

СОЕДИНЕНИЯ

1. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

1.1. Общие сведения о сварных соединениях

Сварные соединения – это неразъемные соединения, основанные на использовании сил молекулярного сцепления и получаемые путем местного нагрева в зоне соединения деталей до расплавленного состояния (сварка плавлением электродуговая, электрошлаковая и др.) или до тестообразного состояния, но с применением механической силы (контактная сварка). Сварные соединения лучше других приближают составные детали к целым и позволяют изготавливать детали неограниченных размеров. Прочность сварных соединений при статических и ударных нагрузках доведена до прочности деталей из целого металла. Освоена сварка всех конструкционных сталей, включая высоколегированные, цветных сплавов и пластмасс.

Достоинства:

1. Невысокая стоимость соединения благодаря малой трудоемкости процесса сварки и простоты конструкции сварного шва.
2. Соединение деталей может выполняться встык без накладок.
3. Герметичность и плотность соединения.
4. Возможность автоматизации процесса сварки.
5. Возможность сварки толстых профилей.

Недостатки:

1. Прочность сварного соединения зависит от квалификации сварщика. Применение автоматической сварки устраняет этот недостаток.
2. Коробление деталей из-за неравномерного нагрева в процессе сварки.
3. Недостаточная надежность при значительных вибрационных и ударных нагрузках. По мере совершенствования процесса сварки этот недостаток проявляется в меньшей степени.

Применение сварных соединений. В современном машиностроении, в строительных конструкциях и в других отраслях промышленности сварные соединения постепенно вытесняют заклепочные соединения. В настоящее время сварку широко применяют как способ получения заготовок деталей из проката в мелкосерийном и единичном производстве, а также в ремонтном деле. Сварными выполняют станины, рамы, корпуса редукторов, шкивы, зубчатые колеса, коленчатые валы и другие детали.

1.2. Конструктивные разновидности сварных соединений и типы швов

В зависимости от взаимного расположения соединяемых элементов применяют следующие конструктивные разновидности сварных соединений:

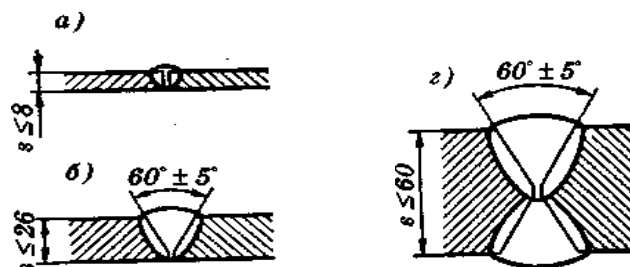


Рисунок 2.1 – Стыковые швы:

- a* – однорядный без скоса кромок;
- б* – односторонний со скосом кромок;
- в* – двусторонний с двумя симметричными скосами одной кромки;
- г* – двусторонний с двумя симметричными скосами двух кромок

1. **Стыковые соединения.** Эти соединения просты и совершенны. На рисунке 2.1 показаны различные варианты стыковых швов, выполняемых ручной электродуговой сваркой при различной толщине соединяемых элементов.

При автоматической сварке происходит более глубокое проплавление металла, поэтому толщину свариваемых деталей без обработки кромок увеличивают примерно в два раза по сравнению с ручной, а при обработке кромок угол их скоса уменьшают. Выпуклость стыкового шва увеличивает концентрацию напряжений, поэтому в ответственных соединениях ее удаляют механическим способом. Соединения встык наиболее надежные из всех сварных соединений, их рекомендуют в конструкциях, подверженных вибрационными нагрузками.

2. **Нахлестные соединения.** Эти соединения выполняют угловыми швами, которые могут иметь различную форму сечения:

а) нормальные (рисунок 2.2, а); их профиль представляет собой равнобедренный треугольник;

б) вогнутые (рисунок 2.2, б); их применяют в особо ответственных конструкциях при переменных нагрузках, так как вогнутость обеспечивает плавный переход шва в основной металл детали, благодаря чему снижается концентрация напряжений. Вогнутый шов повышает стоимость соединения, так как требует глубокого провара и последующей механической обработки для получения вогнутости;

в) выпуклые (рисунок 2.2, в); они нерациональны, так как вызывают повышенную концентрацию напряжений;

г) специальные (рисунок 2.2, г); их профиль представляет собой неравнобедренный прямоугольный треугольник. Применяют при переменных нагрузках, так как значительно снижает концентрацию напряжений.

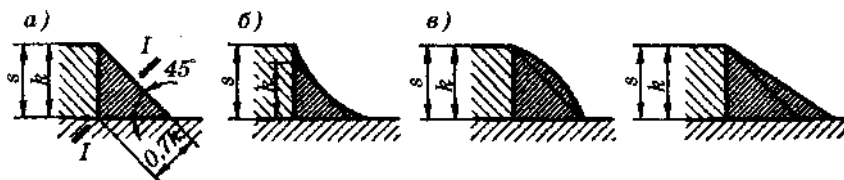


Рисунок 2.2

За катет шва k принимают меньшую сторону вписанного в сечение шва равнобедренного треугольника (рисунок 2.2, г). В большинстве случаев величину k принимают равной толщине s свариваемых деталей, но не менее 3 мм.

В зависимости от расположения относительно нагрузки угловые швы бывают:

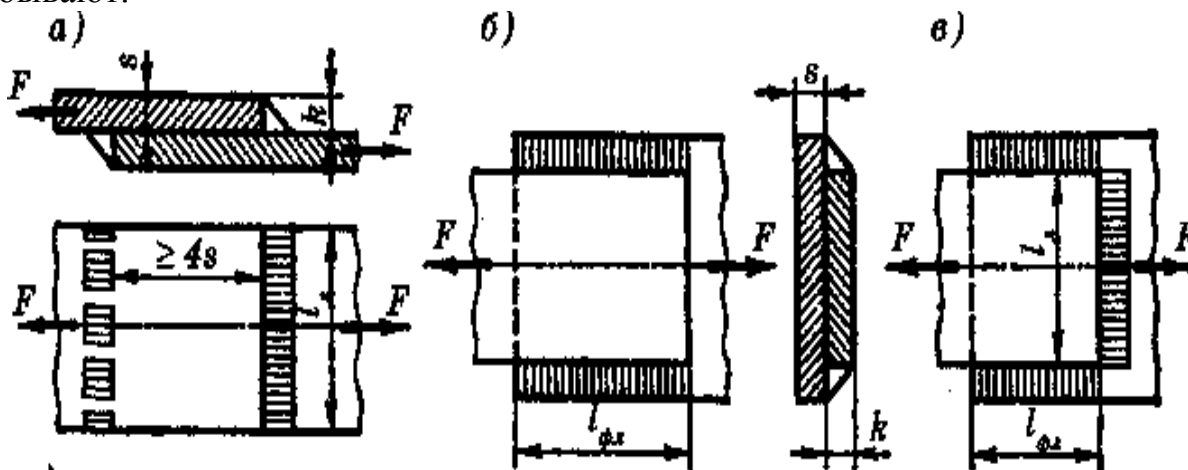


Рисунок 2.3 – Угловые швы соединений внахлест

а) лобовые, расположенные перпендикулярно к линии действия нагрузки (рисунок 2.3, а);

б) фланговые, расположенные параллельно линии действия нагрузки (рисунок 2.3, б);

в) комбинированные, состоящие из сочетания лобовых и фланговых швов (рисунок 2.3, в).

При соединении внахлест возникает изгибающий момент $M_u = Fs$ (рисунок 2.3, а) от внецентренного действия растягивающих сил, что является существенным недостатком этих соединений.

3. Тавровые соединения. Свариваемые элементы располагаются во взаимно перпендикулярных плоскостях. Соединение может быть

выполнено угловыми (рисунок 2.4, а) или стыковыми (рис. 2.4, б) швами.

4. Угловые соединения (рисунок 2.4, в, г). Применяются для изготовления тары из листовой стали, ограждений и др. Выполняются угловыми швами. Эти соединения передают малые нагрузки и поэтому не рассчитываются на прочность.

