

2.Соединения. Неразъемные соединения.

2.1. Общие сведения и классификация

В зависимости от требований, предъявляемых к сборочной единице, ее назначения и конструктивных особенностей, входящие в нее детали образуют два широких класса *соединений*, различающихся по принципу возможности демонтажа.

Соединения, допускающие повторную сборку-разборку без нарушения работоспособности как деталей, так и элементов крепежа, называют *разъемными*. К таким соединениям относятся *резьбовые* (болтовые, винтовые, шпилечные), *лицевые, шпоночные, профильные* и т.д.

Соединения, не допускающие разборку без повреждения деталей или элементов крепежа, считают *неразъемными*. В данную группу входят *сварные, заклепочные, паяные, клеевые* и ряд других соединений.

2.2. Сварные соединения

Сварными называются соединения деталей, связанных в зоне контакта межатомными силами, которые возникают при местном сплавлении или совместном пластическом деформировании. Поэтому различают два вида сварки – *плавлением и давлением*.

При сварке плавлением детали в месте соединения доводятся до расплавленного состояния. Остывая, расплав формирует *сварной шов*.

При сварке давлением шов образуется в месте соединения деталей, доведенных до пластического состояния за счет приложения внешней силы.

Сварные соединения обладают высокой прочностью при статическом нагружении, хорошей технологичностью, герметичностью. Сопротивление сварных соединений усталости понижено вследствие наличия в швах концентраторов напряжений – трещин, непроваров, и т.д.

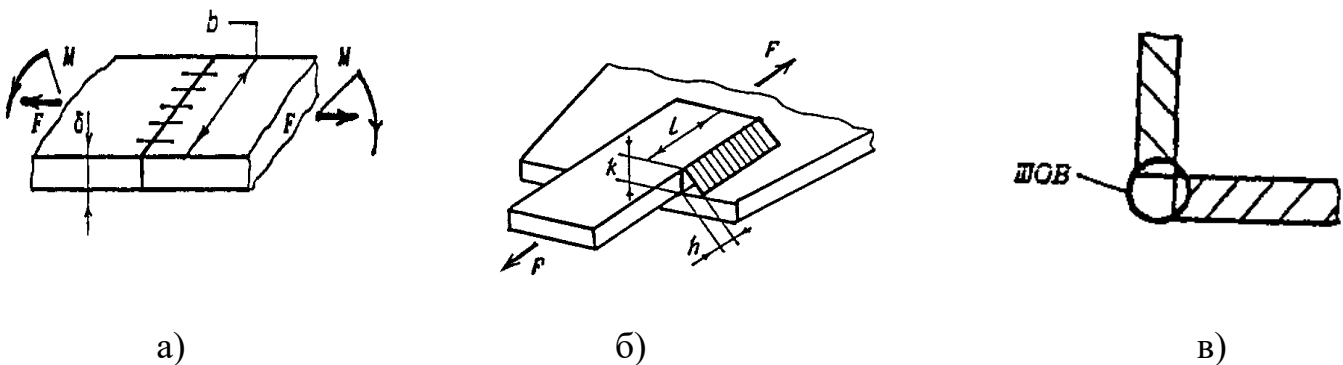


Рис. 2.1

По взаимному расположению соединяемых деталей различают *стыковые, нахлесточные и угловые* сварные соединения (рис. 2.1) .

Сварные соединения проверяют на прочность по номинальным сечениям соединяемых деталей без учета утолщения швов.

Условие прочности имеет вид –
 $F = F; M = 0 \rightarrow$

$$\sigma_p = F / b \sigma \leq [\sigma]_p' \quad (4)$$

$F = 0; M = M \rightarrow$

$$\sigma_u = \sigma M / b^2 \sigma \leq [\sigma]_p' \quad (5)$$

$F = F; M = M \rightarrow$

$$\sigma_{сум} = F / b \sigma + 6M / b^2 \sigma \leq [\sigma]_p' \quad (6)$$

Нахлесточные сварные соединения подразделяют по взаимному положению сварного шва и направлению действующей нагрузки на **лобовые, фланговые и комбинированные**.

