайка вращается, то на модели усилие F_t должно быть приложено к ползуну (см. рис 2.4) в соответствующую сторону.

2.2.3. Силовые соотношения в резьбе: силы

При затяжке резьбового соединения витки резьбы гайки давят на витки резьбы винта. Если бы гайка была неподвижна, то усилие взаимодействия Q

винта и гайки было бы направлено по их общей нормали n-n. Но гайка при затяжке вращается и поэтому усилие взаимодействия Q отклоняется от общей нормали n-n в сторону движения на угол трения ρ (рис.2.6).

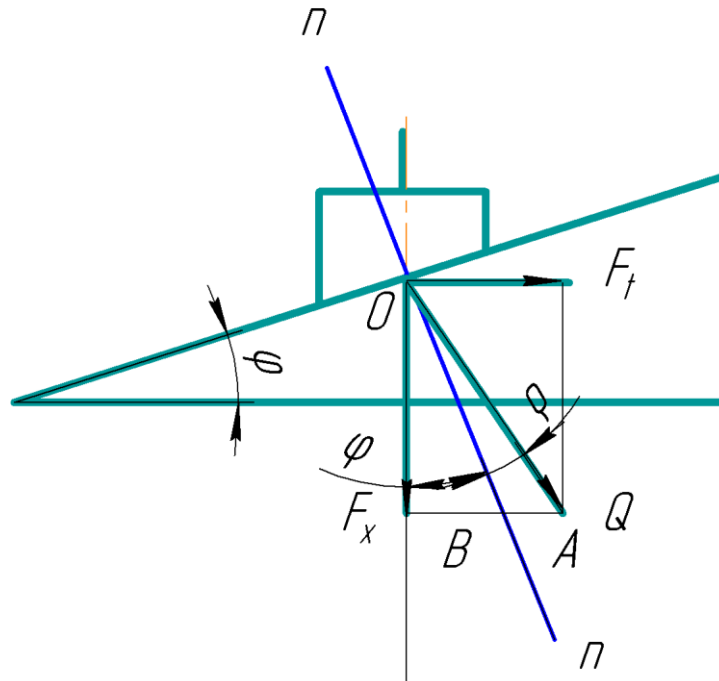


Рис.2.6. Силовые соотношения в резьбе: силы

Из треугольника OAB получаем, что

$$F_t = F_x \operatorname{tg}(\phi + \rho).$$

То есть, для того, чтобы получить **усилие затяжки** или **осевое усилие** F_x , нужно гайку вращать **окружным усилием** F_t .

Предположим, что угол подъема ϕ равен нулю, т.е. $\phi = 0$, тогда

$$F_t = F_x \times \operatorname{tg} \rho = F_x \times f = F_{\text{тр}}$$

так как $\operatorname{tg} \rho = f$, где f – коэффициент трения между витками резьбы винта и гайки.

То есть составляющая, определяемая углом трения ρ , это сила трения между витками резьбы винта и гайки.

Но сила трения – это произведение нормального давления на коэффициент трения. Если рабочая грань резьбы не перпендикулярна создающему

трение усилию затяжки F_x (рис.2.7), то сила трения

$$F_{\text{тр}} = N \times f.$$

Из треугольника ABC (см.рис.2.7) $N = \frac{F_x}{\cos \frac{\alpha}{2}}$

и тогда

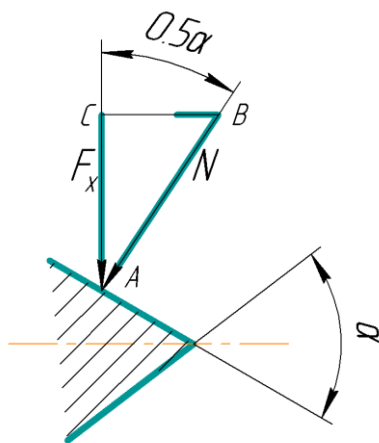


Рис.2.7. Определение силы трения

$$\frac{F_x}{\cos \frac{\alpha}{2}} \times f = F_x \times \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = F_x \times f',$$

а так как $f' = \operatorname{tg} \rho'$, то получаем для общего случая

$$F_t = F_x \operatorname{tg} (\varphi + \rho').$$

Обратите внимание, в это выражение входят величины, учитывающие подъём резьбы φ и трение в резьбе - ρ' . Поэтому величина усилия, необходимого для вращения гайки, зависит от двух параметров: подъема резьбы и трения между витками резьбы винта и гайки.

2.2.4. Силовые соотношения в резьбе: моменты

Для затяжки резьбового соединения нужно вращать гайку. Это делает рабочий с помощью, чаще всего, рожкового ключа. Ключом он создаёт **момент затяжки** $T_{\text{зат}}$ (рис.2.8). Момент затяжки

$$T_{\text{зат}} = P_{\text{раб}} \times L_{\text{кл}}$$

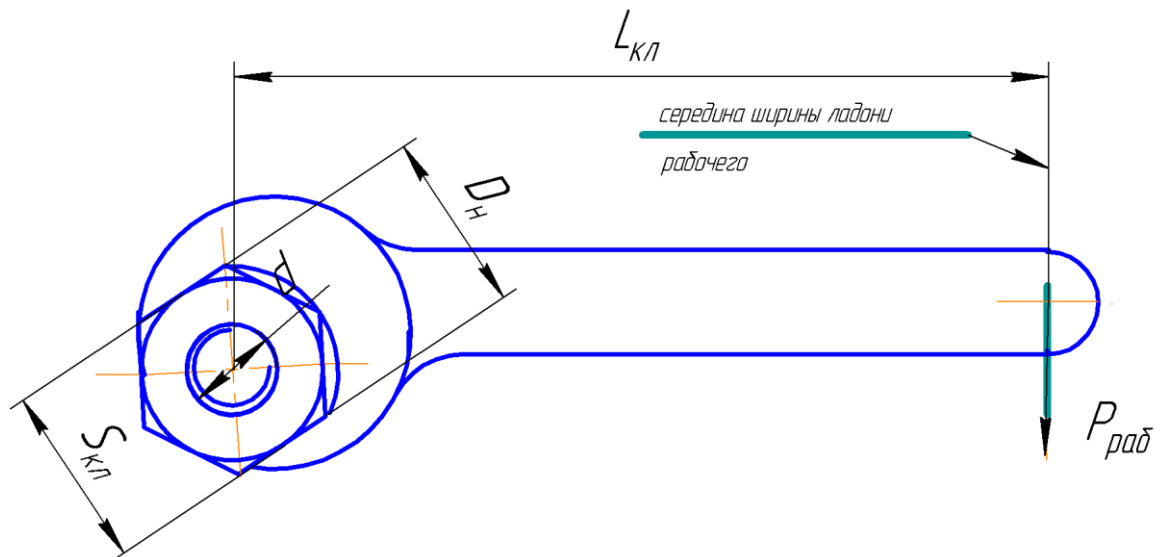


Рис 2.8. Затяжка соединения рожковым ключом

С помощью этого момента рабочий преодолевает сопротивление в резьбе T_p и на опорной поверхности гайки $T_{\text{оп}}$. Опорная поверхность это та, которой гайка прижимается к соединяемой детали. Таким образом

$$T_{\text{зат}} = T_p + T_{\text{оп}}.$$

Поскольку усилие для движения гайки приложено на среднем диаметре, момент сопротивления в резьбе равен

$$T_p = F_t \times \frac{d_2}{2} = F_x \times \frac{d_2}{2} \times \operatorname{tg}(\varphi + \rho')$$

Момент трения на опорной поверхности $T_{\text{оп}}$ определяется трением на опорной поверхности гайки. Существует два способа его определения: точный и приближенный.

Силы трения появляются вследствие прижатия гайки к детали усилием затяжки F_x . Опорная поверхность гайки – кольцо с наружным диаметром D_n , равным размеру под ключ $S_{\text{кл}}$ и внутренним d , равным номинальному диа-

метру резьбы (см. рис.2.8). Тогда удельное давление на поверхности контакта (предполагаем, что силы трения равномерно распределены по поверхности контакта)

$$p = \frac{F_x}{A_{\text{он}}} = \frac{4F_x}{\pi} (D_H^2 - d^2). \quad (1)$$

Точный способ.

Возьмём элементарное кольцо радиусом r и шириной dr (рис.2.9).

Площадь такого кольца $dA = 2\pi r dr$.

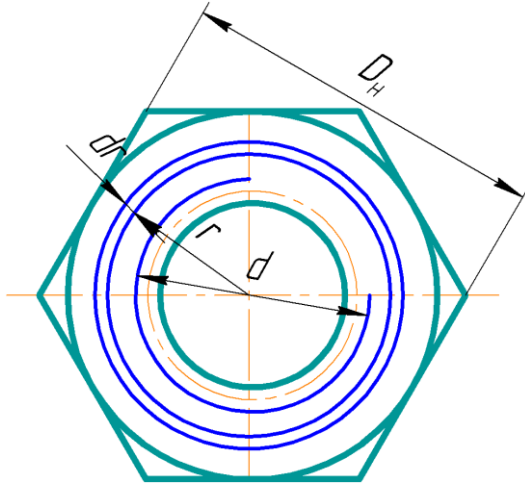


Рис.2.9. Определение момента сил трения на опорной поверхности гайки

Сила трения на элементарном кольце $dF_{\text{тр}} = 2\pi r dr \times p \times f$.

Опорный момент элементарной силы трения $dT_{\text{оп}} = dF_{\text{тр}} \times r = 2\pi r dr p f \times r$.

Для интегрирования заменяем фиксированное значение r на текущее переменное ρ , которое может изменяться в пределах от $d/2$ до $D_H/2$ (рис.2.9). Таким образом получаем

$$T_{\text{оп}} = \int_{d/2}^{D_H/2} 2\pi p f \rho^2 d\rho = 2\pi p f \int_{d/2}^{D_H/2} \rho^2 d\rho = 2\pi p f \frac{\rho^3}{3} \Big|_{d/2}^{D_H/2}$$

Подставляя в это выражение значение p из формулы (1), и, заменяя ρ его возможными нижним и верхним значениями, полу-

чим окончательно для опорного момента

$$T_{\text{оп}} = \frac{1}{3} F_x f \frac{D_H^3 - d^3}{D_H^2 - d^2}. \quad (2)$$

Приближенный способ.

Предположим, что эти силы трения приложены на среднем диаметре опорной поверхности гайки (рис.2.10). Величина этих сил

$$F_{\text{тр}} = F_x \times f.$$

Тогда момент сил трения

$$T_{\text{оп}} = F_x \times f \times \frac{d_{\text{ср}}}{2}, \quad (3)$$

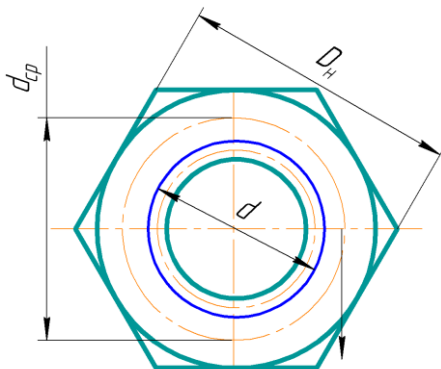


Рис.2.10. Приближенный метод определения $T_{\text{оп}}$

$$\text{где } d_{\text{ср}} = \frac{D_H + d}{2}.$$

По сравнению с формулой (2) формула (3) при технических расчетах даёт вполне достаточную точность.

2.2.5. Самоторможение резьбовых соединений

Самоторможение резьбовых соединений проявляется в том, что затянутая гайка самопроизвольно не отпускается (т.е. не откручивается). Для того чтобы её открутить нужно приложить усилие F_t . Таким образом, если резьба самотормозящаяся, то необходимо чтобы $F_t > 0$.

Применительно к модели резьбового соединения всё это означает, что для того, чтобы ползун, который моделирует гайку, сползал вниз по наклонной плоскости, к нему нужно приложить окружное усилие $F_t > 0$. Так как соединение затянуто, на его детали действует вертикальное усилие F_x (рис.2.11).

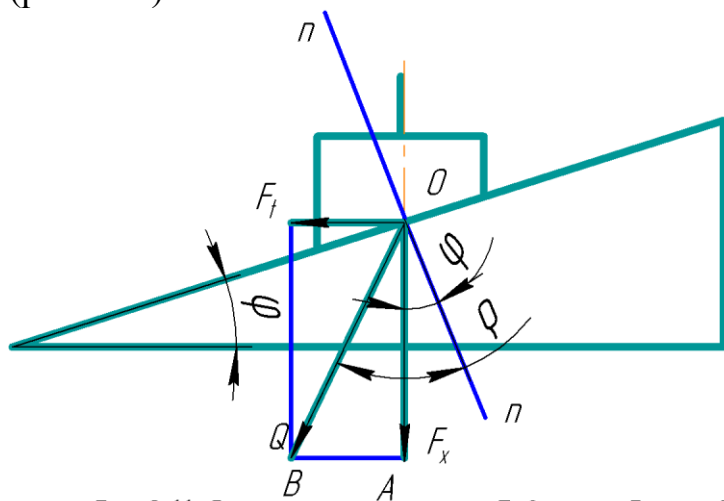


Рис.2.11. Самоторможение резьбовых соединений

Усилиями $F_t > 0$ заставляем гайку двигаться. Тогда равнодействующая витков винта и гайки относительно нормали n - n смещается в сторону движения на угол трения ρ . Из треугольника ABO получаем, что

$$F_t = F_x \operatorname{tg}(\rho - \varphi) > 0.$$

Так как F_x всегда положительно, это неравенство будет выполняться при условии, что $\operatorname{tg}(\rho' - \varphi) > 0$. Таким образом,

условие самоторможения $\rho > \varphi$.

Для метрических резьб $\rho \approx 2.5^\circ$. Обычно винт и гайка стальные, поэтому коэффициент трения между ними $f \approx 0.1$, что соответствует углу трения $\rho \approx 5.7^\circ$ (угол трения здесь приводить не нужно). Как видно из этих значений условие самоторможения для метрической резьбы выполняется.