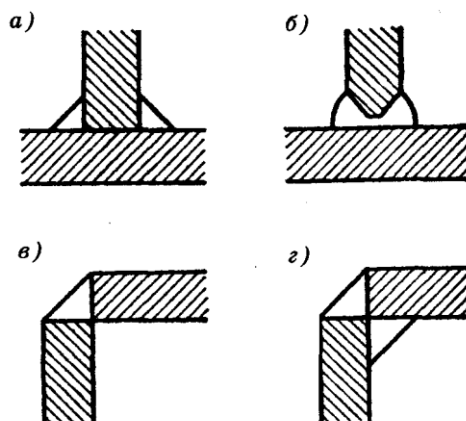


Рисунок 2.4 – Тавровые и угловые соединения

1.3. Расчет сварных соединений при осевом нагружении

Основным критерием работоспособности сварных швов является прочность. Расчет на прочность основан на допущении, что напряжения в шве распределяются равномерно как по длине, так и по сечению.

Соединения встык. Расчет стыковых швов (рисунок 2.1, а) производят на растяжение по сечению соединяемых деталей без учета утолщения шва. Условие прочности шва на растяжение имеет вид

$$\sigma'_p = \frac{F}{sl_{ш}} \leq [\sigma]'_p, \quad (2.1)$$

где F – осевая растягивающая нагрузка; s – толщина шва, принимается равной толщине детали; $l_{ш}$ – длина шва; σ'_p и $[\sigma]'_p$ расчетное и допускаемое напряжение на растяжение для материала шва (таблица 2.1).

Таблица 2.1 – Допускаемые напряжения для сварных швов соединений из низкоуглеродистых и низколегированных сталей

Напряженное состояние	Тип шва	Способ сварки	Допускаемое напряжение
Растяжение, сжатие $[\sigma]'_p$	Стыковой	Дуговая автоматическая и полуавтоматическая под флюсом Дуговая ручная электродами Э42А, Э46А	$[\sigma]_p$

Продолжение таблицы 2. 1

Напряженное состояние	Тип шва	Способ сварки	Допускаемое напряжение
Срез [τ]' _{ср}	Угловой Стыковой Угловой	Дуговая автоматическая и полуавтоматическая под флюсом Дуговая ручная	0,8[σ] _p 0,65[σ] _p 0,6[σ] _p

Примечание: В таблице [σ]_p – допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей.

Нахлестное соединение угловыми швами. Расчет угловых швов производится на срез по опасному сечению I–I (рисунок 2.2, а), совпадающему с биссектрисой прямого угла.

Расчетная высота опасного сечения шва равна $k \sin 45^\circ = 0,7k$.

Условие прочности шва на срез

$$\tau_{cp}' = \frac{F}{0,7kl_{ш}} \leq [\tau]_{cp}', \quad (2.2)$$

где τ_{cp}' и $[\tau]_{cp}'$ – расчетное и допускаемое напряжение среза для шва (таблица 2.1); $l_{ш}$ – длина шва. В соединении лобовыми швами $l_{ш} = 2 l_l$ (рисунок 2.3, а), фланговыми швами $l_{ш} = 2l_{фл}$ (рисунок 2.3, б). В комбинированном сварном соединении (рисунок 2.3, в) $l_{ш}$ равна сумме длин всех лобовых и фланговых швов.

1.4. Допускаемые напряжения для сварных соединений

Температурные деформации при сварке создают остаточные напряжения в зоне шва. Эти напряжения будут незначительны, если свариваемые металлы обладают хорошей пластичностью. К таким металлам относятся мало- и среднеуглеродистые стали. Сварка легированных сталей несколько затруднена из-за склонности к закалке околошовной зоны. Допускаемые напряжения для сварных соединений выбирают по таблице 2.1.

1.5. Последовательность проектного расчета сварных соединений при осевом нагружении

Исходные данные:

Величина осевой нагрузки и характер ее действия. Материал соединяемых деталей. Вид электросварки и марка электродов.

Последовательность расчета:

1. Задаются типом шва и формой его сечения в зависимости от

конструкции свариваемых деталей.

2. Определяют допускаемые напряжения для сварного соединения.

3. Определяют общую расчетную длину швов.

4. При соединении комбинированными швами определяют длину лобовых и фланговых швов.

5. Вычерчивают сварное соединение и уточняют размеры соединяемых деталей.

1.6. Рекомендации по конструированию сварных соединений встык и внахлест

Из-за дефектов сварки на концах шва принимают минимальную длину шва не менее 30 мм.

В соединениях внахлест (рисунок 2.3, а) длину перекрытия принимают больше $4s$, где s – минимальная толщина свариваемых деталей. Длина лобовых швов l_n не ограничивается. Длина фланговых швов ограничивается, так как с увеличением их длины возрастает неравномерность распределения напряжений по длине шва (рисунок 2.3, б) $l_{фл} < 60k$

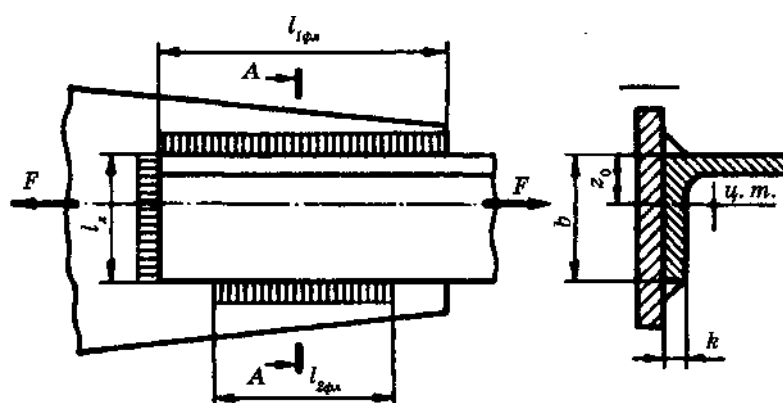


Рисунок 2.5 – Пример сварной конструкции

Сварные швы располагают так, чтобы они в соединении были нагружены равномерно. При проектировании соединения уголков с косынками (рисунок 2.5) длины фланговых швов принимают обратно пропорциональными расстояниям до центра тяжести уголка:

$$\frac{l_{1фл}}{b - z_0} = \frac{l_{2фл}}{z_0}, \quad (2.3)$$

Суммарная длина фланговых швов

$$l_{фл} = l_{1фл} + l_{2фл}, \quad (2.4)$$

Следовательно, длина флангового шва у примыкающей полки уголка

$$l_{2фл} = l_{1фл} \frac{z_0}{b}. \quad (2.5)$$

В конструкциях, подверженных действию вибрационных знакопеременных нагрузок, соединения внахлест не рекомендуются, так как они создают значительную концентрацию напряжений.

2. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

2.1. Образование заклепочного шва

Заклепочный шов образуют заклепки и склепываемые детали, выполненные в большинстве случаев из листового материала или профилей проката (рисунок 3.1). Отверстия под заклепки в деталях продавливают или сверлят. При продавливании образуются мелкие трещины по периферии отверстий. Трещины могут быть причиной разрушения заклепочного шва во время работы. Продавленные отверстия применяют в малоответственных конструкциях. Сверление – процесс малопроизводительный и дорогой. Сверленные отверстия применяют в конструкциях, где требуется высокая надежность. При больших диаметрах отверстий практикуют продавливание с последующим рассверливанием. Диаметры отверстий под заклепки d_0 принимают в зависимости от диаметра заклепки d (таблица 3.1).

Для образования замыкающей головки выступающий конец заклепки (рисунок 3.1, а) должен выходить из отверстия детали на длину

$$l_0 = 1,5d \quad (3.1)$$

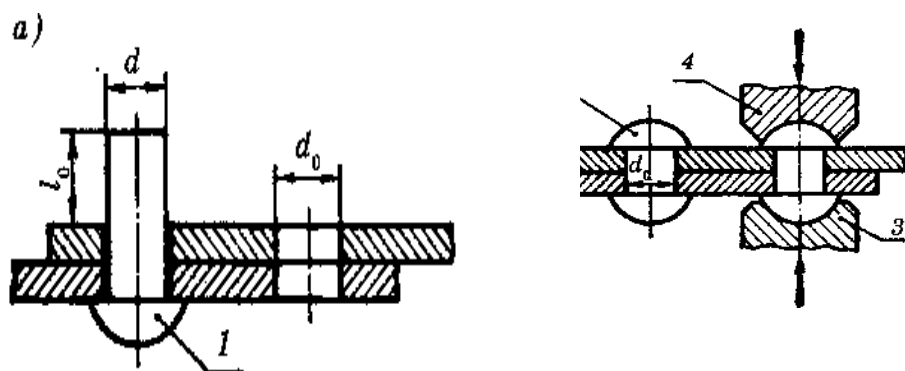


Рисунок 3.1 – Образование заклепочного шва:

- a – закладка заклепки;
- b – клепка;
- 1 – закладная головка;
- 2 – замыкающая головка;
- 3 – поддержка;
- 4 – обжимка

Клепку производят на клепальных машинах (прессах) или вручную (пневматическими молотками). Сначала происходит осадка стержня, зазор между заклепкой и отверстием заполняется, после чего образуется замыкающая головка (рисунок 3.1, б).