Для флангового шва (рис.2.1, а) можно получить –

$$\tau_{ср} = F / 2hl \leq [\tau]_{ср}' \quad \text{или} \quad \tau_{ср} = F / 0,7kl_{сум} \leq [\tau]_{ср}', \quad (7)$$

где k - катет,

$l_{сум}$ - суммарная длина сварного шва.

В прикладных расчетах лобовых швов используют условие прочности (2), полагая $l_{сум} = 2b$ (рис. 2.1 б).

$$h = k \cos 45^\circ = 0,7 k$$

$$l_{сум} = 2l$$

В случае применения комбинированного шва приложенная нагрузка F воспринимается как его лобовой, так и фланговой частями -

$$F = F_l + F_\phi, \quad (8)$$

где $F_l = 0,7kl_{сумл}\tau_{ср}'$, а $F_\phi = 0,7kl_{сумф}\tau_{ср}'$. Если ввести обозначение $l_{сум} = l_{сумл} + l_{сумф}$, то при расчетах комбинированных сварных швов можно использовать условие прочности (2).

Для сваривания тонкостенных листовых конструкций часто используются **точечные** сварные соединения. Такие соединения проверяют на срез, принимая гипотезу о равномерном распределении нагрузки между силовыми точками.

Условие прочности имеет вид –

$$\tau_{ср} = 4F / \pi d^2 z \leq [\tau]_{ср}' \quad (9)$$

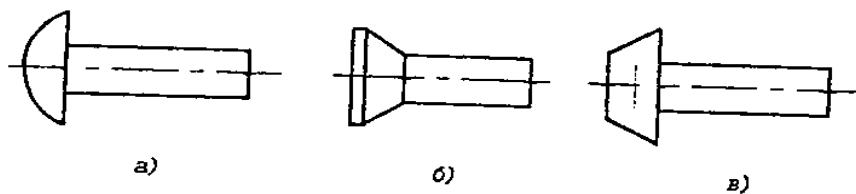
где d – диаметр, z – число силовых точек.

2.3.Заклепочные соединения

Для соединения листовых и профильных элементов конструкций корпусов, ферм, резервуаров давления и т.д. используется **заклепочные соединения**. В соответствии с обычными условиями эксплуатации основными нагрузками для них служат продольные силы, стремящиеся сдвинуть соединяемые детали одну относительно другой.

Заклепочные соединения обладают большей, чем сварные, прочностью при повторных ударных и вибрационных нагрузках, легче контролируются.

Заклепка (Рис 2.2) представляет собой стержень круглого поперечного сечения с головками той или иной формы (в зависимости от условий работы соединения). Одну из них, закладную, выполняют на заготовке заранее. Вторую, замыкающую, формируют посредством обжимки при сборке. Располагаясь в определенном порядке, заклепки образуют заклепочные швы.



В соответствии с эксплуатационными требованиями (прочность, герметичность и т.д.) заклепочные соединения выполняют прочными, плотными, прочно-плотными, одно-, двух- и многорядными. **Рядность** соединения определяется количеством рядов отверстий под заклепки в детали, непосредственно во

Рис. 2.2

известно одновременно перерезываемых в заклепке сечений различают одно-, двух- и многосрезные заклепочные соединения. По взаимному расположению соединяемых конструктивных элементов заклепочные соединения делятся на **нахлесточные** и **стыковые** – с одной или двумя накладками (рис. 2.3).

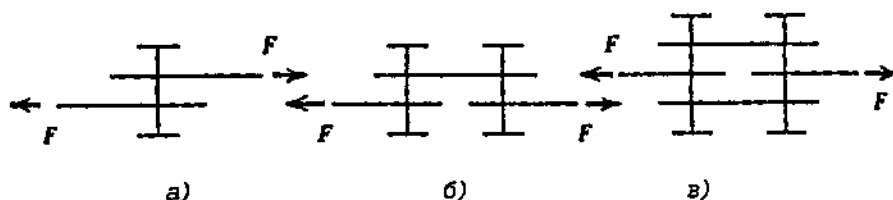


Рис. 2.3

Основные виды заклепочных соединений (Рис. 2.3): нахлесточные (а); стыковое (однорядное, односрезное) (б); стыковое (двухрядное, двухсрезное) с двумя накладками (в).