Приведенную разницу между углами можно ещё увеличить, если применить резьбу с мелким шагом. Это уменьшит угол подъема резьбы (см. рис.2.3) и усилит эффект самоторможения. Именно с этой целью применяются резьбы с уменьшенными шагами в машиностроении.

2.2.6. Коэффициент полезного действия винтовой пары

Коэффициент полезного действия это отношение полезной работы $A_{\text{пол}}$ к затраченной $A_{\text{затр}}$

$$\eta = A_{\text{пол}} / A_{\text{затр}}.$$

При затягивании гайки полезная работа заключается в том, что усилие затяжки переместилось на шаг P , т.е.

$$A_{\text{пол}} = F_x \times P = F_x \times \pi d_2 \times \operatorname{tg} \varphi$$

Затраченная работа - это работа, которую проделал рабочий, вращая гайку, т.е.

$$A_{\text{затр}} = F_t \times \pi d_2 = F_x \times \operatorname{tg}(\varphi + \rho') \times \pi d_2.$$

Таким образом, к.п.д. винтовой пары

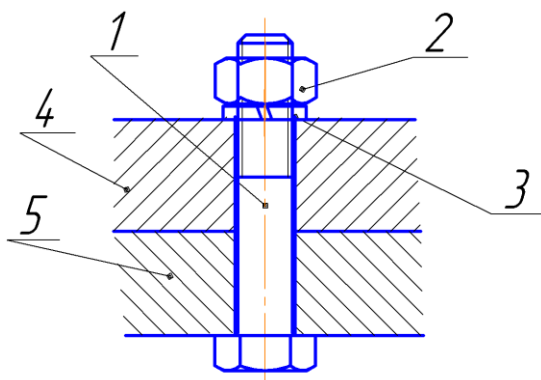
$$\eta = \frac{F_x \times \pi d_2 \times \operatorname{tg} \varphi}{F_x \times \operatorname{tg}(\varphi + \rho') \times \pi d_2} = \frac{\operatorname{tg} \varphi}{\operatorname{tg}(\varphi + \rho')}.$$

Обратите внимание, в знаменателе этого выражения учитываются только подъем на шаг резьбы и трение в резьбе. Для того, чтобы учесть потери на торце гайки при её завинчивании, нужно увеличить знаменатель, ввести в него потери на трение на торце гайки. Поэтому к.п.д. винтовой пары всегда выше, чем к.п.д. болтового соединения.

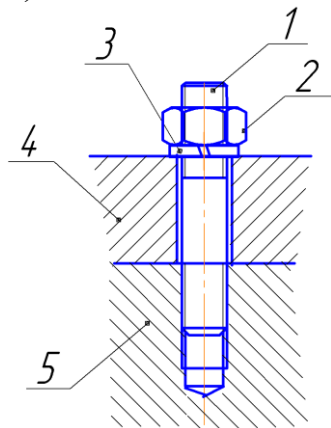
2.2.7. Классификация резьбовых соединений

1. По конструкции различают:

а) болтовые соединения

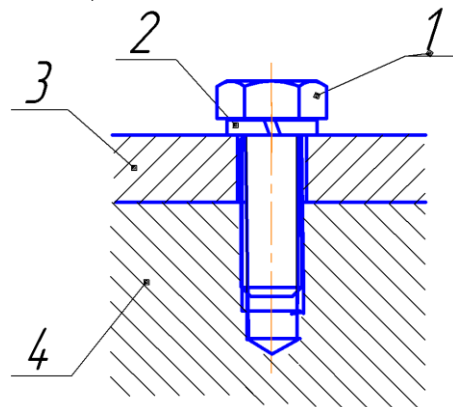


- 1 - болт;
2 - гайка;
3 - шайба пружинная;
4, 5 - соединяемые детали;
в) соединения шпильками



1 - шпилька; 2 - гайка; 3 - шайба пружин. Например, рым - болт

б) винтовые соединения



- 1 - винт;
2 - шайба пружинная;
3, 4 - соединяемые детали;

г) соединения специальными резьбовыми деталями

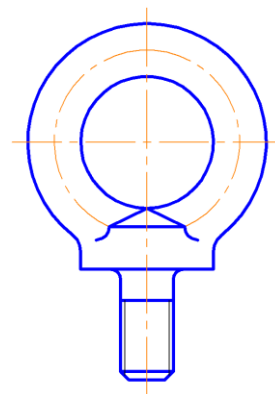


Рис.2.12. Конструктивные разновидности резьбовых соединений

Болтовые соединения (см. рис.2.12.а) применяются тогда, когда толщина соединяемых деталей примерно одинаковая.

Если одна из деталей значительно толще другой или нужно прикрепить какую-нибудь деталь к массивному корпусу, то применяют винтовые соединения (см. рис.2.12.б).

Если деталь, прикрепляемую к корпусу, нужно часто снимать, то применяют соединения шпильками. Особенно в тех случаях, когда корпус выполнен из цветного металла (см.рис.2.12.в).

Для транспортировки тяжелых изделий в них вкручиваются рым – болты(см.рис.2.12.г), в отверстие которых затем продергивается канат.

Возможны и другие конструктивные разновидности.

2. По числу болтов в соединении различают одноболтовые и многоболтовые соединения.

3. По способу сборки выделяют напряженные и ненапряженные соединения.

Напряженные это такие соединения, в элементах которых ещё до приложения внешней (полезной) нагрузки уже созданы какие-то напряжения в результате предварительной затяжки. При создании предварительной затяжки детали прижимаются друг к другу и на стыке их возникают силы трения. То есть, это такие соединения, в которых неподвижность соединяемых деталей обеспечивается силами трения между ними.

Ненапряженные - это соединения, которые не нуждаются в предварительной затяжке. Неподвижность соединяемых деталей в этом случае обеспечивается прочностью стержня болта. Такие соединения не затягиваются, а лишь подтягиваются, чтобы соединяемые детали не разъединялись.

4. По характеру передаваемой нагрузки резьбовые соединения могут быть предназначены для восприятия постоянной, статической, или переменной, динамической, нагрузки.

2.2.8. Стандартизация элементов резьбовых соединений

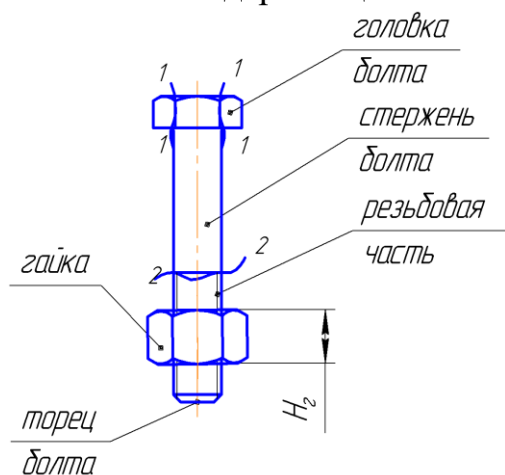


Рис.2.13. Элементы болта

При затяжке болта его головка может срезаться по сечению 1-1, а в стержне (сечение 2-2) возникают напряжения растяжения и кручения (рис.2.13).

Размеры болтов подобраны так, чтобы обеспечить равнопрочность стержня и головки болта.

Исследованиями Н.Е. Жуковского установлено, что осевая нагрузка на резьбовое соединение распределяется по виткам резьбы гайки неравномерно. Как видно из рисунка 2.14 наиболее нагружен (до 34% осевой нагрузки) пер-

Стандартизованы не только резьбы, но и детали, образующие резьбовые соединения: болты, винты, гайки, шайбы. Стандартизованы также элементы деталей: головки болтов могут быть шестигранные, круглые, квадратные, с внутренним шестигранником и др.; торцы болтов могут быть: плоские, полукруглые, конические, плоские с конической фаской и др., стержни болтов могут быть нормальными, с цилиндрическим или квадратным подголовником.

При затяжке болта его головка может срезаться по сечению 1-1, а в

вый виток резьбы гайки. Но уже на шестом витке не более 7% осевой нагрузки. Поэтому делать гайки с большим числом витков нецелесообразно. Обычно высота стандартной гайки нормальной $H_f \approx 0.8d$.

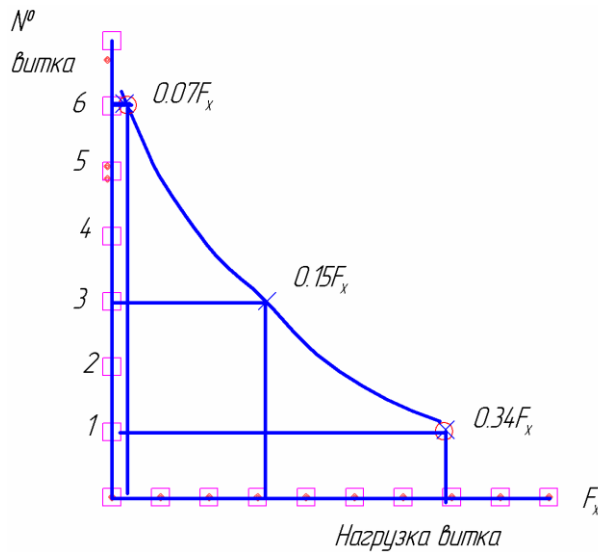


Рис.2.14. Нагрузка на витки гайки

Стандартом предусмотрены также низкие гайки с высотой $H_f \approx (0.5 \dots 0.6)d$, высокие гайки с высотой $H_f \approx 1.2d$ и особо высокие $H_f \approx 1.8d$.

Поскольку при стандартизации обеспечивается равнопрочность деталей, нет смысла при проектировании соединений вести их расчет по всем возможным видам деформаций. Достаточно просчитать один какой-нибудь элемент по одной из возможных деформаций. Проще всего это сделать, определяя диаметр стержня болта.

Размеры остальных элементов соединения принимаются по соответствующим стандартам по полученному диаметру резьбы.

2.2.9. Напряжения, возникающие в стержне болта при его затяжке

В процессе затяжки резьбового соединения возникает осевая сила, сжимающая детали. Реакция деталей на это сжатие растягивает стержень болта. При этом витки резьбы гайки прижимаются к виткам резьбы болта на участке, где они контактируют (говорят - на длине свинчивания). Раз есть прижатие (нормальное давление одной поверхности на другую) значит появляются силы трения. При вращении гайки в процессе затяжки, возникает момент этих сил трения, который увлекает за собой стержень болта. Таким образом, стержень болта не только растягивается во время затяжки соединения, но и скручивается моментом сил сопротивления движению в резьбе. В соответствии с четвертой теорией прочности суммарное напряжение в этом случае

$$\sigma = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{кр}^2},$$

где: напряжения растяжения $\sigma_p = \frac{4F_x}{\pi d_1^2};$

напряжения кручения $\tau_{кр} = \frac{T_p}{W_\rho} = \frac{F_x \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\varphi + \rho')}{\frac{\pi d_1^3}{16}}.$

Поэтому получаем после подстановки и преобразований

$$\sigma = \sqrt{\left(\frac{4F_x}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{8F_x d_2 \operatorname{tg}(\varphi + \rho')}{\pi d_1^3}\right)^2} = \frac{4F_x}{\pi d_1^2} \sqrt{1 + 3\left(\frac{2d_2 \operatorname{tg}(\varphi + \rho')}{d_1}\right)^2} = \sigma_p K$$

$$\text{где } K = \sqrt{1 + 3\left(\frac{2d_2 \operatorname{tg}(\varphi + \rho')}{d_1}\right)^2} - \text{коэффициент, учитывающий дополни-}$$

тельные напряжения от кручения. Как видно из выражения, он зависит от геометрической формы резьбы (в выражение входят d_1 , d_2 , φ) и, в некоторой степени, от материала деталей (в выражение входит ρ'). Например, для метрической резьбы $K=1.25 \dots 1.35$.

Таким образом, при затяжке соединения напряжения в стержне

$$\sigma = \sigma_p K.$$

Значит напряженные (т.е. предварительно затянутые) соединения всегда рассчитываются на растяжение с учётом кручения.

2.2.10. Алгоритм расчета одиночных резьбовых соединений при постоянной нагрузке

1. Анализ конструкции с целью установить напряженное или ненапряженное это соединение (т.е. нужна предварительная затяжка или нет). Вспомним: соединение работоспособно, пока его элементы неподвижны, нарушение зазора – отказ, т.к. детали сдвинулись.

Если пришли к выводу, что соединение напряженное.

2. Составить уравнение, связывающее условие работоспособности соединяемых деталей и усилие предварительной затяжки соединения (т.е. усилие прижатия одной детали к другой). Из этого уравнения найти требуемое усилие предварительной затяжки F_{x0} .

3. Выбрать материал и определить допускаемое напряжение.

4. Определить расчетный минимально возможный внутренний диаметр резьбы болта d'_1

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4F_x K}{\pi[\sigma]}}.$$

5. По стандарту на принятую резьбу найти ту резьбу, у которой внутренний диаметр d_1 ближайший больший к полученному расчетному d'_1 .

Это и будет искомый результат.

Если пришли к выводу о том, что проектируемое соединение ненапряженное.

2. Составить условие прочности, при котором обеспечивается неподвижность соединяемых деталей.

3. Выбрать материал и определить допускаемые напряжения.

4. Из уравнения прочности определить расчетный диаметр стержня болта d'_c , если условие неподвижности соединяемых деталей - прочность

стержня при срезе; внутренний диаметр резьбы d'_1 , если условие неподвижности соединяемых деталей - прочность стержня при растяжении.

5. Если определялся диаметр стержня d'_c , то необходимо принять его величину d_c ближайшей большей целой к полученному значению d'_c и после этого проверить его и соединяемые детали на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{F_x}{d_c \delta} \leq [\sigma_{см}]$$

где δ – минимальная толщина одной из соединяемых деталей.

Номинальный (или наружный) диаметр резьбы d в этом случае принимается

$$d = d_c - (1 \dots 2) \text{ мм}$$

в соответствии со стандартом на резьбу.