Стальные заклепки диаметром до 12 мм можно ставить холодным способом, то же относится к заклепкам из цветных металлов и сплавов.

Таблица 3.1 – Диаметры отверстий под заклепки

Диаметр заклепки d , мм	Диаметр отверстия d_0 , мм		Диаметр заклепки d , мм	Диаметр отверстия d_0 , мм	
	Машино- и станкостроение	Грубая сборка		Машино- и станкостроение	Грубая сборка
6	6,5	6,7	12	13,0	13,0
8	8,5	8,7	16	16,5	17,0
10	10,5	11,0	20	21,0	21,0

При горячем способе стальные заклепки нагревают до светло-красного каления. Этот способ обеспечивает более высокое качество заклепочного шва, так как заклепки укорачиваются при остывании и стягивают детали, создавая на стыке их поверхностей большие силы трения, препятствующие относительному сдвигу деталей при действии нагрузки

2.2. Достоинства, недостатки и применение заклепочных соединений

Достоинства:

1. Высокая надежность соединения.
2. Удобство и надежность контроля качества шва.
3. Хорошая сопротивляемость вибрационным и ударным нагрузкам.

Недостатки:

1. Высокая стоимость, так как процесс получения заклепочного шва состоит из большого числа операций (разметка, продавливание или сверление отверстий, нагрев заклепок, их закладка, клепка) и требует применения дорогостоящего оборудования (станки, прессы, клепальные машины).

2. Большой расход материала, так как из-за ослабления деталей отверстиями под заклепки требуется увеличение площади сечений. Кроме того, необходимость применения накладок и прочих дополнительных элементов также приводит к увеличению расхода материала.

Применение. В настоящее время заклепочные соединения применяют:

1. В конструкциях, воспринимающих значительные вибрационные и ударные нагрузки при высоких требованиях к надежности соединения.
2. При изготовлении конструкций из не свариваемых материалов (дюралюминий, текстолит и др.).
3. В соединениях окончательно обработанных деталей, в которых применение сварки недопустимо из-за их коробления при нагреве.

В современном машиностроении область применения заклепочных соединений все более сокращается по мере совершенствования методов сварки.

Основные типы заклепок. Форму головки выбирают в зависимости от назначения заклепочного шва. Форма определяет тип заклепки. Наибольшее применение имеют заклепки с полукруглыми головками (рисунок 3.2, а). Заклепки с потайными головками (рисунок 3.2, б) применяют тогда, когда конструктивно недопустимы выступы головок.

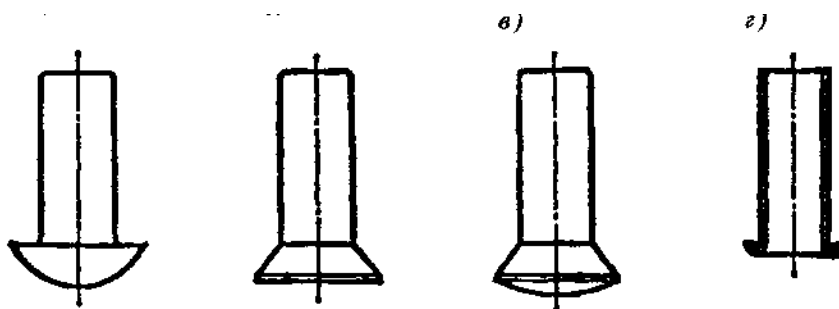


Рисунок 3.2 – Основные типы заклепок:

- а – с полукруглой головкой;
- б – с потайной головкой;
- в – с полу потайной головкой;
- г – трубчатая

Заклепки с полупотайной головкой (рисунок 3.2, в) используют в том случае, когда выступающие закладные головки заклепок мешают перемещению каких-либо деталей или в случае больших гидродинамических и аэродинамических сопротивлений. Трубчатые заклепки (рисунок 3.2, г) применяют в слабо нагруженных металлических соединениях, а также в соединениях неметаллических материалов (фибра, текстолит и др.). Замыкающая головка трубчатой заклепки получается развальцовкой свободного конца. Все заклепки стандартизованы (см. справочную литературу).

2.3. Краткие сведения о материалах заклепочных соединений

Основными материалами склепываемых деталей являются малоуглеродистые стали Ст2, Ст3, цветные металлы и их сплавы.

К материалу заклепки предъявляются *требования*:

1. Высокая пластичность для облегчения процесса клепки.
2. Одинаковый коэффициент температурного расширения с материалом деталей во избежание дополнительных температурных напряжений в соединении при колебаниях температуры.

3. Однородность с материалом склепываемых деталей для предотвращения появления гальванических токов, сильно разрушающих соединения.

Для стальных деталей применяют только стальные заклепки, для дюралюминиевых – алюминиевые, для медных – медные.

Заклепки изготавливают на посадочных автоматах из прутков малоуглеродистых сталей Ст2, Ст3, из сплавов цветных металлов Л62, М3, АД1 и др.

По назначению заклепочные соединения разделяют на прочные (в металлоконструкциях), прочноплотные (в котлах и резервуарах с высоким давлением), плотные (в резервуарах с небольшим внутренним давлением).

Каждая заклепка имеет свою зону действия D (рисунок 3.3), на которую распространяется деформация сжатия в стыке деталей. Если зоны действия соседних заклепок пересекаются, то соединение будет плотным.

Для обеспечения плотности шва иногда выполняют чеканку (пластическое деформирование листов, например, пневматическими молотками) вокруг заклепок и по кромкам листов.

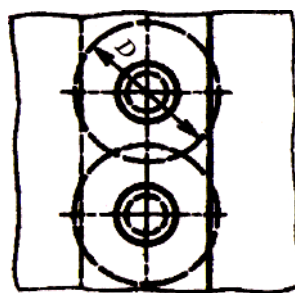


Рисунок 3.3

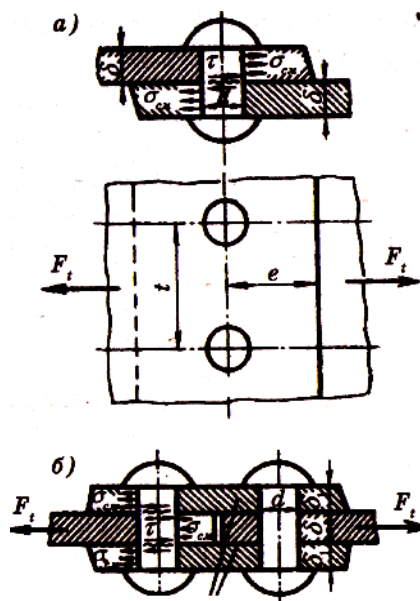


Рисунок 3.4 – Заклепочные соединения:

а – однорядный односрезный шов внахлест;

б – однорядный двухсрезный шов встык с двумя накладками

По конструктивному признаку различают заклепочные соединения внахлест и встык, однорядные и многорядные, односрезные и многосрезные (рисунок 3.4, а, б).

2.4. Расчет на прочность элементов заклепочного шва

Расчет на прочность – основной критерий работоспособности прочных заклепочных швов – основан на следующих допущениях:

1. Силы трения на стыке деталей не учитывают, считая, что вся нагрузка передается только заклепками.

2. Расчетный диаметр заклепки равен диаметру отверстия d_0 .