В прикладных расчетах полагают, что заклепки работают на смятие и срез. Действие напряжений изгиба и растяжения учитывают, как правило, с помощью поправочных коэффициентов, понижая допускаемые напряжения $[\sigma]_{см}$ и $[\tau]_{ср}$. Условие прочности на срез можно записать в виде –

$$\tau_{ср} = F / A_{ср} = 4F / \pi d^2 \leq [\tau]_{ср}' \quad (10)$$

Т.к. напряжения смятия в зоне контакта двух цилиндрических тел определяют поверхностью, равной площади проекции цилиндра на плоскость, перпендикулярную направлению действующей силы, условие прочности на смятие принимает вид –

$$\sigma_{см} = F / A_{см} = F / d\sigma \leq [\sigma]_{см} \quad (11)$$

Вопросы для самоконтроля

1. Какие виды сварки получили распространение в промышленности?
2. Какие различают типы сварных швов?
3. Как проводят расчет стыковых сварных швов?
4. Как выполняют расчет угловых сварных швов – лобовых, фланговых, комбинированных?
5. Какими преимуществами обладают сварные соединения по сравнению с заклепочными?
6. Какие различают заклепки по назначению и по форме их головок?
7. Какие заклепочные швы различают по назначению и по конструкции?
8. Что учитывается коэффициентом прочности заклепочного шва?
9. Как рассчитывают прочные и прочноплотные заклепочные швы?

3.Разъемные соединения

3.1. Соединения типа «Вал-ступица»

К соединениям типа «*Вал-ступица*» относятся разъемные *шпоночные и шлицевые* (зубчатые). Они предназначены для передачи вращательного движения и крутящего момента от **валов** к присоединенным деталям и наоборот.

Шпоночные соединения сравнительно просты и надежны, технологичны, обеспечивают относительное удобство сборки-разборки. Их недостатком является наличие у валов и ступиц шпоночных пазов, ослабляющих сечения соединяемых деталей и вызывающих значительную концентрацию напряжений, что понижает сопротивление валов усталости.

По конструкции шпонки подразделяются на: призматические, сегментные, клиновые. Геометрические параметры всех типов шпонок стандартизованы. Наибольшее распространение получили *призматические шпонки*.

В зависимости от назначения их разделяют на обыкновенные, направляющие и специальные. Как правило, призматические шпонки бывают трех исполнений (рис.3.1):

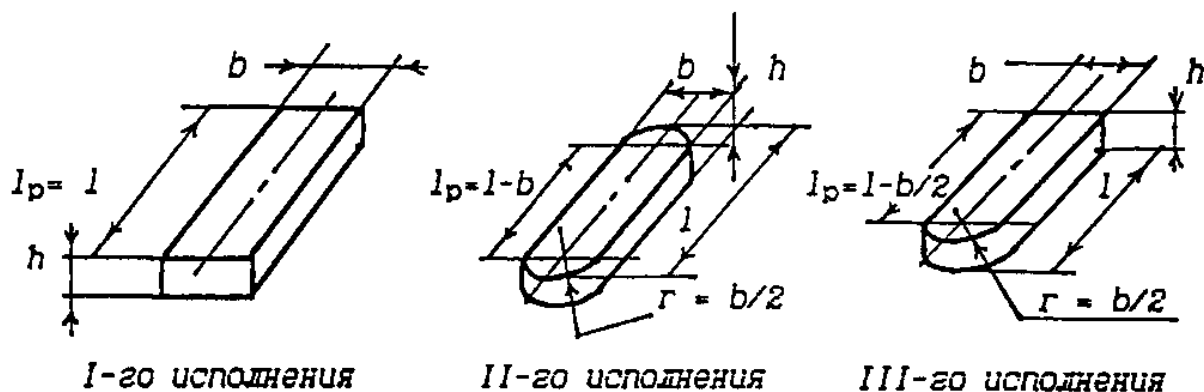


Рис.3.1

Рабочими поверхностями призматических шпонок являются боковые грани. В прикладных расчетах полагают, что призматические шпонки работают на смятие и срез (рис.3.2).