Если производился расчет на растяжение, то определяется расчетный внутренний диаметр резьбы болта

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4F_x}{\pi[\sigma]}},$$

а затем принимается по соответствующему стандарту такая резьба, у которой внутренний диаметр ближайший больший к полученному.

2.2.11. Пример1

Определить диаметр болта в соединении, приведенном на рис. 2.15.

Действуем в соответствии с алгоритмом.

1. Анализ конструкции с целью установить напряженное это соединение или нет.

Болт установлен с зазором. Чтобы этот зазор не нарушился после приложения внешней сдвигающей нагрузки, до этого нужно прижать детали одну к другой так, чтобы сдвигающие усилия P были меньше, чем действующие на стыке деталей силы трения $F_{тр}$. Поэтому это соединение требует предварительной затяжки и, следовательно, это напряженное соединение.

2. Составить уравнение, связывающее условие работоспособности со-

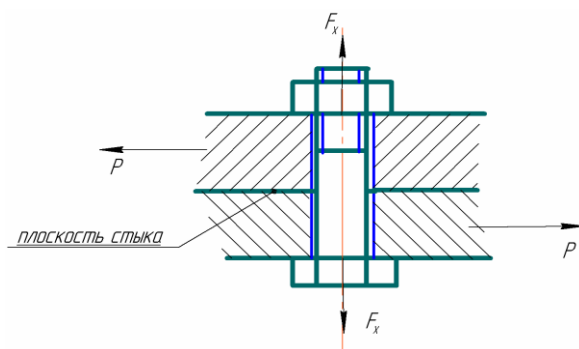


Рис.2.15. К примеру №1

единяемых деталей и усилие предварительной затяжки соединения.

Детали неподвижны, если $F_{тр} > P$. Но силы трения $F_{тр}$ это произведение нормального давления N на коэффициент трения f . В качестве нормального давления здесь действует усилие затяжки (оно перпендикулярно плоскости стыка деталей). Поэтому

$$F_{тр} = F_x f \geq P$$

Это и есть уравнение, связывающее усилие предварительной затяжки F_x и сдвигающее усилие P . Отсюда

$$F_x = \frac{P}{f}.$$

3. Поскольку материалы и условия работы соединения в примере не конкретизированы, пропускаем третий шаг алгоритма.

4. Минимальный расчетный внутренний диаметр резьбы болта

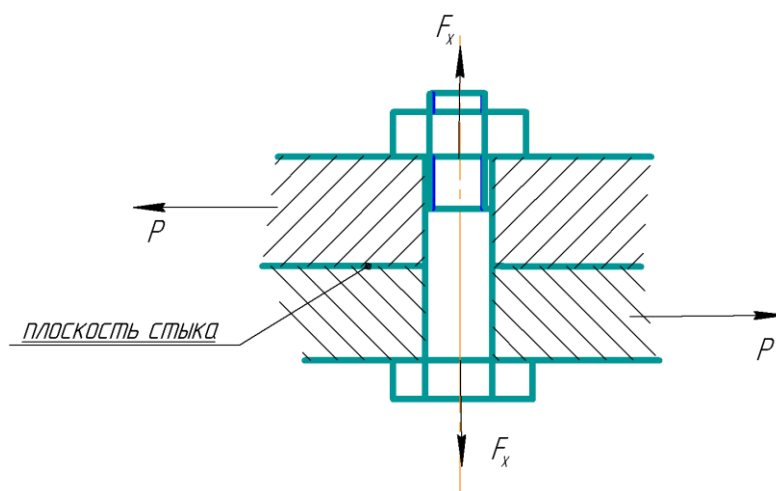
$$d'_1 = \sqrt{\frac{4F_x K}{\pi[\sigma]}}$$

где K – коэффициент учитывающий дополнительные напряжения от кручения.

5. Теперь по стандарту и по полученному внутреннему диаметру резьбы находим её номинальный диаметр

2.2.12. Пример 2.

Определить диаметр болта в соединении, приведенном на рис.2.16.



1. Анализ конструкции с целью установить напряженное это соединение или нет.

Болт поставлен без зазора. Соединяемым деталям мешает сдвинуться стержень болта. Если бы его прочность была недостаточной, детали сместились бы, перерезав его.

Очевидно, что в этой

Рис.2.16. К примеру №2

ситуации предварительная затяжка нужна лишь для того, чтобы детали не распадались. Это не затяжка, а скорее подтягивание деталей друг к другу. Следовательно, это ненапряженное резьбовое соединение. Неподвижность соединяемых деталей обеспечивается прочностью стержня на срез по плоскости стыка деталей.

2. Уравнение прочности при срезе

$$\tau_{ср} = \frac{P}{A} \leq [\tau_{ср}]$$

3. Поскольку материалы и условия работы соединения в примере не конкретизированы, пропускаем третий шаг алгоритма.

4. Находим из уравнения прочности d'_c . Так как $A = \frac{\pi d_c^2}{4}$,

$$d'_c = \sqrt{\frac{4P}{\pi[\tau_{cp}]}}.$$

5. Необходимо принять величину d_c ближайшей большей целой к полученному значению d'_c и после этого проверить его и соединяемые детали на смятие

$$\sigma_{cm} = \frac{F_x}{d_c \delta} \leq [\sigma_{cm}]$$

Номинальный (или наружный) диаметр резьбы d в этом случае принимается

$$d = d_c - (1 \dots 2) \text{ мм}$$

в соответствии со стандартом на резьбу.

2.2.13. Расчет групповых резьбовых соединений

Из анализа нагруженности болтов определяется наиболее нагруженный. Для него ведётся расчет как для одиночного болта. Размеры остальных болтов соединения принимаются такими же. Количество болтов задаётся конструкцией. Иногда поступают наоборот: задаются диаметром болта, а количество болтов определяют из расчета.

2.2.14. Определение допускаемых напряжений при расчётах на статическую прочность резьбовых соединений

Поскольку болты чаще всего изготавливают из пластичных материалов, допускаемое напряжение определяется по выражению

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{S}.$$

Предел текучести σ_T определяется по справочнику, в зависимости от материала.

Коэффициент запаса S назначается в следующих пределах:

- при катастрофических последствиях возможного отказа резьбового соединения - по нормативам специальных организаций;
- для ненапряженных соединений $S = 1.5 \dots 3$;
- для напряженных соединений при неконтролируемой затяжке (при сборке не контролируется момент затяжки динамометрическим ключом) $S = 4 \dots 6$ для болтов диаметром до 16 мм и $S = 1.5 \dots 4$ для болтов диаметром 16 мм и больше. Такое разделение введено потому, что болты малого диаметра легко перегрузить уже при затяжке стандартным ключом;
- для напряженных соединений при контролируемой затяжке $S = 1.5 \dots 2.5$.

При необходимости расчётов на срез

$$[\tau] \approx (0.2 \dots 0.4) \sigma_T \approx (0.6 \dots 0.8) [\sigma_p].$$

При необходимости расчёта на смятие стальных болтов и деталей

$$[\sigma_{\text{см}}] \approx 0.8 \sigma_{\text{Т}},$$

для чугуновых деталей

$$[\sigma_{\text{см}}] \approx 0.4 \sigma_{\text{вр}},$$

для бетона $[\sigma_{\text{см}}] \approx 1 \dots 2 \text{ МПа},$

для дерева $[\sigma_{\text{см}}] \approx 2 \dots 4 \text{ МПа}.$

2.2.15. Влияние эксцентрисичности нагрузки на напряженное состояние стержня болта

Эксцентричное нагружение получается в случаях применения болтов с Г-образной (рис.2.17) или частично срезанной головкой (рис. 2.18), или при непараллельных опорных поверхностях соединяемых деталей, образующих угол γ (рис.2.19).

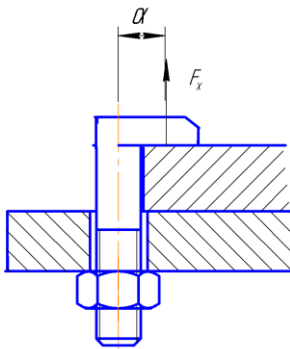


Рис.2.17. Болт с Г-образной головкой

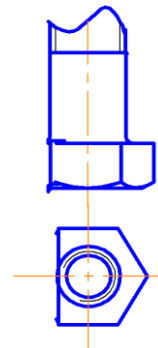


Рис.2.18. Болт с частично срезанной головкой

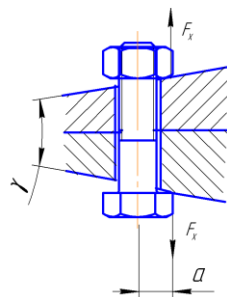


Рис.2.19. Непараллельность опорных поверхностей



Рис.2.20. Анализ нагруженности стержня болта

Все эти соединения предварительно затягиваются усилием $F_{\text{х}}$, так как везде болты установлены с зазором.

Особенность соединений в том, что нагрузка (реакция соединяемых деталей на их сжатие при затяжке соединения) смещена относительно оси стержня болта и поэтому её необходимо перенести на эту ось. Перенос, выполняется по правилам теоретической механики: в точке переноса проводим линию, параллельную переносимому вектору (на рис.2.20 для упрощения рисунка она смещена), а затем в этой точке прикладываем две силы, направленные в противоположные стороны по проведенной линии. Изменений в нагруженности стержня нет, но этот приём позволяет проанализировать нагружение стержня болта. В результате получаем, что стержень болта изгибается

вследствие действия моментов $M=F_x\alpha$ и растягивается силами F_x . То есть в сечениях стержня болта действуют одновременно напряжения от деформаций растяжения и изгиба. Кроме того, при затяжке соединения стержень болта скручивается. Суммарные напряжения в поперечном сечении стержня болта

$$\sigma = \sigma_p K \pm \sigma_{изг}.$$

Здесь: напряжения растяжения $\sigma_p = \frac{4F_x}{\pi d_1^2};$

напряжения изгиба $\sigma_{изг} = \frac{M_{изг}}{W} = \frac{32F_x\alpha}{\pi d_1^3}.$

Суммарные напряжения $\sigma_{max} = \frac{4F_x}{\pi d_1^2} K + \frac{32F_x\alpha}{\pi d_1^3} = \frac{4F_x}{\pi d_1^2} (K + 8 \frac{\alpha}{d_1}) \approx 9\sigma_p.$

Полученное выражение справедливо для случаев, приведенных на рисунках 2.17, 2.18. Расчёт соединения в случае непараллельности опорных поверхностей (см. рис. 2.19) проводят с учётом деформации, допускаемой углом γ . Здесь этот расчет не приводится. Но во всех случаях, очевидно, что эксцентричное нагружение может значительно повысить напряжения в стержне болта, т.е. снизить его прочность. Поэтому необходимо принимать меры, устраняющие такое нагружение: либо планировать неровные поверхности, либо подкладывать под гайку косую шайбу, либо менять конструкцию соединения.

2.2.16. Расчёт резьбовых соединений, нагруженных центральной отрывающей силой

Такие соединения до приложения внешней полезной нагрузки затягиваются. После приложения внешней полезной нагрузки появляется дополнительное усилие, стремящееся оторвать один элемент соединения от другого. Например, крышку цилиндра от цилиндра (рис. 2.21.а) отрывает давление жидкости, поданной в цилиндр, а подшипник от основания, на котором он закреплён (рис. 2.21б), отрывает вертикальная составляющая Q_v натяжения каната. Её довольно легко обнаружить, если перенести натяжение каната на ось вращения

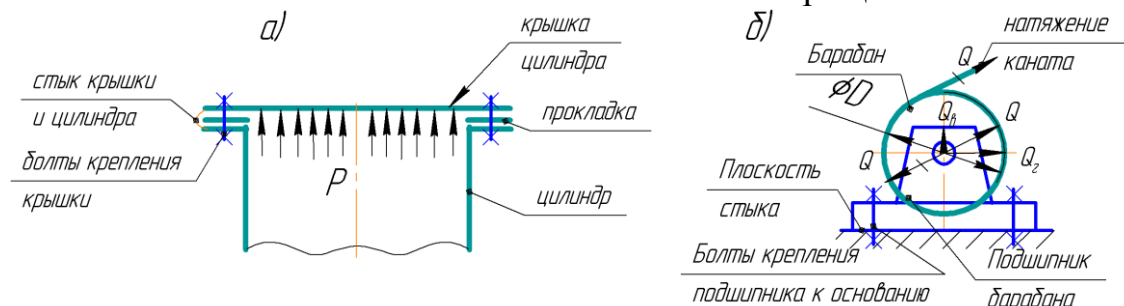


Рис. 2.21. Ситуации, приводящие к нагружению болтов центральной отрывающей силой: а) крепление крышки цилиндра; б) крепление подшипников барабана

барабана и затем разложить его на вертикальную Q_v и горизонтальную Q_g составляющие.

В обоих приведенных примерах соединение будет работоспособно только в том случае, если на поверхности стыка соединяемых деталей останется какое-то давление. Если этого остаточного давления не будет, то из под крышки цилиндра будет утечка жидкости, а подшипник при малейшем изменении горизонтальной составляющей Q_g будет перемещаться относительно основания. Таким образом, условие работоспособности соединений такого типа – остаточное давление на поверхности стыка элементов, т.е. $F_x > 0$.

Как уже говорилось, соединение предварительно затягивается усилием F_{x0} . В результате этой затяжки болт удлиняется на $\Delta \ell_b$, а детали сжимаются на $\Delta \ell_d$ (если есть прокладка, то сжата прокладка). Болт сжимает детали усилием F_{x0} , а детали давят на болт тоже усилием F_{x0} .

Теперь нагрузим соединение полезной внешней нагрузкой P . Под действием этой нагрузки болт дополнительно удлинится на δ_b , а деформация деталей уменьшится на δ_d . Пока материалы элементов соединения работают в пределах упругости, стык не должен раскрыться, т.е. $\delta_b = \delta_d$. Так как после приложения внешней полезной нагрузки деформация сжатых деталей уменьшилась (болт ведь дополнительно удлинился на δ_b), действие их на болт тоже должно стать меньше потому, что упругие деформации пропорциональны нагрузке, теперь

$$F_x < F_{x0} + P$$

Обозначим χ – коэффициент внешней нагрузки. Он показывает долю внешней нагрузки, которая в соединении приходится на болт. Теперь дополнительная нагрузка на болт χP , а на детали – $(1 - \chi)P$.