3. Нагрузка между заклепками распределяется равномерно. Рассмотрим простейший заклепочный шов – однорядный односрезовый внахлест (рисунок 3.5). При нагружении шва осевой силой F_4 детали стремятся сдвинуться относительно друг друга. При этом условия прочности элементов шва имеют следующий вид:

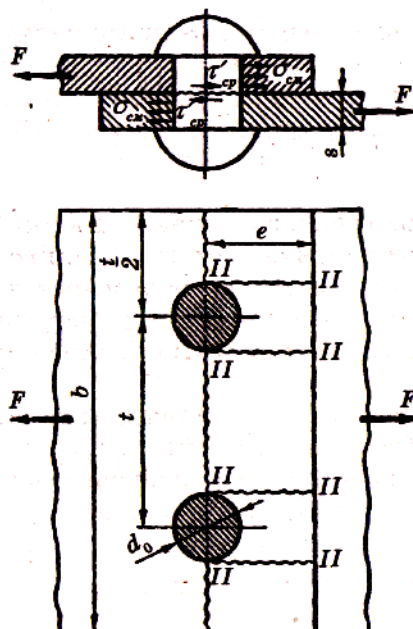


Рисунок 3.5 – К расчету однорядного односрезового заклепочного шва

Условие прочности на смятие поверхностей заклепок и стенок отверстий соединяемых деталей

$$\sigma'_{см} = \frac{F}{sd_0z} \leq [\sigma]_{см}, \quad (3.2)$$

где s – меньшая из толщин склепываемых деталей в мм; d_0 – диаметр отверстия под заклепку в мм; z – число заклепок; $\sigma'_{см}$ и $[\sigma]_{см}$ – расчетное и допускаемое напряжения на смятие в МПа для менее прочного из контактирующих материалов, то есть для деталей или для заклепок (таблица 3.2).

Условие прочности на срез заклепок

$$\tau'_{cp} = \frac{F}{i \frac{\pi d_0^2}{4} z} \leq [\tau]_{cp}, \quad (3.3)$$

где i – число плоскостей среза одной заклепки (на рисунке 3.5 $i=1$); τ'_{cp} и $[\tau]_{cp}$ – расчетное и допускаемое напряжения на срез в МПа для заклепок (таблица 3.2).

Условие прочности на растяжение в деталях (сечение I–I на рисунке 3.5)

$$\sigma_p = \frac{F}{s(t-d_0)z} \leq [\sigma]_p, \quad (3.4)$$

где F – продольная сила, возникающая в том сечении, где определяется рабочее напряжение; t – шаг шва в мм; z – число отверстий в сечении, в котором определяется рабочее напряжение (на рисунке 3.5 $z=2$); σ_p и $[\sigma]_p$ – расчетное и допускаемое напряжения на растяжение в МПа для соединяемых деталей (таблица 3.2).

Условие прочности на срез края детали одновременно по двум сечениям II – II (рисунок 3.5).

Поскольку распределение напряжений среза в указанных сечениях весьма сложно, то для надежности расчета принимают, что срез может произойти по длине $\left(e - \frac{d_0}{2}\right)$

$$\tau_{cp} = \frac{F_0}{2S\left(e - \frac{d_0}{2}\right)} \leq [\tau]_{cp}, \quad (3.5)$$

где $F_0 = F/z$ – усилие, приходящееся на одну заклепку; τ_{cp} и $[\tau]_{cp}$ – расчетное и допускаемое напряжения на срез в МПа для соединяемых деталей (таблица 3.2).

На практике при расчете прочных заклепочных швов пользуются следующими соотношениями, полученными совместным решением приведенных выше уравнений при условии равнопрочности всех элементов шва.

Диаметр отверстия под заклепки для швов внахлест (рисунок 3.4, а) или с одной, а также с двумя накладками (рисунок 3.4, б)

$$d_0 = 2\delta. \quad (3.6)$$

Шаг заклепочного шва (см. рис. 3.5)

$$t = (3...6)d_0. \quad (3.7)$$

Расстояние от края детали до оси заклепки (см. рис. 3.5) при продавленных отверстиях

$$e = 2d_0, \quad (3.8)$$

при сверленных отверстиях

$$e = 1,65d_0. \quad (3.9)$$

Расстояние между рядами заклепок (рисунок 3.6)

$$a \geq 0,6t. \quad (3.10)$$

Толщина накладок (рисунок 3.4)

$$\delta_1 = 0,8\delta. \quad (3.11)$$

Необходимое число заклепок z определяют расчетом из условий прочности на смятие и срез по формулам (3.2) и (3.3).

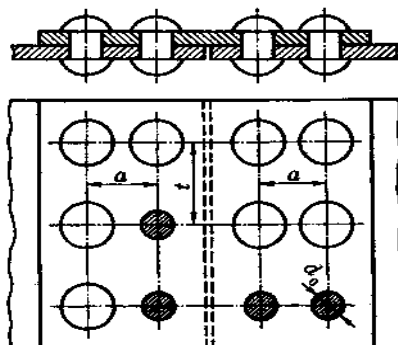


Рисунок 3.6 – Двухрядный односрезный параллельный заклепочный шов с одной накладкой

2.5. Допускаемые напряжения для заклепочных соединений

Допускаемые напряжения для прочных и плотных швов различны.

В таблице 3.2 приводятся допускаемые напряжения для прочных стальных заклепочных швов в зависимости от марки стали, характера нагрузки и способа изготовления отверстий под заклепки.

Таблица 3.2 – Допускаемые напряжения для прочных стальных заклепочных швов

Вид напряжений	Обработка отверстий	Допускаемые напряжения,	
		Ст2	Ст3
Срез $[\tau]$	Сверление	140	100
Срез	Продавливание	140	100
Смятие $[\sigma]_{см}$	Сверление	280	320
Смятие	Продавливание	240	280

Примечание. При переменных нагрузках допускаемые напряжения рекомендуют понижать в среднем на 10 – 20%.

Коэффициент прочности шва. Отверстия под заклепки снижают прочность соединяемых деталей на растяжение. Число,

показывающее, во сколько раз прочность на растяжение детали с отверстиями под заклепки меньше прочности на растяжение той же детали без отверстий, называют коэффициентом прочности шва и обозначают буквой φ .

Сечение детали на длине одного шага t ослаблено отверстием диаметра d_0 (рисунок 3.5), следовательно:

$$\varphi = \frac{t - d_0}{t}. \quad (3.12)$$

Чем больше значение φ , тем лучше использован материал склепываемых деталей.

Значения коэффициента φ зависят от конструкции шва. Ориентировочные значения коэффициента φ для прочных швов приведены ниже:

Тип шва	φ
Однорядный внахлест	0,67
Двухрядный внахлест	0,75
Однорядный с двумя накладками	0,71
Двухрядный с двумя накладками	0,84

Для повышения значения φ уменьшают d_0 и увеличивают t , т. е. применяют многорядные двухсрезные швы.

2.6. Последовательность проектного расчета прочных заклепочных швов при осевом нагружении

Исходные данные:

Величина осевой нагрузки F и характер ее действия (статическая, динамическая). Материал соединяемых деталей. Способ изготовления отверстий под заклепки.

Последовательность расчета:

Задаются типом шва и соответственно коэффициентом φ .

Из условия прочности на растяжение определяют необходимую площадь сечения с соединяемых деталей с учетом ослабления их отверстиями под заклепки

$$A \geq \frac{F}{\varphi[\sigma]_p}. \quad (3.13)$$

По рекомендуемым соотношениям (3.6) – (3.11) определяют размеры элементов шва.

Из условий прочности на срез и смятие (3.2) и (3.3) определяют необходимое количество заклепок z , принимая большее из двух полученных значений.

Разрабатывают конструкцию заклепочного шва, уточняя при этом размеры элементов соединения.

Проверяют заклепочный шов:

- а) на растяжение деталей по формуле (3.4);
- б) на срез деталей заклепками по формуле (3.5).

2.7. Рекомендации по конструированию заклепочных швов

Заклепки в шве располагают так, чтобы ослабление соединяемых деталей отверстиями было наименьшим.

Во избежание возникновения изгиба соединяемых деталей заклепки по возможности располагают на оси, проходящей через центр тяжести склепываемых деталей или симметрично относительно этой оси (рисунок 3.7).