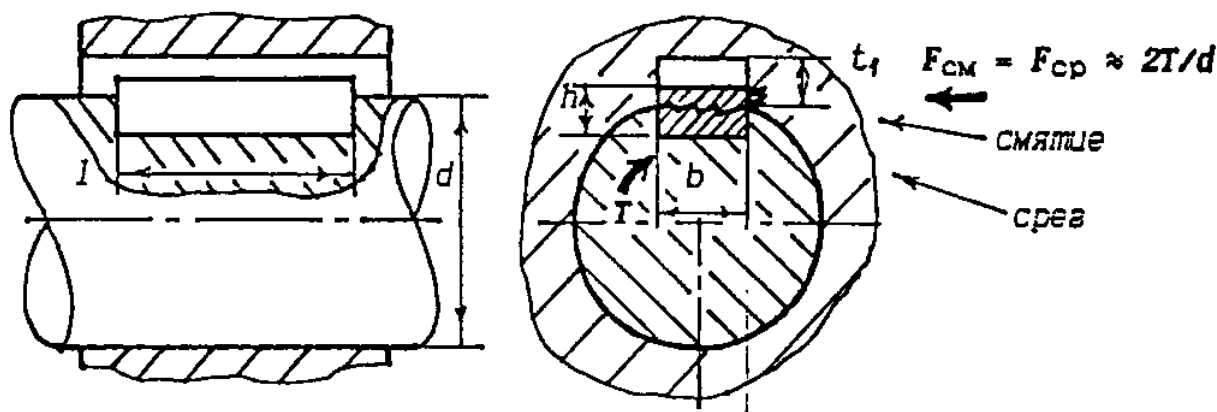


Рис. 3.2

Условие прочности на срез –

$$\tau_{ср} = F_{ср} / A_{ср} = 2T / db l_p \leq [\tau]_{ср}, \quad (12)$$

где T – передаваемый крутящий момент. Поэтому проверочный расчет шпонок на срез по формуле (12) выполняют только для ответственных соединений.

Условие прочности при смятии –

$$\sigma_{см} = F_{см} / A_{см} = 2T / dl_p (h - t_1) \leq [\sigma]_{см} \quad (13)$$

Допускаемые напряжения $[\sigma]_{см}$ выбирают в зависимости от материалов соединяемых деталей и шпонок. Для стальных валов, ступиц и шпонок принимают $[\sigma]_{см} = 120 \dots 180$ МПа.

Соединения сегментными шпонками, представляющими собой пластины в форме части диска (рис. 3.3), по принципу работы аналогичны соединениям призматическими шпонками. По сравнению с ними они более технологичны, но значительно ослабляют валы. Проверочные расчеты таких соединений производят на срез и реже на смятие.

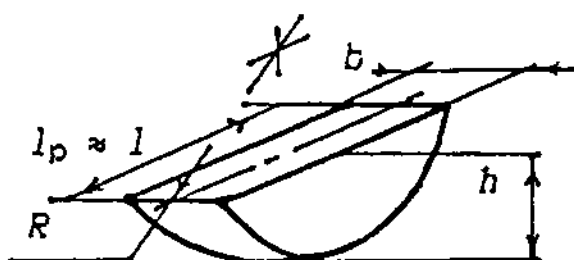


Рис. 3.3

Клиновые шпонки (рис. 3.4) представляют собой клинья с уклоном рабочих поверхностей 1:100 и позволяют передавать как крутящий момент, так и осевую силу, создавая натяг между валом и ступицей.