Если податливость болта λ_b , а деталей – λ_d , то дополнительная деформация болта $\delta_b = \lambda_b \chi P$, а деталей $\delta_d = \lambda_d (1 - \chi)P$. Так как стык не раскрылся, то $\lambda_b \chi P = \lambda_d (1 - \chi)P$. Отсюда

$$\chi = \frac{\lambda_d}{\lambda_b + \lambda_d}.$$

Из этого выражения следует: чем больше λ_b и чем меньше λ_d , тем меньше доля внешней нагрузки, приходящаяся на болт.

Податливости болта и соединяемых деталей определяются на основании выражений

$$\lambda_b = \frac{\ell_b}{E_b A_b} \quad \text{и} \quad \lambda_d = \frac{b_d}{E_d A_d}$$

здесь $\ell_b \approx b_d$ – длина болта и суммарная толщина соединяемых деталей и прокладок, E_i – модули упругости болта и соединяемых деталей, A_i – площади поперечного сечения болта и, с рядом поправок, соединяемых деталей.

Для приближенных расчётов можно принимать:

- при соединении стальных деталей без прокладок $\chi = 0.2 \dots 0.3$;
- при наличии прокладок $\chi = 0.4 \dots 0.5$, податливостью деталей в этом случае можно пренебречь.

Расчетная нагрузка на болт

$$F_x = F_{x0} + \chi P.$$

Остаточное давление в стыке после приложения внешней полезной нагрузки

$$F_x = F_{x0} - (1 - \chi)P.$$

По условию работоспособности соединения

$$F_{x0} - (1 - \chi)P > 0.$$

Поэтому

$$F_{x0} \geq (1 - \chi)P.$$

Обычно предварительную затяжку выполняют с запасом

$$F_{x0} = \beta (1 - \chi)P$$

где $\beta = 1.3 \dots 1.5$ при постоянной нагрузке;

$\beta = 1.5 \dots 5$ при переменной нагрузке.

Зная нагрузку на болт, определяем расчетный внутренний диаметр резьбы болта

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4(F_{x0}K + \chi P)}{\pi[\sigma]}},$$

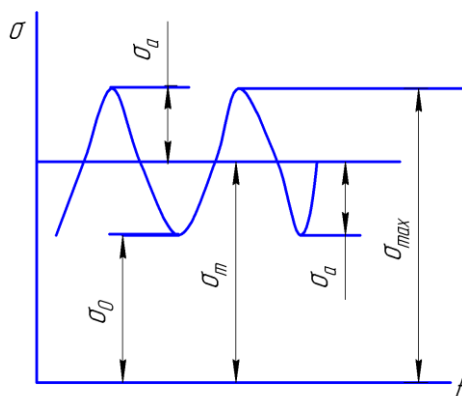
а затем, по соответствующему стандарту, по d'_1 подбираем резьбу.

2.2.17. Расчёт резьбовых соединений при переменной нагрузке

При действии переменных нагрузок резьбовые соединения обязательно выполняют с предварительной затяжкой и рассчитывают на усталость.

При сборке такого соединения в результате предварительной затяжки в стержне болта возникают напряжения (рис.2.22)

$$\sigma_0 = \frac{F_{x0}}{A_1}.$$



При действии переменной нагрузки P появляются амплитудные напряжения

$$\sigma_a = \frac{\chi P}{2A_1}.$$

Тогда средние напряжения болта при переменном нагружении

$$\sigma_m = \sigma_0 + \sigma_a,$$

а максимальные напряжения

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a.$$

Рис.2.22. Напряжения в стержне болта

Расчет носит проверочный характер. Определяются коэффициенты запаса прочности по амплитудным значениям напряжений и по максимальным.

Коэффициент запаса прочности по амплитудным значениям напряжений

$$S_a = \frac{\varepsilon \sigma_{-1p}}{K_\sigma \sigma_a} \geq [S_a],$$

где S_a - действительный коэффициент запаса прочности по амплитудным значениям напряжений;

$[S_a] = 2.5 \dots 4$ – допускаемый коэффициент запаса прочности по амплитудным значениям напряжений;

σ_{-1p} - предел выносливости материала болта при растяжении при симметричном цикле напряжений; обычно принимают $\sigma_{-1p} = 0.35\sigma_b$, а значение предела прочности σ_b принимают по стандарту для выбранного материала;

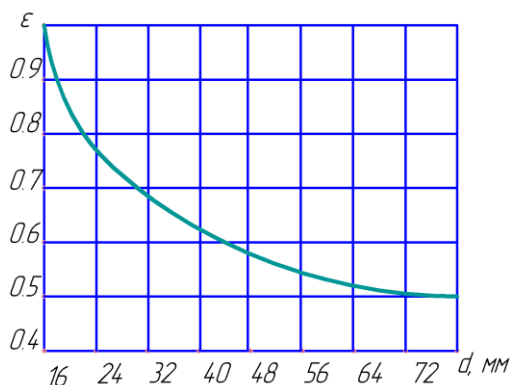


Рис.2.23. Масштабный коэффициент

ε – масштабный коэффициент; характеризует влияние размера стержня болта на величину предела выносливости. Значения этого коэффициента для болтов представлены в виде графика на рис.2.23.

$K_\sigma = 4 \dots 6$ – эффективный коэффициент концентрации напряжений для болтов из углеродистой стали с метрической резьбой при неконтролируемой затяжке;

$K_\sigma = 1.5 \dots 2.5$ при контролируемой затяжке.

Коэффициент запаса по пределу текучести материала определяют по формуле

$$S = \sigma_T / \sigma_{\max} \geq [S],$$

где σ_T - предел текучести материала болта, принимается по соответствующему стандарту;

$[S] = 1.25 \dots 2$ – допускаемый коэффициент запаса прочности по пределу текучести.

Контрольные вопросы

- 2.1. Классификация соединений. Основное требование к соединениям.
- 2.2. Резьбы: разновидности и основные характеристики.
- 2.3. Силовые зависимости в резьбе: силы.
- 2.4. Силовые зависимости в резьбе: моменты.
- 2.5. Условие самоторможения для резьбы.
- 2.6. Стандартизация элементов резьбового соединения

- 2.7. Определение напряжений в стержне болта при затяжке соединения
- 2.8. Классификация резьбовых соединений.
- 2.9. Алгоритм расчета напряженных резьбовых соединений.
- 2.10. Алгоритм расчета ненапряженных резьбовых соединений.
- 2.11. Расчет резьбовых соединений, нагруженных центральной отрывающей силой.
- 2.12. К чему приводит эксцентричное нагружение болта?
- 2.13. Расчет резьбовых соединений при переменном нагружении.
- 2.14. Определение допускаемых напряжений при расчетах резьбовых соединений.

2.3. Клеммовые соединения

Это разъёмные соединения, предназначенные для закрепления деталей на валах, осях, колоннах и т.п. если эти детали требуют перестановок или другим способом их просто нельзя установить.

Клемма представляет собой деталь со ступицей, имеющей прорезь (рис.2.24.а), или с разрезной ступицей (рис.2.24.б).

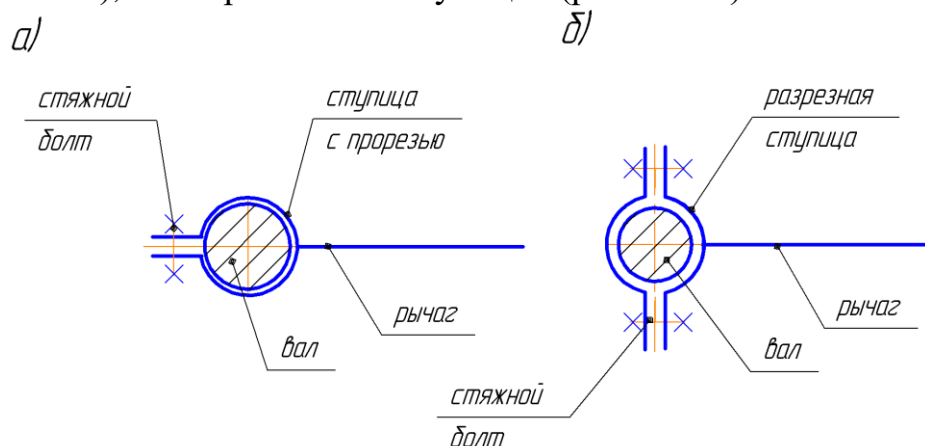


Рис.2.24. Схемы клеммового соединения: а – ступица с прорезью; б - с разрезной ступицей.

При затяжке болтов ступицы её половины прижимаются к цилиндрической поверхности, на которую ставится клемма. В результате здесь появляются силы трения. Момент сил трения обеспечивает передачу внешнего крутящего момента или осевой силы, или того и другого вместе.

У таких соединений нагрузочная способность сильно зависит от первоначального зазора между валом и ступицей клеммы. Если зазор будет большим, то клемма может просто сломаться. В современном машиностроении размеры деталей клеммового соединения выполняют под посадку типа Н8/н8. При такой посадке обеспечивается свободная сборка без излишних зазоров.

Достоинство соединений – возможность установки деталей в любом месте зажимаемого стержня, в любом угловом положении. Недостаток - поскольку соединение передаёт нагрузку за счёт сил трения, большие нагрузки, особенно переменные, передавать нельзя.

Ориентировочный расчет соединения заключается в определении разме-

ра болта для стяжки клеммы. Рассмотрим соединение с прорезной ступицей (рис.2.25).

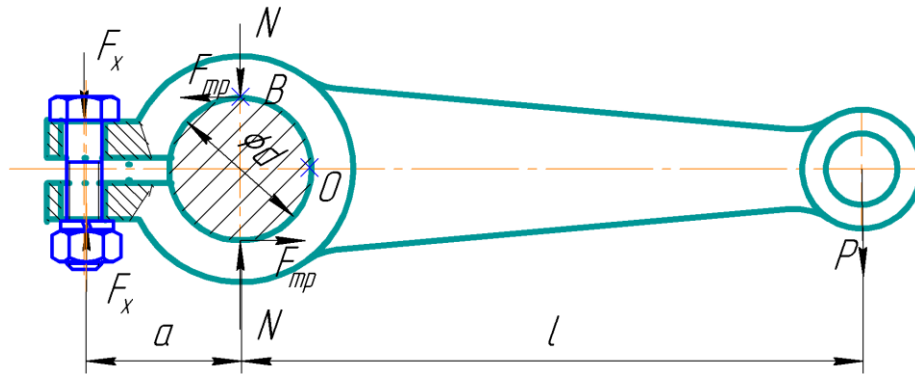


Рис.2.25. Клеммовое соединение

При затяжке болта силой F_x половинки ступицы клеммы поворачиваются вокруг точки O и прижимаются к валу силой N . Вследствие прижатия возникают силы трения $F_{тр}$. Очевидно, что условие работоспособности такого соединения

$$F_{тр} d \geq PL$$

где $F_{тр} d$ – момент пары сил трения;

PL – внешний передаваемый момент.

Но $F_{тр} = Nf$. А N можно связать с требуемым усилием затяжки болта F_x .

Из условия равновесия рычага $\sum M(O) = 0$ получаем

$$F_x \left(a + \frac{d}{2} \right) = N \frac{d}{2}.$$

Откуда $N = F_x \frac{2a+d}{d}$, а с учётом условия работоспособности

$$F_x = \frac{PL}{(2a+d)f}.$$

Так как соединение предварительно затянуто (чтобы создать силы трения), то стержень болта скручивается при затяжке и поэтому требуемый внутренний диаметр резьбы болта d'_1

$$d'_1 = \sqrt{\frac{4F_x K}{\pi[\sigma]}}$$

По этой величине в стандарте находится резьба, у которой внутренний диаметр – ближайший больший к полученному расчетному значению d'_1 .

При необходимости передачи осевого усилия действия аналогичны.

Если одновременно действуют момент и осевое усилие, то находятся отдельно усилие затяжки необходимое для передачи момента и усилие затяжки необходимое для передачи осевой нагрузки. Сумма этих усилий даёт необходимое усилие затяжки F_x .

При расчетах таких соединений обычно вводится коэффициент запаса

по внешней нагрузке $\beta = 1.2 \dots 1.8$ для учёта динамичности нагрузки и особенностей соединения. Условие работоспособности в этом случае принимает вид

$$F_{тр} d \geq \beta PL.$$

Контрольные вопросы

- 2.15. Назначение и разновидности клеммовых соединений
- 2.16. Чем обеспечивается и от чего зависит работоспособность клеммового соединения?
- 2.17. Достоинства и недостатки клеммовых соединений.
- 2.18. Как определить диаметр болта клеммового соединения?

2.4. Шпоночные соединения

Шпонка – элемент, который закладывается между валом и ступицей сидящей на нём детали. Шпонки служат, главным образом, для передачи крутящего момента. В подвижных соединениях они могут служить направляющими. Клиновые шпонки, кроме того, выполняют осевую фиксацию деталей. Размеры шпонок и допуски на них стандартизованы.

Различают напряженные и ненапряженные шпоночные соединения. В первом случае при сборке соединения до приложения внешней нагрузки в его деталях создаются напряжения, во втором – при сборке напряжения в деталях не появляются.

Напряженные соединения.

Такие соединения создаются клиновыми шпонками, у которых по способу расположения между валом и ступицей различают (рис.2.26) *врезные* – клин, который забивается в прорезь на валу и паз в ступице, на *лыске* – на валу обеспечивается плоская площадка - лыска, *фрикционные* – лыска на шпонке по форме вала и *тангенциальные*. Последние образуются двумя шпонками, каждая из которых, в свою очередь, собирается из двух клиньев.