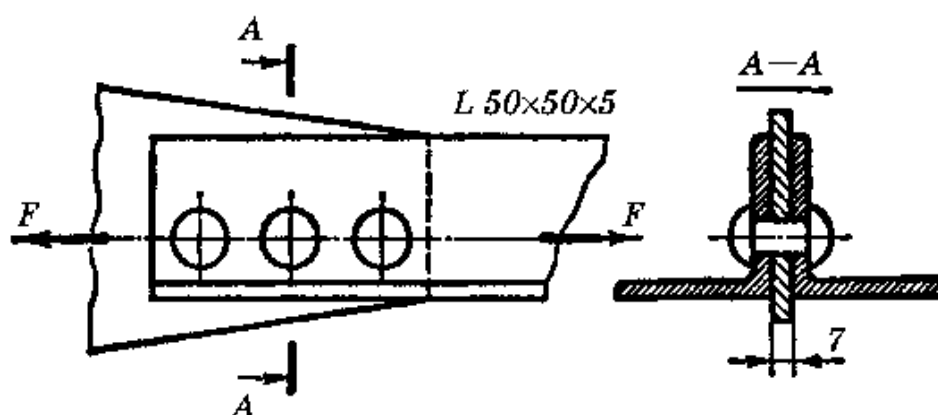


Рисунок 3.7 – Пример клепаной конструкции

Не рекомендуется в одном шве применять заклепки разных диаметров.

Для предотвращения поворота соединяемых деталей относительно друг друга число заклепок в шве принимают не менее двух, то есть $z > 1$.

При выборе материала для заклепок необходимо стремиться к тому, чтобы температурные коэффициенты линейного расширения заклепок и соединяемых деталей были равными или близкими.

Особую опасность представляет сочетание разнородных материалов, которые способны образовать гальванические пары. Гальванические токи быстро разрушают соединение.

3. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

3.1. Общие сведения

Среди разъемных соединений наиболее распространены резьбовые соединения. Их создают болты, винты, шпильки, гайки и другие детали, снабженные резьбой – основным элементом резьбового соединения.

Резьба (рисунок 4.1) – выступы, образованные на основной поверхности винтов или гаек и расположенные по винтовой линии.

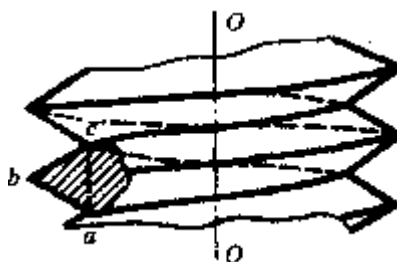


Рисунок 4.1 – Выступы. Контур

По форме основной поверхности различают цилиндрическую и коническую резьбы. Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническую резьбу применяют для плотных соединений труб, масленок, пробок и т. п.

Профиль резьбы – контур (например, *abc* на рисунке 4.1) сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось основной поверхности. По форме профиля различают треугольные, прямоугольные, трапецеидальные, круглые и другие резьбы.

По направлению винтовой линии различают правую и левую резьбы. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой – справа налево и вверх. Чаще всего используют правую резьбу. Левую резьбу применяют только в специальных механизмах. Если резьбовые выступы расположены по двум или нескольким параллельным винтовым линиям то они образуют многозаходную резьбу. По числу заходов различают однозаходную, двухзаходную и т. д. резьбы. Наиболее распространена однозаходная резьба. Все крепежные резьбы однозаходные. Многозаходные резьбы применяются преимущественно в винтовых механизмах.

Методы изготовления резьбы

1. Нарезкой вручную метчиками или плашками. Этот метод применяют в индивидуальном производстве и при ремонтных работах.

2. Нарезкой на токарно-винторезных или специальных станках.

3. Фрезерованием на специальных резьбофрезерных станках.

Применяют для нарезки винтов больших диаметров с повышенными требованиями к точности резьбы (ходовые и грузовые винты, резьбы на валах и т. д.).

4. Накаткой на специальных резьбонакатных станках-автоматах. Этим высокопроизводительным и дешевым способом изготавливают большинство резьб стандартных крепежных деталей (болты, винты и т. д.). Накатка существенно упрочняет резьбовые детали.

5. Литьем на деталях из стекла, пластмассы, металлокерамики и др.

6. Выдавливанием на тонкостенных давленых и штампованных изделиях из жести, пластмассы и т. д.

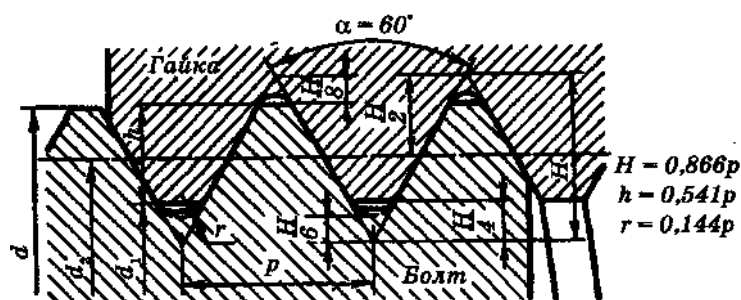


Рисунок 4.2 – Метрическая резьба

Геометрические параметры резьбы. На рисунке 4.2 d – наружный диаметр; d_1 – внутренний диаметр (номинальные значения d и d_1 одинаковы для винта и гайки, зазоры во впадинах образуются за счет предельных отклонений размеров диаметров); d_2 – средний диаметр (диаметр воображаемого цилиндра, образующая которого пересекает резьбу в таком месте, где ширина выступа равна ширине канавки); h – рабочая высота профиля, по которой соприкасаются боковые стороны резьб винта и гайки; p – шаг резьбы (расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы); p_h – ход винта для многозаходных резьб, равный произведению шага на число заходов; α – угол профиля; ψ – угол подъема (угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру – рисунок 4.3), который определяется как

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{p_1}{\pi d_2}. \quad (4.1)$$

Все геометрические параметры резьб и допуски на их размеры стандартизованы.

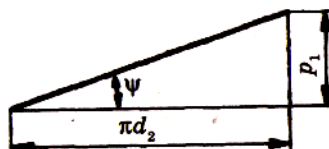


Рисунок 4.3 – Развертка винтовой линии по среднему диаметру

Основные типы резьб. По назначению различают резьбы крепежные и резьбы для винтовых механизмов.

Метрическая резьба (рисунок 4.2). Это наиболее распространенная из крепежных резьб. Имеет профиль в виде равностороннего треугольника, следовательно, $\alpha = 60^\circ$. Вершины витков и впадин притупляются по прямой или дуге, что уменьшает концентрацию напряжений, предохраняет резьбу от повреждений, а также удовлетворяет нормам техники безопасности. Метрические резьбы делятся на резьбы с крупным и мелким шагом (таблица 3.1).

Таблица 3.1 – Резьба метрическая по ГОСТ 9150-81 (выборка), размеры в мм по рисунку 4.2

Номинальный диаметр резьбы d	Резьба с крупным шагом			Резьба с мелким шагом		
	Шаг резьбы p	Внутренний диаметр d_1	Средний диаметр d_2	Шаг резьбы p	Внутренний диаметр d_1	Средний диаметр d_2
10	1,5	8,376	9,026	1,25	8,647	9,188
12	1,75	10,106	10,863	1,25	110,647	11,188
16	2	13,835	14,701	1,5	14,376	15,026
20	2,5	17,294	18,376	1,5	18,376	19,026
24	3	20,752	22,051	2	21,835	22,701
30	3,5	26,211	27,727	2	27,835	28,701
36	4	31,670	33,402	3	32,752	34,051

В качестве основной крепежной применяют резьбу с крупным шагом, так как она менее чувствительна к износу и неточностям изготовления. Резьбы с мелким шагом меньше ослабляют деталь и характеризуются повышенным самоторможением, так как при малом шаге угол подъема винтовой линии φ мал (формула 4.1). Мелкие резьбы применяются в резьбовых соединениях, подверженных переменным и знакопеременным нагрузкам, а также в тонкостенных деталях.

Трубная цилиндрическая резьба (рисунок 4.4) – мелкая с закругленными выступами и впадинами. Отсутствие радиальных зазоров

делает резьбовое соединение герметичным. Применяется для соединения труб. Изготавливается по ГОСТ 6357-81.

Трубная коническая резьба обеспечивает высокую плотность соединения. Изготавливается по ГОСТ 6211-81.

Трапецидальная резьба (рис. 4.5) – основная резьба в передаче винт–гайка. Ее профиль – равнобочная трапеция с углом $\alpha = 30^\circ$. Характеризуется небольшими потерями на трение, технологична. КПД выше, чем для передач с треугольным профилем. Применяется для передач реверсивного движения под нагрузкой (ходовые винты станков и т. п.). Изготавливается по ГОСТ 9484-81.