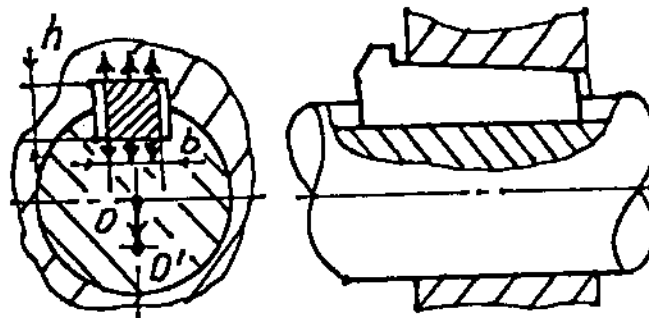


Рис. 3.4

Но применение таких шпонок вызывает перекос соединяемых деталей. Кроме того, происходит радиальное смещение ступицы по отношению к валу, что приводит к биениям. Поэтому область применения клиновых шпонок ограничивается тихоходными передачами невысокой точности.

Шлицевые соединения образуются при вхождении выступов–зубьев на валах в соответствующие впадины–пазы на ступицах. Такие соединения можно рассматривать как многошпоночные, учитывая, что шпонки в данном случае

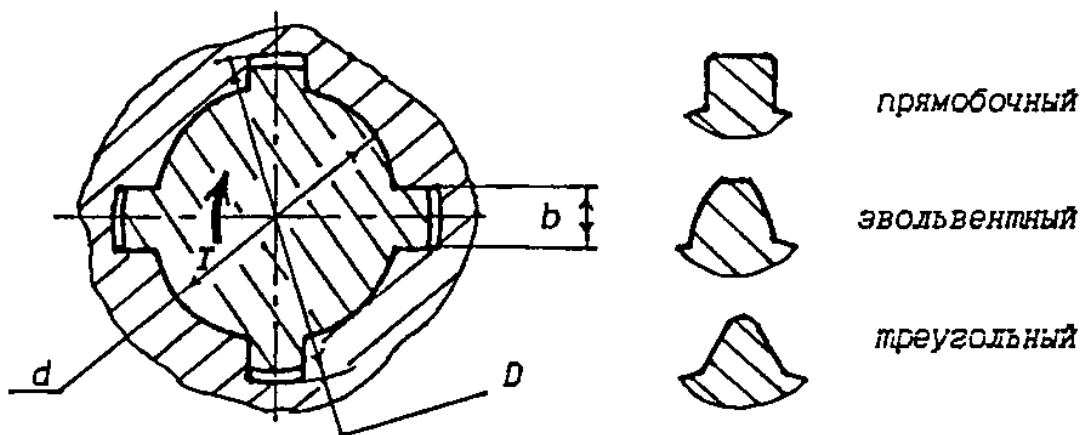


Рис. 3.5 Шлицевые соединения. Типы зубьев.

представляют одно целое с валами. Шлицы выполняют прямобоочного, эвольвентного и треугольного профилей (рис. 3.5). Параметры шлицевых соединений стандартизованы (кроме соединений с зубьями треугольного профиля).

Шлицевым соединениям присуще лучшие, чем шпоночным, нагрузочная способность (вследствие большей рабочей поверхности контакта и равномерности распределения давления по высоте зубьев), сопротивление валов усталости (за счет отсутствия шпоночных пазов и меньшей концентрации напряжений), технологичность и точность.

При использовании шлицевых соединений прямобоочного профиля применяют три вида центрирования:

- по боковым граням (наименее точное, но обеспечивающее наибольшую нагрузочную способность);
- по наружному диаметру D (используется для ступицы малой твердости);
- по внутреннему диаметру d .

При решении прикладных задач шлицевые соединения проверяют на смятие. Условие прочности имеет вид –

$$\sigma_{см} = 2T / \psi l h d_{cp} z \leq [\sigma]_{см} \quad (14)$$

где ψ - коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между шлицами; l – длина поверхностей контакта зубьев на валу с пазами в ступице; h – высота данных поверхностей; d_{cp} – их средний диаметр; z – количество зубьев.