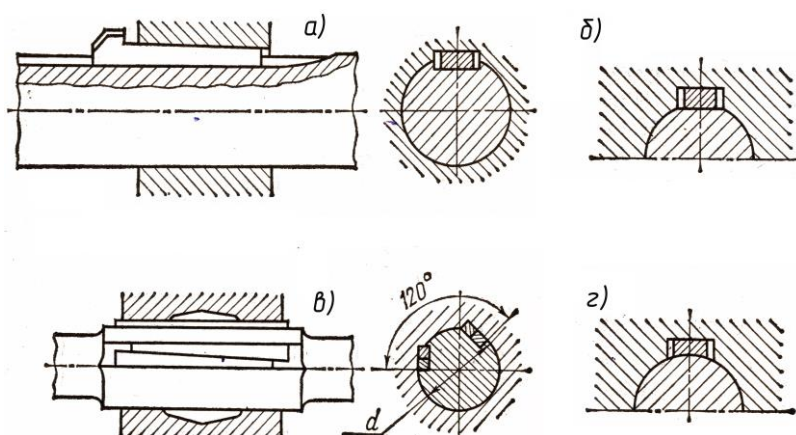


Рис.2.26. Шпоночные соединения: а) врезная клиновая шпонка; б)шпонка на лыске; в)фрикционная шпонка; г)тангенциальная шпонка

Все эти шпонки выполняют с уклоном 1:100. Этот же уклон предусматривают для паза ступицы у всех шпонок, кроме тангенциальной. Здесь клиновыми выполнены элементы, из которых состоят шпонки.

У клиновых шпонок рабочие – широкие грани, а по боковым предусмотрены зазоры. Напряженность соединений при сборке возникает вследствие натяга между валом и ступицей в радиальном направлении.

Недостатки таких соединений:

- эксцентричность соединяемых деталей;
- необходима запрессовка при сборке (проще говоря, приходится бить по шпонке при сборке);
- возможен перекося деталей;
- технологические сложности, так как необходим уклон паза, который требует индивидуальной подгонки.

Из клиновых шпонок самые распространённые – врезные, так как по сравнению с остальными они более надёжны, а по сравнению с тангенциальными – более технологичны. Вследствие указанных недостатков клиновые шпонки применяются редко в основном в тихоходных передачах.

Ненапряжённые шпоночные соединения.

Образуются призматическими и сегментными шпонками.

Призматическая шпонка изготавливается из прутка нужного материала прямоугольного поперечного сечения, от которого отрезается кусок необходимой длины. Она может быть со скруглёнными торцами, с одним скруглённым, а вторым плоским торцами, с двумя плоскими торцами (рис.2.27).

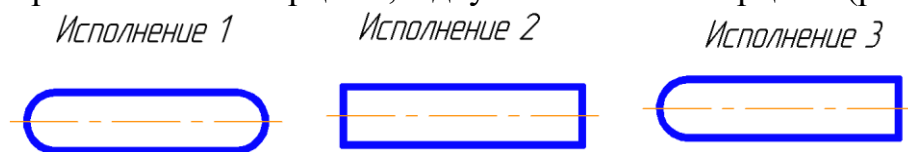


Рис.2.27. Возможные исполнения призматической шпонки

Шпонка закладывается в паз на валу, а затем на неё надвигается ступица насаживаемой на вал детали (рис.2.28).

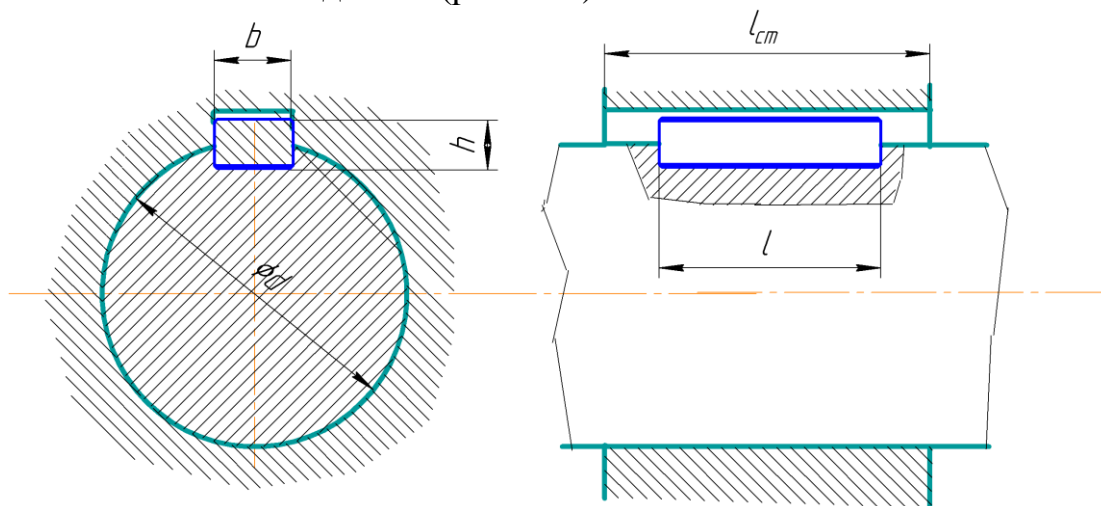


Рис.2.28. Соединение призматической шпонкой

При передаче крутящего момента на боковую поверхность шпонки, погружённую в вал, давит вал, а на выступающую часть – ступица. Поэтому возможны смятие боковой поверхности и срез по плоскости А-А (рис.2.29а). В связи с неизбежным перекося шпонки действительное давление по бо-

вым граням её распределяется неравномерно (рис.2.29б). Однако для расчетов оно принимается равномерно распределённым.

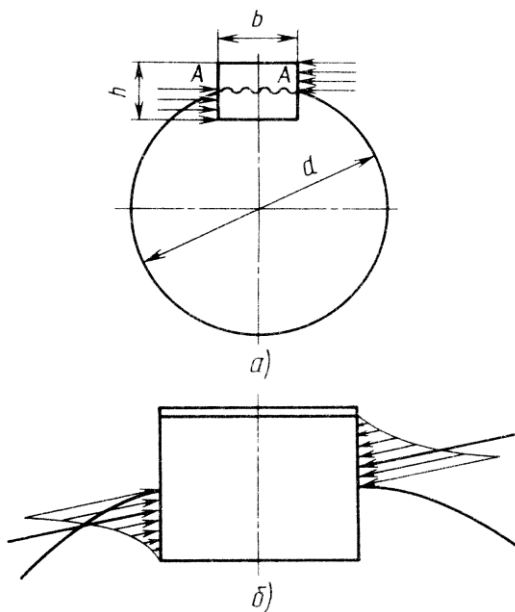
Расчёт на смятие:
$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}];$$

окружное усилие $F_t = \frac{2T}{d}$; площадь смятия (считая, что шпонка погружена в вал на $0.5h$) $A_{см} = \frac{h}{2}l$. Подставляя в исходную формулу, получим

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{dh l} \leq [\sigma_{см}].$$

Расчёт на срез $\tau_{ср} = \frac{F_t}{A_{ср}} \leq [\tau_{ср}]$; площадь среза $A_{ср} = bl$. Подставляя в исходную формулу, получим

$$\tau_{ср} = \frac{2T}{dbl} \leq [\tau_{ср}].$$



Размеры поперечного сечения шпонки призматической шпонкой стандартизованы таким образом, чтобы обеспечить равнопрочность при смятии и срезе. Поэтому при проектировании соединений стандартными шпонками обычно расчет на срез не выполняется.

Порядок подбора призматических шпонок.

1. Если диаметр вала не определён ранее, то он определяется по крутящему моменту из условия прочности вала при кручении.

2. По стандарту для требуемого диаметра вала определяются размеры поперечного сечения шпонки b и h .

3. Длина шпонки определяется либо из расчета на смятие

$$l = \frac{4T}{dh[\sigma_{см}]};$$

либо по длине ступицы

$$l = l_{ст} - (5...7) \text{ мм},$$

а затем проверяется на смятие.

Рис.2.29. К расчёту соединений

В конечном итоге принимается ближайшее большее стандартное значение длины.

Если напряжения смятия оказываются чрезмерными, то нужно проверить возможность увеличения диаметра вала и значит размеров шпонки. Если такой возможности нет, то приходится ставить две шпонки обычно под углом 180° или 120° , что значительно усложняет технологию изготовления, так как требует индивидуальной подгонки. Это ситуация, которой нужно избегать.

В качестве материала для шпонок применяют среднеуглеродистые стали.

Допускаемые напряжения смятия в неподвижных шпоночных соединениях при спокойной нагрузке и стальной ступице можно принимать $100 \dots 150$ МПа, при чугунной ступице $60 \dots 80$ МПа. При посадках деталей с натягом можно повысить допускаемое напряжение смятия до 200 МПа.

При подвижных соединениях и перемещениях под нагрузкой $[\sigma_{см}] = 5 \dots 20$ МПа, при перемещениях без нагрузки $[\sigma_{см}] = 20 \dots 70$ МПа. Чем тяжелее режим работы, тем ниже допускаемое напряжение.

Сегментные шпонки – врезные и, подобно призматическим, работают боковой гранью (рис.2.30). Они характеризуются двумя параметрами: шириной b и диаметром заготовки d_1 . От полукруглой заготовки отрезают кусок толщиной b . Паз на валу фрезеруют специальной фрезой, соответствующего диаметра. Высота шпонки примерно $h \approx 0.4 d_1$. Длина L – близка к d_1 .

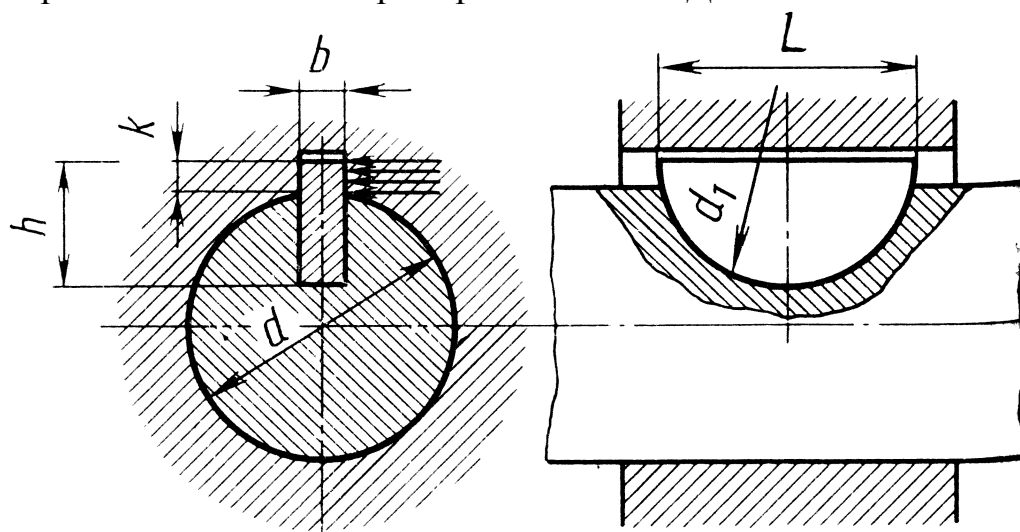


Рис.2.30. Соединение сегментной шпонкой

Сегментные шпонки – самые технологичные из-за легкости изготовления самих шпонок и пазов для них. Недостаток сегментных шпонок – необходимость глубокого паза на валу, что сильно снижает прочность вала. Поэтому применяют их для передачи небольших моментов.

Сегментные шпонки рассчитывают так же, как и призматические, принимая $k = h - t$. Размер t принимается по стандарту. Порядок подбора и проверки работоспособности шпонок аналогичен призматическим.

Контрольные вопросы

2.19. Назначение шпоночных соединений.

- 2.20. Разновидности шпоночных соединений.
- 2.21. Напряженные шпоночные соединения.
- 2.20. Ненапряженные шпоночные соединения.
- 2.22. Подбор и проверка работоспособности призматических шпонок.
- 2.23. Сегментные шпонки.
- 2.24. Допускаемые напряжения при проверке работоспособности шпонок ненапряженного шпоночного соединения.

2.5. Зубчатые (шлицевые) соединения

Соединение образуется выступами - зубьями (шлицами) на валу, которые входят в соответствующие пазы ступицы. В зависимости от формы шлицев различают соединения с прямобочными, эвольвентными и треугольными шлицами (рис.2.31).

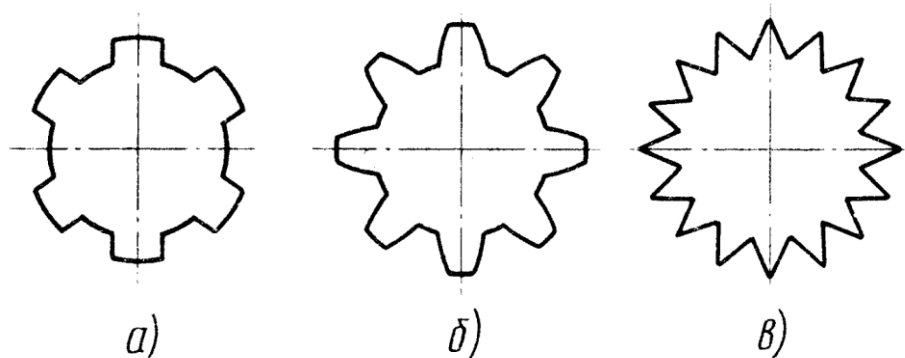


Рис.2.31. Профили зубьев шлицевых соединений: а – прямобочные, б – эвольвентные, в – треугольные.

Эти соединения применяют для передачи моментов. Прямобочные и эвольвентные – силовые соединения, которые могут быть неподвижными и подвижными. Соединения стандартизованы. Треугольные передают небольшой момент в соединениях тонкостенных деталей. Угол профиля у них 60° . Соединения не стандартизованы. В настоящем курсе не рассматриваются.

Зубья на валах получают фрезерованием, строганием или накатыванием. Пазы в отверстиях ступицы – протягиванием или долблением.