Упорная резьба (рисунок 4.6) имеет профиль в виде неравнобочной трапеции с углом 27° . Для возможности изготовления резьбы фрезерованием рабочая сторона профиля имеет угол наклона 3° . КПД выше, чем у трапецидальной резьбы. Закругление впадин повышает усталостную прочность винта. Применяется в передаче винт–гайка при больших односторонних осевых нагрузках (грузовые винты прессов, домкратов и т. д.). Изготавливается по ГОСТ 10177-81.

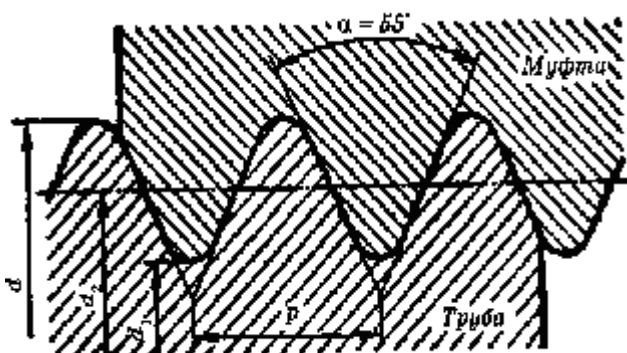


Рис 4.4 – Трубная резьба

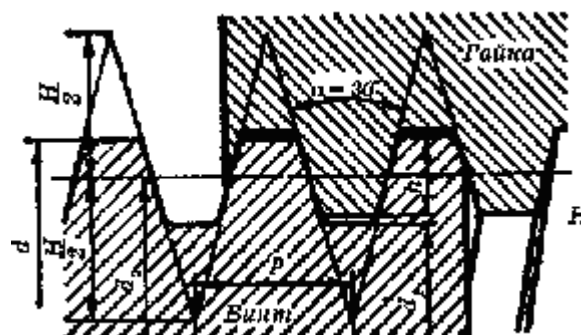


Рис 4.5 – Трапецидальная резьба

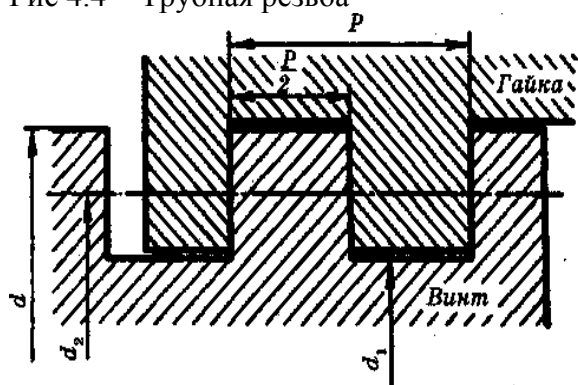


Рис. 4.7 – Прямоугольная резьба



Рис. 4.6 – Упорная резьба

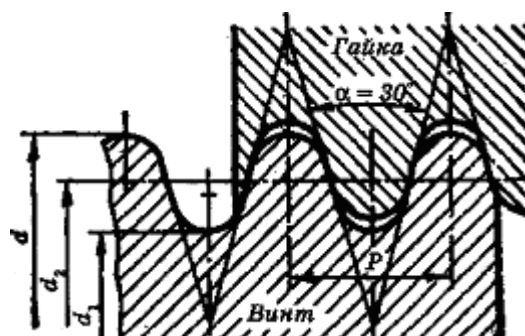


Рис. 4.8 – Круглая резьба

Прямоугольная резьба (рисунок 4.7) имеет квадратный профиль резьбы. Из всех резьб имеет самый большой КПД, так как угол профиля резьбы $\alpha = 0$. Обладает пониженной прочностью. При износе появляются осевые зазоры, которые трудно устранить. Стандарт отсутствует. Имеет ограниченное применение в малонагруженных передачах винт–гайка.

Круглая резьба (рисунок 4.8), у которой профиль состоит из дуг, сопряженных короткими прямыми линиями. Угол профиля $\alpha = 30^\circ$. Резьба характеризуется высокой усталостной прочностью. Стандарт отсутствует. Имеет ограниченное применение при тяжелых условиях эксплуатации в загрязненной среде. Технологична при изготовлении отливкой, накаткой и выдавливанием на тонкостенных изделиях.

Конструктивные формы резьбовых соединений. Для соединения деталей применяют *болты, винты и шпильки с гайками*.

Соединения болтами (рисунок 4.9) наиболее простые и дешевые, так как не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях. Применяются для скрепления деталей небольшой толщины, а также деталей, материал которых не обеспечивает достаточной прочности резьбы.

Соединения винтами (рисунок 4.10) применяются для скрепления деталей, одна из которых имеет большую толщину. В отличие от болта винт ввинчивается в резьбовое отверстие детали, гайка при этом отсутствует.

Соединения шпильками (рисунок 4.11) применяются тогда, когда по условию эксплуатации требуется частая разборка и сборка соединения деталей, одна из которых имеет большую толщину. Применение винтов в этом случае привело бы к преждевременному износу резьбы детали при многократном отвинчивании и завинчивании. Шпильку ввинчивают в деталь при помощи гайки, навинченной поверх другой гайки или при помощи специального шпильковерта.

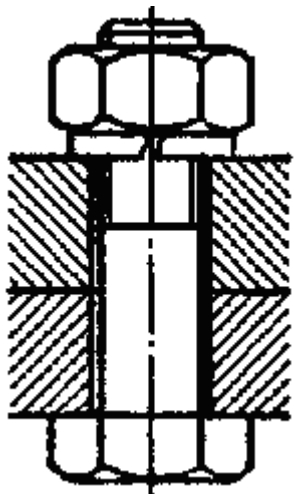


Рис. 4.9
Соединение болтом

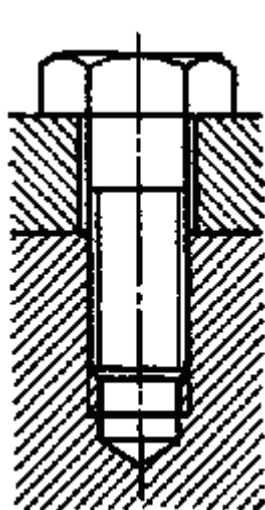


Рис. 4.10
Соединение винтом

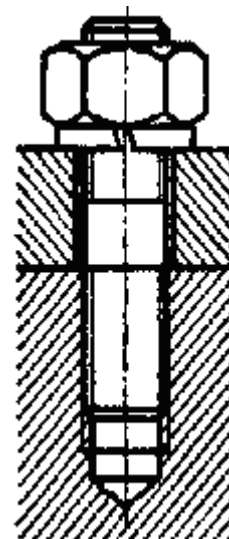


Рис. 4.11
Соединение шпилькой

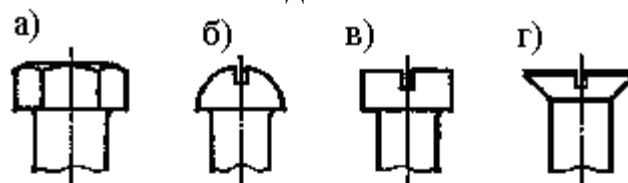


Рис. 4.12 Формы головок болтов и винтов

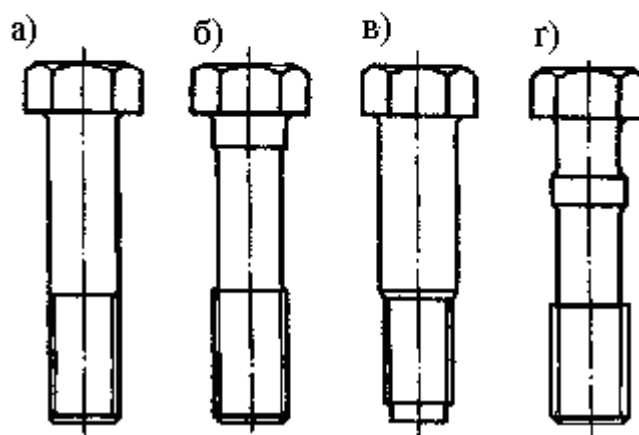


Рисунок 4.13 – Формы стержня болтов и винтов

Стандартные крепежные детали. Различают следующие основные типы болтов и винтов. В зависимости от формы головки болты и винты бывают с *шестигранными* (рисунок 4.12, а), *полукруглыми* (рисунок 4.12, б), *потайными* (рисунок 4.12, в) и другими головками. Форму головки выбирают в зависимости от необходимого усилия затяжки, пространства поворота ключа, внешнего вида и т. д. Болты и винты с шестигранными головками применяют чаще других, так как они допускают большое усилие затяжки и требуют небольшого поворота гаечного ключа (1/6 оборота) до перехвата.