Параметры h и d_{cp} определяются в зависимости от профиля зубьев. Например, для шлицевых соединений прямобочного профиля значения h и d_{cp} соответственно составляют –

$$h = (D - d) / 2 \text{ и } d_{cp} = (D + d) / 2 \quad (15)$$

3.2. Резьбовые соединения

Цилиндрическая резьба характеризуется следующими параметрами:

- формой и размером **профиля**;
- наружным, внутренним и средним диаметрами;
- **шагом**;
- числом заходов;
- углом подъема;

Профилем называют контур сечения резьбы плоскостью, проходящей через ее ось. По виду профиля различают резьбы метрические (в основе профиля лежит равносторонний треугольник); дюймовые (равнобедренный треугольник), разновидностью которых являются трубные (мелкие дюймовые); трапецеидальные (равнобокая трапеция); круглые и квадратные (рис. 3.6). Стандартизованы параметры всех резь, кроме квадратной.

Профиль резьбы характеризуется углом, теоретической и рабочей высотами (рис. 3.6). Угол профиля α - угол между его боковыми сторонами в осевой плоскости. Теоретическая высота профиля H – высота полного треугольного профиля, полученного условием продолжением его боковых сторон до их пересечения. Рабочая высота профиля h – высота, на которой происходит контакт витков резьбы винта и гайки.

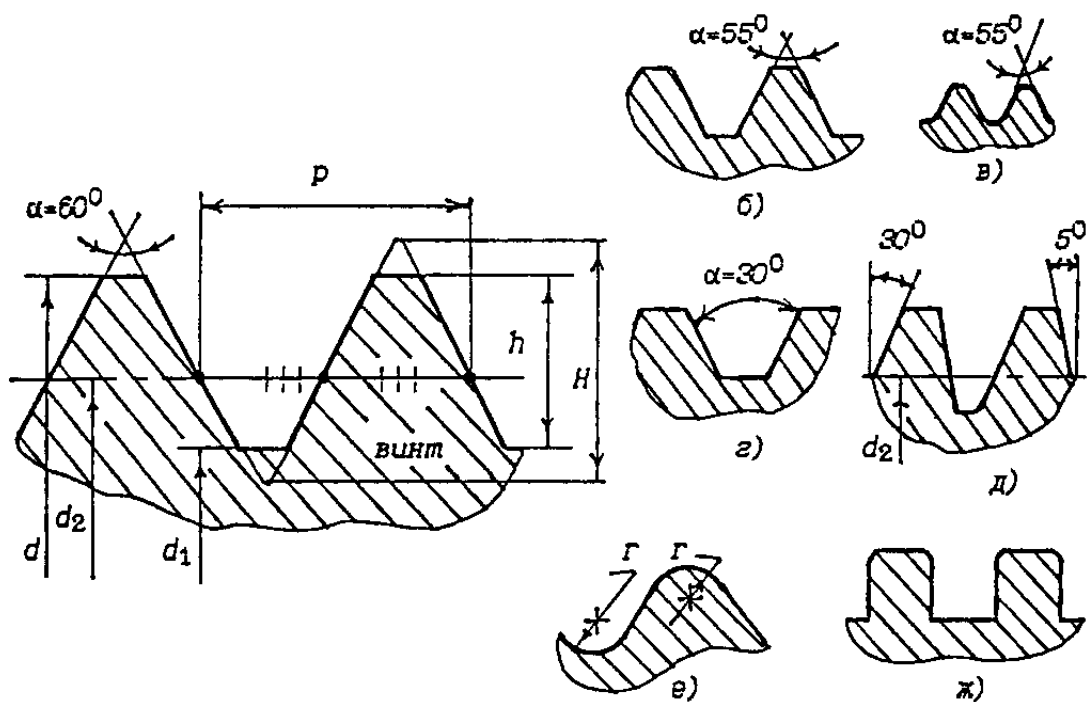


Рис. 3.6

Наружный (номинальный) диаметр резьбы d – диаметр цилиндра, описанного вокруг ее вершин. Внутренний диаметр резьбы d_1 – диаметр цилиндра, описанного вокруг ее впадин. Средний диаметр резьбы d_2 – диаметр воображаемого цилиндра, на поверхности которого равны толщина витков и ширина впадин (рис. 3.6). По диаметру d_2 резьбы контролируют при изготовлении.