По сравнению со шпоночными зубчатые соединения обладают рядом достоинств:

- большая несущая способность;
- хорошее центрирование соединяемых деталей и хорошее направление при осевом перемещении;
- высокая надёжность при переменных нагрузках.

Недостатком зубчатых соединений является сложность изготовления, а значит высокая стоимость.

Прямобочные зубчатые соединения получили наибольшее распространение. Профиль зуба очерчивается диаметрами выступов и впадин, а сбоку - прямыми боковыми поверхностями. Стандарт предусматривает соединения трёх серий: лёгкой, средней и тяжёлой. Серии отличаются размерами и числом зубьев. Кроме того, соединения различаются по способу центрирования. Центрирование может быть по наружному диаметру, по внутреннему диа-

метру и по боковым граням. При высоких требованиях к соосности деталей применяют центрирование по диаметрам. По какому диаметру центрировать зависит от твёрдости ступицы и технологических возможностей производства. Центрирование по боковым граням обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. Поэтому его применяют при передаче больших нагрузок или при их высокой динамичности.

Эвольвентные зубчатые соединения обладают более высокой нагрузочной способностью, более технологичны по сравнению с прямозубыми соединениями. Профиль зуба очерчен диаметрами выступов и впадин, а сбоку – эвольвентами. В отличие от зубчатых колёс угол зацепления здесь увеличен до 30° , а высота зуба уменьшена ($h = m$). Зуб получился более прочным у основания. Стандартом предусмотрено применение модуля $0.5 \dots 10$ мм и число зубьев $z = 6 \dots 82$.

Применяется центрирование по наружному диаметру, чаще по боковым граням.

Прямобоочные и эвольвентные соединения часто используются в качестве направляющих при осевом перемещении деталей, насаженных на вал.

Критерии работоспособности соединений: сопротивление рабочих поверхностей смятию и их износостойкость. При проектировании расчет выполняется по напряжениям смятия при действии наибольшего крутящего момента в предположении равномерного распределения нагрузки по поверхности зубьев (рис.2.32).

Расчет соединений на смятие.

Напряжения смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{z d_c h l \psi} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где T – передаваемый момент;

z – число зубьев;

l – длина сопряжения;

ψ – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями.

Размеры d_c – средний диаметр и

h – высота поверхности контакта зубьев определяют по следующим выражениям.

Для прямозубых соединений

$$d_c = 0.5(D+d); \quad h = 0.5(D-d) - 2f.$$

Для эвольвентных соединений с центрированием по боковым гра-

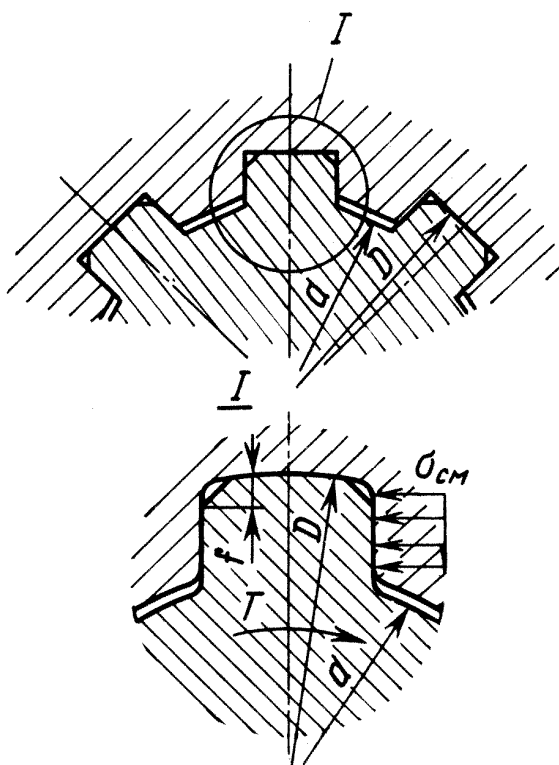


Рис.2.32. К расчету зубчатых соединений

ням:

$$d_c = d_d = mz; \quad h = m = \frac{d_d}{Z}.$$

Для эвольвентных соединений с центрированием по наружному диаметру:

$$d_c = d_d = mz; \quad h = 0.9 m.$$

Допускаемые напряжения принимают: для неподвижных соединений с термической обработкой шлицев: $[\sigma_{см}] = 100 \dots 140$ МПа, без термической обработки $[\sigma_{см}] = 60 \dots 100$ МПа; для подвижных соединений при перемещениях без нагрузки $[\sigma_{см}] = 30 \dots 60$ МПа, при перемещениях под нагрузкой $[\sigma_{см}] = 10 \dots 20$ МПа.

В последнее время стали применять шариковые зубчатые соединения (рис.2.33).

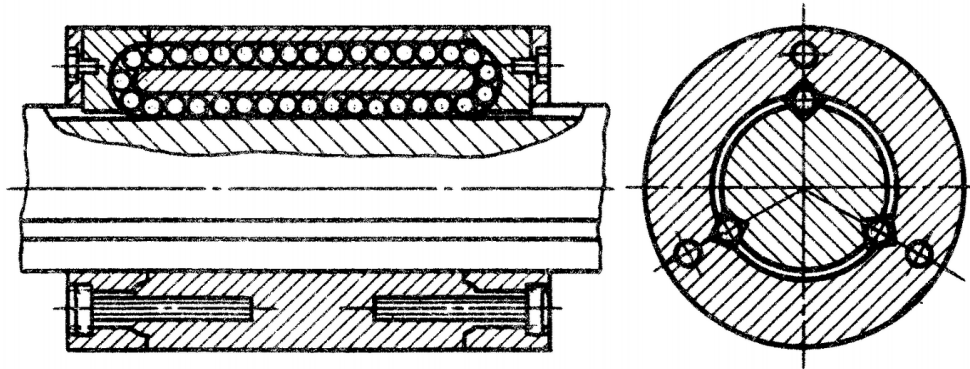


Рис.2.33. Шариковое зубчатое соединение

На валу и ступице изготавливают специальные канавки, которые заполняют шариками. Возврат шариков происходит по специальным пазам в ступицах. Эти соединения требуют очень малых усилий для перемещения насаженных на вал деталей. При перемещениях под нагрузкой несущая способность их в несколько раз выше, чем у обычных. Но применение пока ограничено из-за конструктивных и технологических сложностей.

Контрольные вопросы

- 2.1. Назначение зубчатых (шлицевых) соединений и критерии их работоспособности.
- 2.2. Разновидности зубчатых (шлицевых) соединений.
- 2.3. Достоинства и недостатки зубчатых (шлицевых) соединений.
- 2.4. Прямобоочные шлицевые соединения.
- 2.5. Эвольвентные шлицевые соединения
- 2.6. Расчёт прямобоочных шлицевых соединений.
- 2.7. Допускаемые напряжения при расчётах шлицевых соединений.

2.6. Заклёпочные соединения

Заклёпочное соединение это неразъёмное соединение, которое образуется соединяемыми элементами и специальными деталями – заклёпками.

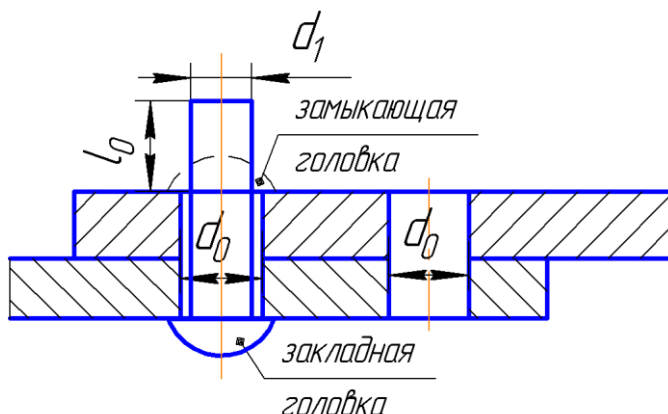


Рис.2.34.Заклёпочное соединение

её осаживается и полностью заполняет отверстие в деталях, кроме этого, образуется и формируется вторая головка – замыкающая, происходит сжатие соединяемых деталей.

Отверстия в деталях могут:

- просверливаться;
- продавливаться;
- продавливаться, а потом просверливаться.

Клёмку стальными заклёпками до 8мм диаметром, а также заклёпками из цветных металлов производят холодным способом. Стальные заклёпки большего диаметра ставят горячим способом. При этом заклёпки разогревают до светло-красного каления ($\approx 1000...1100^{\circ}\text{C}$).

Заклёпки общего назначения стандартизованы. Они могут иметь различные головки (полукруглые, потайные, полупотайные и др.), стержни заклёпок могут быть сплошные, полупустотелые, пустотелые и др.

Классификация заклёпочных швов.

По назначению различают прочные и прочноплотные швы.

Прочные швы предназначены для восприятия внешних нагрузок. Применяются в различных металлоконструкциях.

Прочноплотные швы обеспечивают не только прочность, но и герметичность сооружений. В современных конструкциях почти полностью вытеснены сварными швами. Поэтому рассмотрим только прочные швы.

По конструкции различают прочные заклёпочные швы по следующим особенностям:

- по расположению соединяемых деталей: внахлёстку, с одной накладкой, с двумя накладками (рис.2.35);
- по числу рядов заклёпок: однорядные, и многорядные;
- по расположению заклёпок в рядах: параллельное и шахматное.

Достоинства заклёпочных соединений

1. Высокая надёжность.
2. Удобство и простота контроля шва.
3. Хорошо воспринимают ударные и вибрационные нагрузки.

Заклёпка представляет собой стержень круглого поперечного сечения с головками по концам(рис.2.34).

Одна головка называется закладной. Она выполняется заранее на заготовке.

Заклёпка вставляется в совмещённые отверстия в соединяемых деталях

и расклёпывается. Стержень

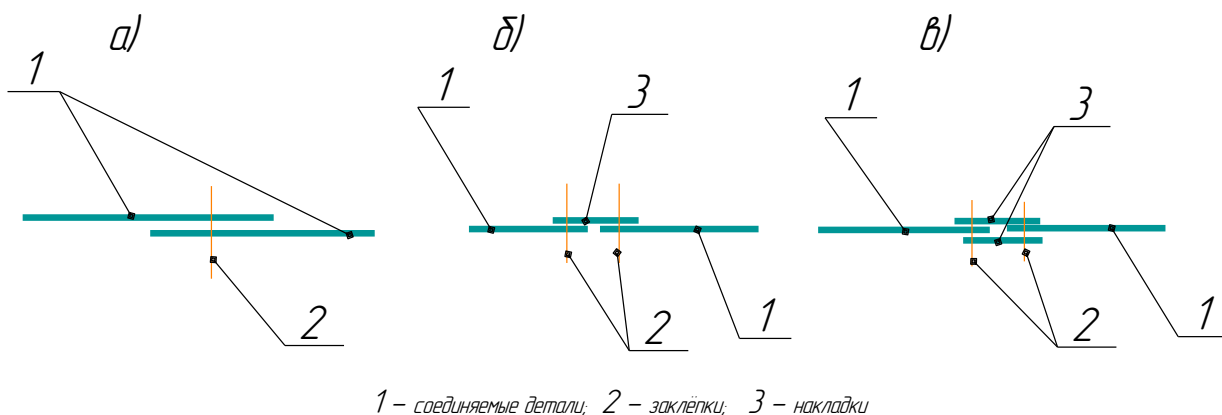


Рис.2.35. Заклёпочные соединения: а) внахлёстку; б) с одной накладкой; в) с двумя накладками

Недостатки заклёпочных соединений

1.Высокая стоимость (разметка, обработка отверстий, нагрев заклёпок, закладка заклёпок, клёпка).

2.Большой расход материала.

Применение заклёпочных соединений

В настоящее время заклёпочные соединения применяются:

- в конструкциях, работающих при переменных нагрузках;
- в конструкциях из несвариваемых материалов;
- в тех случаях, когда недопустим нагрев соединяемых деталей;
- в особо ответственных соединениях, например, уникальные мосты, мостовые краны грузоподъёмностью более 200т.

Конструирование прочных заклёпочных соединений

Диаметр заклёпки принимается в зависимости от толщины соединяемых деталей δ (речь идёт о диаметре отверстия под заклёпку): $d_0 \approx 2\delta$.

Для образования замыкающей головки (см.рис.2.34) $l_0 \approx (1.5 \dots 1.7) d_0$.

Шаг шва $P = (3 \dots 6) d_0$.

Расстояние от края листа до оси заклёпки:

- при продавленных отверстиях $e \approx 2 d_0$;
- при сверлёных отверстиях $e \approx 1.65 d_0$.

Если шов многорядный, то расстояние между рядами $a \geq 0.6P$.

Толщина накладок $\delta_n \approx 0.8 \delta$.

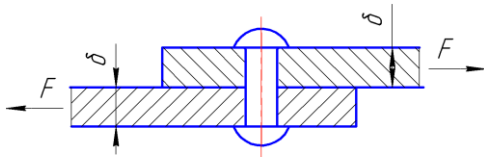
Необходимое число заклёпок определяется из расчета.

Расчет прочных заклёпочных швов

Основной нагрузкой для заклёпочных соединений считаются продольные силы, стремящиеся сдвинуть соединяемые детали.

Для расчёта принимаются следующие допущения:

- силы трения в стыке деталей не учитываются, считается, что вся нагрузка воспринимается заклёпками;
- расчётный диаметр заклёпки принимается равным диаметру отверстия;
- нагрузка между заклёпками распределяется равномерно.