В зависимости от формы стержня болты и винты бывают с *нормальным стержнем* (рисунок 4.13, а); с *подголовком* (рисунок 4.13, б); с точно обработанным *утолщенным стержнем* для постановки без зазора в отверстие из-под развертки (рисунок 4.13, в); со *стержнем уменьшенного диаметра* ненарезанной части для повышения упругой податливости и выносливости при динамических нагрузках (рисунок 4.13, г).

В зависимости от точности изготовления болты и винты выполняют *нормальной и повышенной точности*.

В зависимости от назначения болты и винты бывают общего назначения, установочные и специальные. Установочные винты применяют для фиксации положения деталей, например, при соединении двух валов с помощью втулки и шпонок, осевая фиксация втулки относительно вала осуществляется с помощью установочных винтов. По форме головок и концов они имеют большую разновидность (рисунок 4.14).

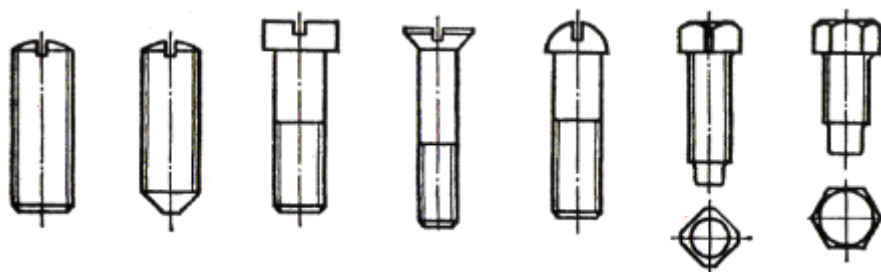


Рисунок 4.14 – Установочные винты

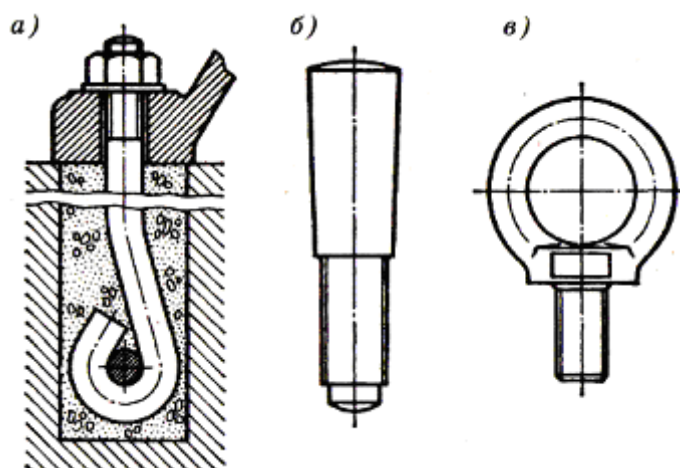


Рисунок 4.15 – Примеры специальных болтов

К специальным болтам относятся *фундаментные* (рисунок 4.15, а), болты *конусные* для отверстий из – под развертки (рис. 4.15, б), *грузовые* винты (рым-болты, рисунок 4.15, в) и многие другие.

Шпильки изготавливают по ГОСТ 11765-81 *без проточки* (рисунок 4.16, а) и *с проточкой* (рисунок 4.16, б). В зависимости от материала детали глубина завинчивания шпилек в гнездо различная. Для чугунных деталей применяют шпильки с глубиной завинчивания $l \approx 1,35d$ (тип I), для стальных $l \approx d$ (тип II). При динамических нагрузках прочность шпилек выше, чем прочность болтов.

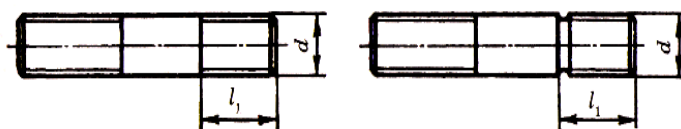


Рисунок 4.16 – Шпильки

Гайки имеют несколько основных типов. В зависимости от формы гайки *бывают шестигранные* (рисунок 4.17), *круглые* (рисунок 4.18, а), *гайки-барашки* (рисунок 4.18, б) и др. Наиболее часто используются шестигранные гайки. В зависимости от высоты шестигранные гайки бывают *нормальные* (рисунок 4.17, а), *высокие* (рисунок 4.17, б) и *низкие* (рисунок 4.17, в). Высокие гайки применяют при частых разборках и сборках для уменьшения износа резьбы. Прорезные (рисунок 4.17, г) и корончатые (рисунок 4.17, д) гайки также выполняют высокими. В зависимости от точности изготовления шестигранные гайки, аналогично болтам, бывают *нормальной* и *повышенной точности*. Круглые гайки применяют для фиксации деталей при малых осевых нагрузках.

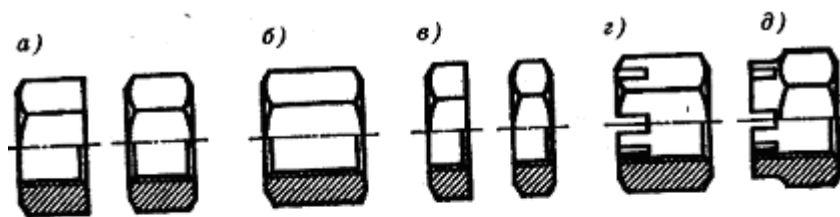


Рис. 4.17 Гайки шестигранные

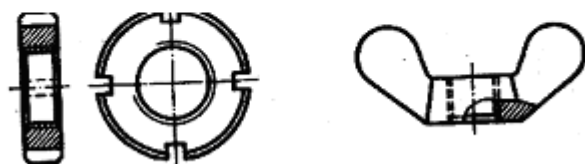


Рис. 4.18 Гайка круглая и гайка барашек

Шайбы устанавливают под гайки, под головки болтов и винтов. Назначение шайб – увеличение опорной поверхности, предохранение деталей от задиrow. Специальные шайбы служат для стопорения. Наибольшее распространение в машиностроении получили шайбы круглые черные и чистые (рисунок 4.19, а). Первые изготавливают штамповкой, вторые вытачивают на токарных станках. Толщина шайбы и наружный диаметр зависят от диаметра резьбового изделия. Шайбу плоскую квадратную или особой формы (рисунок 4.19, б) применяют для стопорения гайки. Шайбу круглую лепестковую (рисунок 4.19, в) применяют для стопорения круглых гаек со шлицами, шайбу круглую пружинную (рисунок 4.19, г) – для стопорения любых гаек.

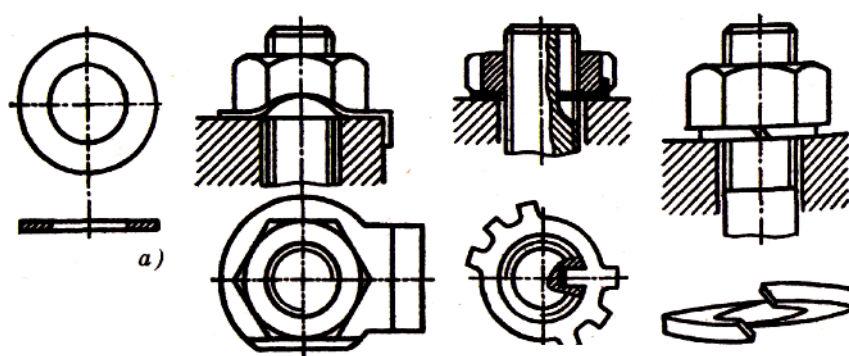


Рисунок 4.19 – Специальные шайбы для стопорения

Инструмент для завинчивания и отвинчивания. Завинчивают и отвинчивают винты и гайки (кроме винтов со шлицем под отвертку) ключами (рисунок 4.20).

Для винтов и гаек с шестигранными и квадратными головками при наличии свободного доступа обычно применяют ключи обыкновенные (рисунок 4.20, а) или двусторонние (рисунок 4.20, б).