Важнейшим параметром резьбы является ее **шаг** p – расстояние между одноименными точками профиля соседних витков в осевом направлении (рис. 3.6). Ход резьбы t определяется перемещением инструмента при ее изготовлении в осевом направлении за один оборот заготовки. Резьбы выполняют одно-, двух-, и многозаходными. Пусть число заходов равно, a , тогда ход резьбы составит

$$t = a \cdot p \quad (16)$$

Широкое распространение в машиностроении получили разъемные **Резьбовые соединения**, собранные с помощью **резьбовых крепежных элементов** или **резьб**, выполненных непосредственно на соединяемых деталях.

Такие соединения обладают высокими несущей способностью и надежностью. Они характеризуются простой сборки-разборки и легкостью замены поврежденных элементов крепежа. Резьбовые соединения позволяют применять однотипные стандартные детали в различных машинах. Но их существенным недостатком является концентрация напряжений в резьбе, снижающая сопротивление циклическим нагрузкам.

К основным типам резьбовых элементов крепежа относятся **болты, винты, шпильки, гайки и резьбовые вставки**.

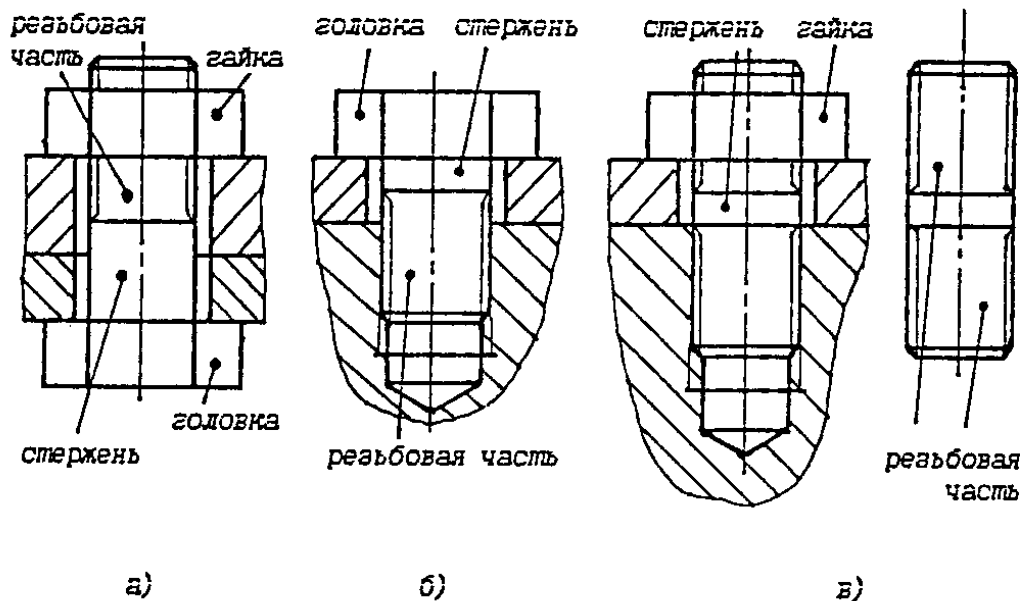


Рис. 3.7

Болт

Для деталей относительно небольшой толщины при наличии места для гайки и головки. Если данные условия не выполняются, но в одной из деталей можно высверлить резьбовые отверстия, используют **винтовые соединения** (рис. 3.7).