Заклёпка работает на срез по плоскости стыка деталей (рис.2.36). Уравнение прочности в этом случае

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{4F}{i\pi d_0^2 z} \leq [\tau'_{\text{ср}}],$$

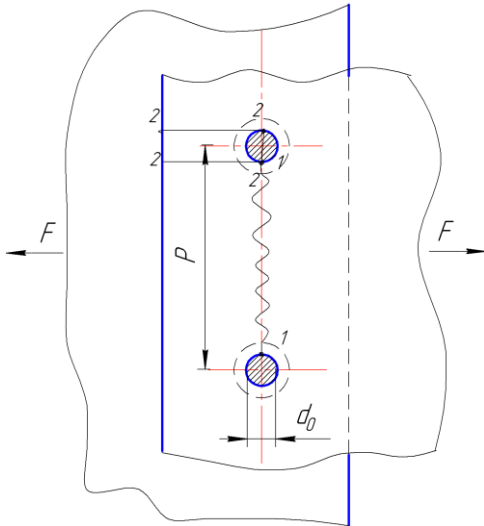
здесь i – число плоскостей среза одной клёпки (если соединение внахлёстку $i=1$; если с одной накладкой $i=1$; если с двумя накладками $i=2$); z – число заклёпок.

Штрихи у обозначений напряжений означают, что эти напряжения относятся к заклёпкам.

Возможно также смятие заклёпок и стенок отверстия, поэтому проверяют заклёпки по напряжениям смятия

Рис.2.36. К расчёту заклёпочных швов

за-



ся

$$\sigma'_{\text{см}} = \frac{F}{\delta d_0 z} \leq [\sigma'_{\text{см}}].$$

Детали тоже проверяют на смятие по этой же формуле

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{\delta d_0 z} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Кроме того, соединяемые детали проверяют на срез одновременно по двум плоскостям 2-2

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{2(e-0.5d_0)\delta} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

и на разрыв по плоскости 1-1

$$\sigma_p = \frac{F}{zA_p} \leq [\sigma_p],$$

где A_p – площадь сечения листа на длине одного шага, ослабленная отверстиями под заклёпки. На длине одного шага

$$A_p = (P - d_0)\delta.$$

Отношение $\varphi = \frac{P - d_0}{P}$ называется коэффициентом прочности шва. Этот

коэффициент показывает во сколько раз прочность на растяжение детали с отверстиями под заклёпку меньше прочности той же детали без отверстий. Обычно $\varphi = 0.65 \dots 0.85$. Чем больше φ , тем лучше используется материал детали. Величиной этого коэффициента задаются при проектировании заклёпочного шва, а затем определяют все остальные его параметры.

Материалы и допускаемые напряжения

При проектировании заклёпочных швов необходимо выполнять следующие требования:

- температурные коэффициенты линейного расширения заклёпок и соединяемых деталей должны быть одинаковыми или, в крайнем случае, близки друг другу;
- чтобы избежать химической коррозии в соединениях, заклёпки ставят из того же материала, что и соединяемые детали: стальные детали соединяют стальными заклёпками, латунные – латунными, алюминиевые – алюминиевыми и т.д.

Соединяемые детали обычно изготовлены из малоуглеродистых сталей марок Ст.0, Ст.2, Ст.3 или из цветных металлов.

Заклёпки выполняют из аналогичных материалов – Ст.2, Ст.3, 10кп, 20кп или из цветных металлов.

При расчётах прочных швов принимают допускаемые напряжения:

- для деталей: $[\sigma_p] = 140 \dots 160 \text{ МПа}$; $[\tau_{cp}] = 90 \dots 100 \text{ МПа}$;

$[\sigma_{cm}] = 240 \dots 320 \text{ МПа}$;

- для стальных заклёпок: $[\tau'_{cp}] = 100 \dots 140 \text{ МПа}$; $[\sigma'_{cm}] = 240 \dots 320 \text{ МПа}$.

Контрольные вопросы

- 2.32. Заклёпка: элементы заклёпки и разновидности заклёпок.
- 2.33. Как образуется заклёпочное соединение?
- 2.34. Какие могут быть конструкции заклёпочных швов?
- 2.35. Достоинства и недостатки заклёпочных соединений.
- 2.36. Применение заклёпочных соединений в настоящее время.
- 2.37. Расчёт прочных заклёпочных швов.
- 2.38. Материалы и допускаемые напряжения элементов заклёпочных соединений.
- 2.39. Коэффициент прочности шва.

2.7. Сварные соединения

2.7.1. Сварные соединения и виды сварки

Сварные соединения это неразъёмные соединения, основанные на молекулярном сцеплении материалов. Получаются они путём местного нагрева деталей в зоне соединения до расплавленного или тестообразного состояния. В настоящее время это основной вид неразъёмного соединения деталей.

Для получения сварных соединений могут использоваться различные виды сварки:

- газовая сварка;
- ручная или автоматическая электродуговая сварка;
- электрошлаковая сварка;
- контактная сварка;
- сварка трением;

- специальные виды сварки: диффузионная, электронно-лучевая, лазерная, ультразвуковая, сварка взрывом, плазменная.

2.7.2. Конструктивные разновидности сварных соединений

По взаимному расположению соединяемых элементов в сварных соединениях можно выделить следующие типы.

Стыковые соединения. Соединяемые элементы являются продолжением

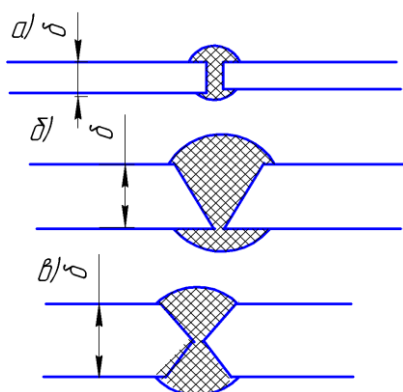


Рис.2.37. Стыковые соединения при различной подготовке кромок:
а) $\delta \leq 8\text{мм}$; б) $\delta \leq 16\text{мм}$; в) $\delta = 12 \dots 40\text{мм}$.

один другого, сварку производят по торцам соединения (рис.2.37).

В зависимости от толщины соединяемых деталей δ соединение может выполняться без подготовки кромок ($\delta \leq 8\text{мм}$) или с подготовкой кромок, сварка может быть односторонняя или двухсторонняя.

Это наиболее простые и наиболее приближающиеся по прочности к основному металлу соединения. По надёжности они выше других видов сварных соединений и рекомендуются при вибрационных нагрузках.

Соединения внахлёстку. Соединяемые детали накрывают одна другую на длине не менее $a = 4\delta$. Соединение выполняется угловыми (валиковыми) швами. Основной характеристикой такого шва является его катет (рис.2.38а). Для толщин до 20мм катет шва примерно равен толщине соединяемых деталей $k \approx \delta$.

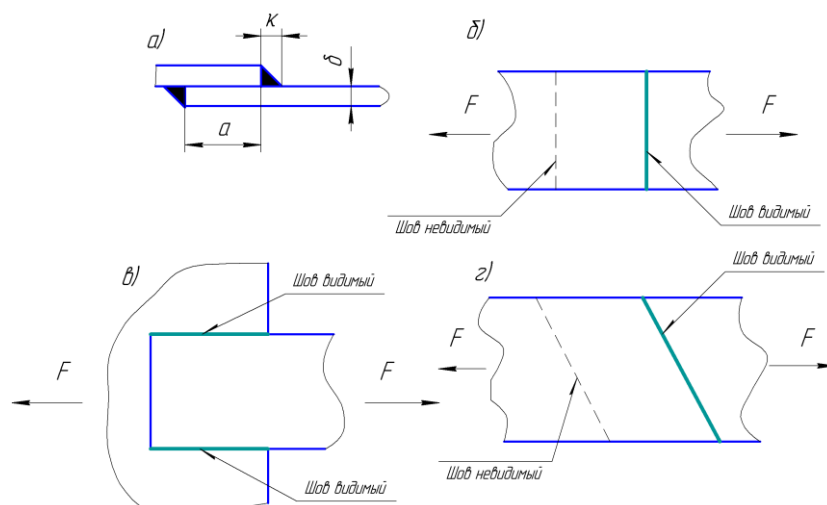


Рис.2.38. Соединения внахлёстку: а) угловые (валиковые) швы; б) лобовые швы; в) фланговые швы; г) косые швы.

В зависимости от расположения шва относительно направления действующей на него силы различают: лобовые швы (см.рис.2.38б) линия шва перпендикулярна нагрузке; фланговые швы (см.рис.2.38в) линия шва параллельна нагрузке, максимальная длина фланговых швов – $50k$; косые швы (см.рис.2.38г) линия шва под углом к нагрузке; комбинированные швы представляют собой различное сочетание в одном соединении сварных швов приведенных выше типов.

В поперечном сечении швы бывают нормальные, выпуклые, вогнутые и в виде неравнобокого прямоугольного треугольника (рис.2.39).

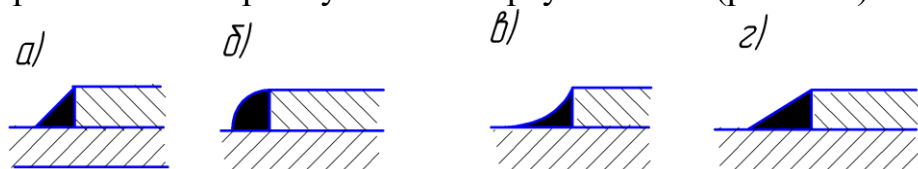


Рис.2.39. Форма сечений угловых швов: а) нормальные швы; б) выпуклые швы; в) вогнутые швы; г) в виде неравнобокого прямоугольного треугольника

Применение выпуклых швов нецелесообразно, так как они дают большую концентрацию напряжений. При переменном нагружении наиболее целесообразно применять вогнутые швы, так как они обеспечивают минимальную концентрацию напряжений (наиболее плавный переход к основному металлу). В основном применяют швы нормального сечения. Это же сечение принимается во всех прочностных расчетах.

Тавровые соединения. Эти соединения применяют в тех случаях, когда элементы расположены под углом друг к другу. Часто этот угол 90° . Соединения могут быть выполнены стыковыми или угловыми швами (рис.2.40).

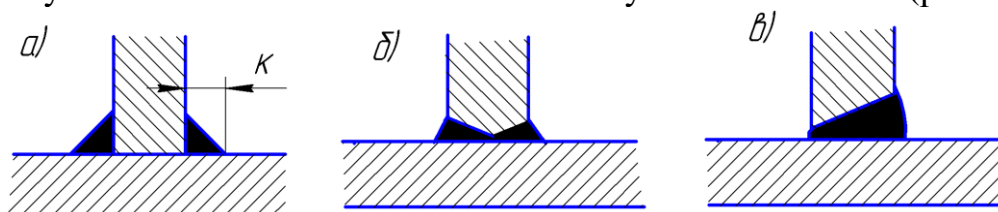


Рис.2.40. Тавровые соединения: а) угловыми швами; б) стыковым швом с двухсторонней разделкой; в) стыковым швом с односторонней разделкой

Угловые соединения. Угловые соединения (рис.2.41) выполняют, как правило, ручной дуговой сваркой. Они могут быть односторонние и двухсторонние, без подготовки кромок и с подготовкой кромок.

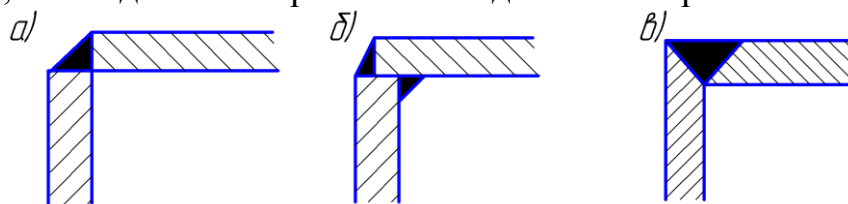


Рис.2.41. Угловые сварные соединения: а) односторонние без подготовки кромок; б) двухсторонние без подготовки кромок; в) односторонние с подготовкой кромок.

Угловые соединения применяют преимущественно для передачи малых нагрузок и поэтому их обычно не рассчитывают.

Кроме приведенных существуют также точечная сварка, сварка пробочная, проплавлением и др.

Для швов всех типов, применяемых в сварных соединениях, характерны следующие дефекты:

- непровар – местное отсутствие сцепления между наплавленным и основным металлом;
- подрез – местное утонение соединяемого элемента у границы шва вследствие оплавления;
- пористость шва;
- шлаковые включения;
- трещины.

2.7.3. Достоинства и недостатки сварных соединений

Достоинства:

- малая трудоёмкость, а значит и малая стоимость;
- небольшая масса конструкции;
- одновременное обеспечение герметичности и прочности конструкции;
- возможность автоматизации процесса;
- возможность соединения профилей большой толщины.

Недостатки:

- прочность и качество шва зависят от квалификации и состояния сварщика;
- коробление деталей из-за неравномерного нагрева;
- недостаточная надёжность при переменном нагружении.

По мере развития технологии сварки влияние этих недостатков на качество шва постепенно снижается.

2.7.4. Расчёт сварных соединений

Основное требование при проектировании сварных конструкций - обеспечить равнопрочность сварного шва и соединяемых деталей.

Стыковые швы.

Они имеют прочность близкую к прочности основного металла, обеспечивают меньшую массу и концентрацию напряжений. При качественной сварке разрушаются преимущественно в зоне термического влияния, то есть в прилегающем ко шву участке. Поэтому расчет стыкового соединения принято производить по размерам сечения детали в этой зоне. Расчет стыковых швов производят по выражениям:

- на растяжение
$$\sigma'_p = \frac{F}{A} \leq [\sigma'_p];$$

- на сжатие
$$\sigma'_{сж} = \frac{F}{A} \leq [\sigma'_{сж}];$$

- на изгиб
$$\sigma'_и = \frac{M}{W} \leq [\sigma'_р];$$

- на изгиб с растяжением
$$\sigma' = \frac{F}{A} + \frac{M}{W} \leq [\sigma'_р],$$

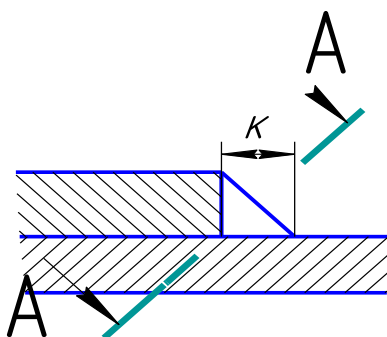
где F - растягивающая или сжимающая силы;

A - площадь расчётного сечения шва, $A = \ell \delta$, здесь ℓ - длина шва, а δ - толщина соединяемых деталей, т. е. размер шва;

W - момент сопротивления расчетного сечения шва,
$$W = \frac{\ell \delta^2}{6};$$

$\sigma'_р, [\sigma'_р], [\sigma'_{сж}]$ - действующее и допускаемые напряжения в шве.

Соединения угловыми (валиковыми) швами.



Длину лобовых и косых швов не ограничивают. Длина фланговых швов рекомендуется не более $(50...60)k \geq 30\text{мм}$. Такое ограничение минимальной длины шва сделано вследствие неизбежных его дефектов - непровар и т.п.

Разрушение угловых швов происходит по наименьшему сечению, т.е. плоскостью, проходящей через биссектрису прямого угла

(рис.2.42). Фактическое напряженное

Рис.2.42. Разрушение
углового шва

состояние металла в шве - сложное. Условно считается, что угловые швы работают только на срез. В расчетном сечении толщину шва принимают равной $0.7k$, где k - катет поперечного сечения шва. Таким образом, площадь поперечного сечения шва, по которой происходит срез, $A = 0.7k\ell$. Расчёт угловых швов производится по унифицированным формулам

$$\tau' = \frac{F}{0.7k\ell} \leq [\tau'] \quad \text{или} \quad F \leq 0.7k\ell [\tau'].$$

Эти формулы непосредственно относятся к фланговым швам, а к лобовым применяются условно.

Вообще принято считать, что:

- швы работают независимо;
- фланговые швы передают нагрузку только вдоль своей оси;
- катет шва мал, по сравнению с длиной шва.

Если швы располагаются симметрично относительно линии действия силы, принимают, что напряжение распределяется равномерно по всей длине швов. Длины фланговых швов при этом получаются одинаковыми.

В случае асимметричного расположения фланговых швов, каждый из них рассчитывают по своей нагрузке. При этом считают, что нагрузка на шов пропорциональна его расстоянию от проекции центра тяжести сечения на

соответствующую плоскость и чем выше жесткость присоединяемого элемента в месте шва, тем выше нагрузка на него и, значит, тем больше должна быть его длина.

При выполнении таврового соединения угловым швом, последний рассчитывают на срез. А в случае применения стыкового шва - в зависимости от действующей нагрузки: на растяжение (сжатие), изгиб или совместное действие изгиба с растяжением (сжатием).

2.7.5. Допускаемые напряжения при расчётах сварных соединений

При расчёте машиностроительных конструкций из низкоуглеродистых, среднеуглеродистых и низколегированных сталей допускаемые напряжения сварных швов при статических нагрузках принимают в зависимости от допускаемого напряжения на растяжение основного металла. Обычно принимают:

- для автоматической сварки под флюсом или ручной электродами Э42А или Э50А в защитном газе - $[\sigma'_p] = [\sigma'_{сж}] = 1 [\sigma_p]$; $[\tau'_{ср}] = 0.65 [\sigma_p]$;

- для ручной дуговой сварки электродами Э42 или Э50, для газовой сварки $[\sigma'_p] = 0.9 [\sigma_p]$, $[\sigma'_{сж}] = 1 [\sigma_p]$, $[\tau'_{ср}] = 0.6 [\sigma_p]$.

2.7.5. Расчёт сварных соединений при переменной нагрузке

При переменном нагружении сварные швы оказываются значительно слабее металла соединяемых деталей. Это следствие того, что:

- сварной шов – сильный концентратор напряжений;
- в зоне сварки действуют остаточные напряжения;
- в зоне нагрева меняется структура металла и выгорают легирующие элементы.

При переменных нагрузках значения допускаемых напряжений снижают умножением на коэффициент γ :

$$\gamma = \frac{1}{[(aK_{\sigma} \pm b) - (aK_{\sigma} \mp b)R]} \leq 1,$$

где K_{σ} - эффективный коэффициент концентрации напряжений;

R - коэффициент асимметрии цикла;

a и b – числовые коэффициенты, зависящие от материала соединяемых деталей. Например, для углеродистых сталей принимают, $a = 0.58$ и $b = 0.26$, а для низколегированных $a = 0.65$ и $b = 0.3$.

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений принимаются в зависимости от соединяемых материалов, типа шва и вида сварки. Например, значения K_{σ} для электродуговой сварки приведены в таблице 2.1.

Если получается $\gamma > 1$, то принимают $\gamma = 1$. Так обычно получается при высокой асимметрии цикла. Это означает, что для данного цикла нагружения

решающее значение имеет не сопротивление усталости, а статическая прочность.

Таблица 2.1

Эффективный коэффициент концентрации напряжений
при электродуговой сварке

Расчётный элемент	Низкоуглеродистая сталь	Низколегированная сталь
Стыковые швы с полным проваром корня	1.2	1.4
Угловые швы:		
лобовые	2.0	2.0
фланговые	3.5	4.5

Коэффициент асимметрии цикла

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = \frac{\tau_{\min}}{\tau_{\max}}.$$

При переменном нагружении рекомендуется рассчитывать на усталость не только сварные швы, но и сами детали в зоне этого шва. Допускаемое напряжение для деталей также умножают на коэффициент γ .

Повышению выносливости сварных швов способствуют: автоматическая сварка под флюсом и сварка в среде защитных газов, термообработка сварной конструкции, наклёп дробью, чеканка сварных швов.

Термообработка сварной конструкции это отжиг с последующим медленным охлаждением (искусственное старение). Редко применяют естественное старение – выдержку после сварки в течение 1.5...2 месяцев.

Контрольные вопросы

- 2.40. Назначение сварных соединений и виды сварки.
- 2.41. Конструктивные разновидности сварных соединений.
- 2.42. Виды швов сварных соединений.
- 2.43. Достоинства и недостатки сварных соединений.
- 2.44. Расчёт соединений стыковыми швами.
- 2.45. Расчёт соединений угловыми швами.
- 2.46. Допускаемые напряжения при расчётах сварных соединений.
- 2.47. Расчёт сварных соединений при переменном нагружении

2.8. Соединения с гарантированным натягом

Это неразъёмные соединения для передачи осевой силы и (или) вращающего момента. При сборке за счёт упругих деформаций диаметр вала уменьшится, а диаметр втулки – увеличится. (рис.2.43).

Таким образом, после сборки создаётся натяг за счёт разности размеров соединяемых деталей. На поверхности контакта деталей возникают силы трения, препятствующие взаимному смещению элементов соединения.

Соединения можно разделить на две группы:

- соединение деталей по цилиндрическим или коническим поверхностям без применения специальных соединительных деталей;

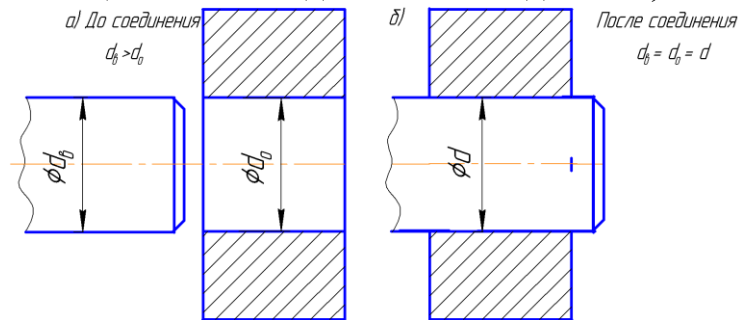


Рис.2.43. Соединение с натягом: а) до соединения; б) после соединения

- соединение деталей по плоскостям с помощью специальных стяжных колец или планок (анкеров).

Основное применение имеют соединения первой группы по цилиндрической поверхности.

По способу сборки различают цилиндрические соединения с натягом, собираемые запрессовкой и с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали. Надёжность соединения, собираемого с нагревом или охлаждением, примерно в 1.5 раза выше, чем у соединения, собираемого запрессовкой. Это происходит потому, что при сборке запрессовкой неровности контактных поверхностей частично срезаются и сглаживаются, что снижает несущую способность соединения.

Достоинства соединений.

1. Простота конструкции.
2. Хорошо работают при больших динамических нагрузках.
3. Обеспечивают хорошее центрирование.

Недостатки соединений.

1. Сложность сборки – разборки и возможность повреждения посадочных поверхностей при разборке.
2. Концентрация напряжений от посадки с натягом сопряженной детали, а значит снижение усталостной прочности вала.
3. Трудность контроля степени надёжности соединения в процессе сборки.
4. Большое рассеивание прочности соединения в связи с рассеиванием посадочных размеров в пределах допусков.

Под прочностью соединения здесь понимается способность передавать внешнюю нагрузку.

Применение соединений.

Соединения широко применяются для сборки кривошипов, коленчатых валов, колёсных центров и бандажей железнодорожного состава, венцов зубчатых и червячных колёс, подшипников качения и других деталей машин.

Расчёт соединений.

Задача расчёта установить требуемое для передачи заданной внешней нагрузки сопряжение деталей (т.е. посадку) и проверить выдержат ли соединяемые детали создаваемый при сопряжении натяг.

Расчёт выполняется по следующему алгоритму.

1. Определить давление на посадочной поверхности, требуемое при соединении деталей для передачи заданной нагрузки.

Исходя из того, что давление p должно быть таким, чтобы силы трения на поверхности контакта полностью противодействовали внешним силам, находим:

- при нагружении соединения внешней осевой силой F :

$$F \leq f\pi d\ell p \text{ откуда } p \geq \frac{F}{f\pi d\ell};$$

- при нагружении соединения крутящим моментом T :

$$T \leq f\pi d\ell p d/2 \text{ откуда } p \geq \frac{2T}{f\pi d^2\ell};$$

- при нагружении соединения одновременно осевой силой F и крутящим моментом T :

$$\sqrt{F^2 + (2T/d)^2} \leq f\pi d\ell p \text{ откуда } p \geq \frac{\sqrt{F^2 + (2T/d)^2}}{f\pi d\ell},$$

где f - коэффициент трения;

d и ℓ - диаметр и длина посадочной поверхности.

Для учёта ослабления давления центробежной силой полученную величину увеличивают.

Коэффициент трения принимается: при сборке запрессовкой $f = 0.08$, при сборке с нагревом (охлаждением) $f = 0.14$. Если одна из соединяемых деталей стальная (чугунная), а вторая бронзовая (латунная) $f = 0.05$.

2. Определить требуемый расчётный натяг.

Расчётный натяг цилиндрического соединения связан с требуемым посадочным давлением выражением

$$N_p = p d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right).$$

Здесь: E_1 и E_2 - модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей;

$$\text{коэффициенты: } c_1 = \left[\frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} \right] - \mu_1, \quad c_2 = \left[\frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} \right] + \mu_2,$$

где d - посадочный диаметр;

d_1 - диаметр отверстия охватываемой детали (для вала сплошного поперечного сечения $d_1=0$);

d_2 - наружный диаметр охватывающей детали;

μ_1, μ_2 - коэффициенты Пуассона соединяемых деталей: для стали $\mu \approx 0.3$; для чугуна $\mu \approx 0.25$; для бронзы $\mu \approx 0.35$.

3. Определить действительный натяг соединения.

Для компенсации сглаживания микронеровностей профилей сопрягаемых деталей действительный натяг N_d соединения должен быть больше требуемого N_p . Поэтому

$$N_d = N_p + 1.2(R_{z1} + R_{z2}),$$

где R_{z1} и R_{z2} - высоты микронеровностей профилей, принимаемые по соответствующему стандарту.

4. Подбор стандартной посадки

По значению N_d подбирается из стандарта соответствующая посадка таким образом, чтобы наименьший её натяг был равен или близок N_d .

Наиболее распространены следующие посадки с натягом для квалитетов 6 и 7 (в порядке убывания натяга) : Н7/у7; Н7/с6; Н7/г6; Н7/р6.

5. Проверка прочности соединяемых деталей

Необходимо проверить прочность соединяемых деталей, так как создаваемый при сборке натяг может вывести их из строя. При этом нужно исходить из наибольшего возможного натяга N_m выбранной посадки и соответствующего ему наибольшего расчетного натяга

$$N_{mp} = N_m - 1.2(R_{z1} + R_{z2}),$$

а также возможного максимального давления на контактной поверхности соединяемых деталей

$$p = \frac{N_{mp}}{d(c_1/E_1 + c_2/E_2)}.$$

Для охватывающей детали, как известно из курса сопротивления материалов, опасными являются точки на её внутренней поверхности. В этих точках возникает плоское напряженное состояние, при этом главные напряжения $\sigma_1 = \sigma_t$; $\sigma_2 = 0$; $\sigma_3 = \sigma_r$. Здесь σ_t - окружное и σ_r - радиальное нормальные напряжения. По гипотезе наибольших касательных напряжений (третьей теории прочности) для детали из пластичного материала

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_t - \sigma_r = \frac{2p}{1 - (d/d_2)^2} \leq [\sigma_p].$$

Для охватываемой детали кольцевого поперечного сечения опасны также точки внутренней поверхности. В этих точках возникает одноосное сжатие. Условие прочности для охватываемой детали, составленное по третьей теории прочности, имеет вид

$$\sigma'_{\text{экв}} = -\sigma'_3 = \frac{2p}{1 - (d/d_2)^2} \leq [\sigma'_p].$$

Здесь обозначено σ' для того, чтобы выделить обозначение напряжений для охватываемой детали.

Если охватываемая деталь представляет собой сплошной вал, то в любой его точке возникает двухосное сжатие. Главные напряжения $\sigma'_2 = \sigma'_3 = -p$ одинаковы, а $\sigma'_1 = 0$. Условие прочности в этом случае

$$\sigma'_{\text{экв}} = -\sigma'_3 = p \leq [\sigma'_p].$$

Контрольные вопросы

- 2.48. Назначение и принцип образования соединения.
- 2.49. Классификация соединений по конструкции и по способу сборки.
- 2.50. Достоинства и недостатки соединений.
- 2.51. Расчёт соединений