В случае необходимости частой сборки-разборки подобного вида соединений, вызывающей изнашивание резьбовых отверстий в детали, вместо винтовых применяют **шпилечные соединения** (рис. 3.7) или в резьбовые отверстия вкручивают **резьбовые вставки**, которые представляют собой втулки из износостойких материалов с наружной и внутренней резьбой. Шпилечные соединения или резьбовые вставки обычно используют, когда материал детали с резьбовым отверстием не обладает высокой твердостью (легкие сплавы, пластмассы).

Головки болта, винтов и гайки в зависимости от назначения и конструктивных особенностей соединяемых деталей выполняются заворачивающим инструментом.

Наибольшую опасность для крепежных резьб представляет **срез** витков по сечениям, показанным на (рис. 3.8).

В прикладных расчетах витков резьб винтов и гаек в целях упрощения полагают, что осевая нагрузка на винт Q распределяется между всеми виткам резьбы равномерно. Реально первый виток резьбы воспринимает более 30% всей нагрузки, а десятый – около 1%. Таким образом, выполнять число витков резьбы z более 10 нецелесообразно.

Если развернуть виток резьбы винта (гайки) на плоскость по диаметру $d_1(d)$, опасное сечение будет представлять собой прямоугольник со сторонами a_p и $\pi d_1(\pi d)$.

Для витков резьбы винта и гайки –

$$\tau_{cp}^B = (Q/z)/\pi d_1 a_p = k_c Q/Hd_1 \quad (17)$$

$$\tau_{cp}^r = (Q/z) / \pi d_a p = k_c Q / Hd, \quad (18)$$

где $k_c = 1/\pi a_c = \text{const}$ – коэффициент, определяющий полноту профиля резьбы в отношении среза; $H = z \cdot p$ – высота гайки.

Значение коэффициента k_c зависит от вида профиля резьбы. Его принимают равным 0,6...0,65 для трапецеидальных, 0,8 для квадратных и 0,87 для метрических резьб. Проверочный расчет витков резьбы на срез производят по формуле:

$$\tau_{cp} = k_c Q / Hd \leq [\tau]_{cp}^r \quad (19)$$

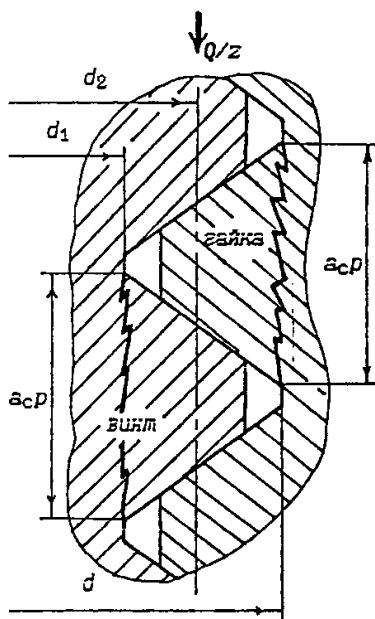


Рис. 3.8 Сечение среза для винтов резьбы винта гайки

Вопросы для самоконтроля

1. Какие различают типы шпонок?
2. Каковы области применения шпонок различных типов?
3. Как определяют размеры шпонок?
4. Как проводят расчет призматических и сегментных шпонок?
5. Каковы преимущества шлицевых соединений по сравнению со шпоночными?
6. Как классифицируют шлицевые соединения и выполняют их расчет?
7. Как проводят расчеты соединений типа “вал - ступица”?
8. Какие различают типы резьб?
9. Какие типы резьб стандартизованы?
10. Почему для крепежных изделий применяют резьбу треугольного профиля?
11. Какие различают виды метрической резьбы?
12. Почему метрическая резьба с крупным шагом получила наибольшее распространение?
13. Когда применяют резьбы с мелким шагом?

14. Каковы геометрические параметры резьбы?
15. Какие используют резьбовые элементы крепежа, каковы области их применения и особенности конструктивного исполнения?
16. Какой формы выполняют головки болтов и винтов?
17. В каких случаях применяют шпильки и винты вместо болтов?
18. Как рассчитывают резьбу?