Последние изготавливают с двумя растворами. Замкнутый ключ с удвоенным числом граней (рисунок 4.20, в) позволяет завинчивать гайки при повороте ключа на уменьшенный угол.

При отсутствии свободного доступа к головкам и гайкам с боковых сторон применяют торцевые ключи с прямым стержнем и захватом по всем граням.

Для винтов с внутренним шестигранником применяют ключи в виде шестигранного прутка, изогнутого под углом 90° (рисунок 4.20, г).

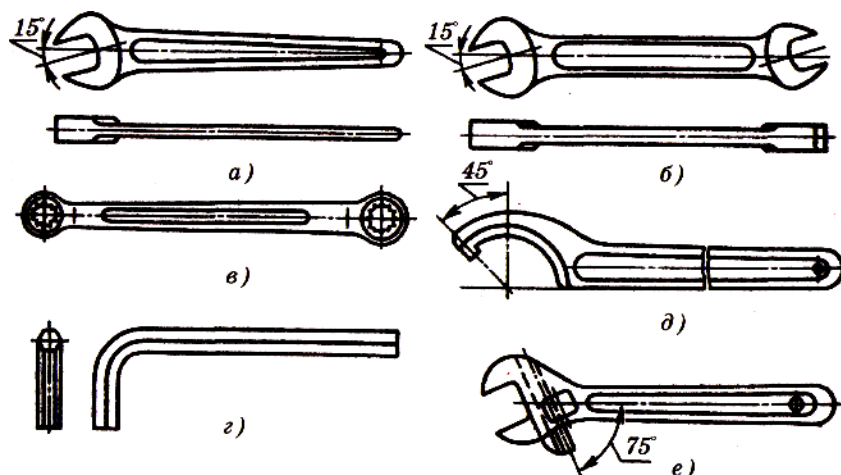


Рисунок 4.20 – Гаечные ключи

Ключ для круглых шлицевых гаек показан на рисунке 4.20, д.

При редком завинчивании и отвинчивании винтов и гаек разных размеров применяют раздвижные ключи с регулируемым раствором (рисунок 4.20, е). Однако эти ключи не допускают таких больших моментов затяжки, как нераздвижные, и менее долговечны.

Важное значение для прочности винтов, особенно подверженных переменной нагрузке, имеет установление и контроль требуемой силы начальной затяжки. Применяют следующие способы затяжки с контролем силы:

1. Ключами предельного момента. При превышении этого момента происходит проскальзывание.

2. Динамометрическими ключами, имеющими обычно упругую рукоятку, прогибы которой, пропорциональны измеряемому моменту. В связи с переменностью коэффициента трения и плотности резьбы точность установления начальной затяжки по моменту невелика.

3. Поворотом гайки на рассчитанный заранее угол от положения соприкосновения.

4. С помощью тарированных упругих шайб, которые при

достижении расчетной нагрузки распрямляются и становятся жесткими.

Наиболее точно можно определить силу начальной затяжки с помощью измерения удлинения болта.

Специальные способы стопорения резьбовых соединений. Самоотвинчивание разрушает соединения и может привести к аварии. Предохранение от самоотвинчивания важно для повышения надежности резьбовых соединений и совершенно необходимо при вибрациях, переменных и ударных нагрузках. Вибрации понижают трение и нарушают условие самоторможения в резьбе. Во избежание самоотвинчивания гаек, винтов применяют особые устройства, называемые гаечными замками. На рисунке 4.19 показаны некоторые конструкции гаечных замков с помощью шайб. При установке контргайки 2 (рисунок 4.21, а) создается дополнительное натяжение и трение в резьбе. Самоотвинчивание гайки 1 затрудняется. При установке шплинта (рисунок 4.21, б, в) или при обвязке группы болтов проволокой (рисунок 4.21, г) гайка жестко соединяется со стержнем болта (шпильки). Иногда гайки жестко соединяют с деталью с помощью планки (рисунок 4.21, д) и т. д.

Конструктор должен уделять большое внимание предохранению резьбовых соединений от самоотвинчивания.

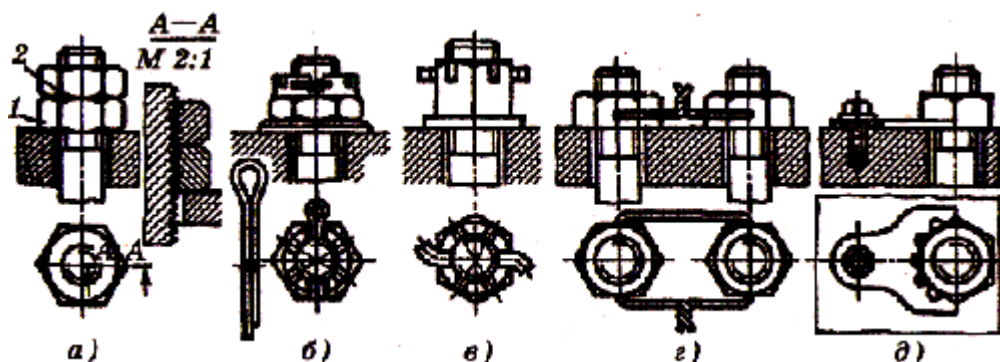


Рисунок 4.21 – Стопорение фиксирующими деталями

3.2. Момент завинчивания, КПД и условие самоторможения

Соотношения между силами и моментом завинчивания в резьбовом соединении. Вначале изучим зависимости для прямоугольной резьбы, а потом распространим их и на другие типы резьб.

При рассмотрении сил в винтовой паре удобно резьбу развернуть по среднему диаметру d_2 в наклонную плоскость, а гайку заменить ползуном (рис. 4.22, а). Сила взаимодействия наклонной плоскости с ползуном при относительном движении представляет собой равнодействующую нормальной силы и силы трения. Следовательно, эта сила наклонена к нормали n под углом трения φ . В результате разложения силы получаем

$$F_t = Ftg(\psi + \varphi), \quad (4.2)$$

где F_t – движущая окружная сила; F – осевая сила на винте; ψ – угол подъема винтовой линии резьбы.

Окружная сила трения в треугольной резьбе больше, чем в прямоугольной резьбе. Соотношение окружных сил трения в прямоугольной и треугольной резьбах удобно рассмотреть на моделях с кольцевыми витками, приняв угол подъема резьбы, равной нулю (рисунок 4.22, б).

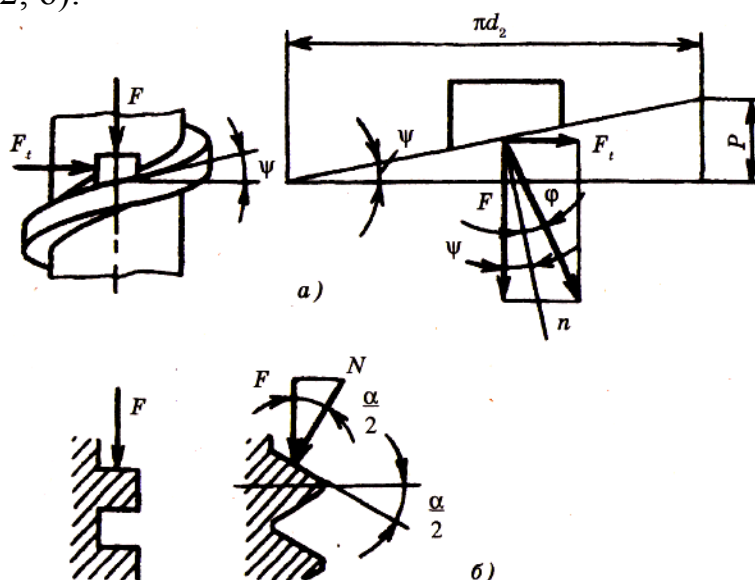


Рисунок 4.22 – Силы взаимодействия между винтом и гайкой

Окружная сила трения для витка прямоугольного профиля Для витка треугольного профиля $F_t = Nf$

Для витка треугольного профиля

$$F_t = Nf = \frac{Ff}{\cos(\alpha/2)} = Ff_1, \quad (4.3)$$

где $N = \frac{F}{\cos(\alpha/2)}$; α – угол профиля резьбы, откуда приведенный коэффициент трения

$$f_1 = \frac{f}{\cos(\alpha/2)}. \quad (4.4)$$

Таким образом, силу трения в треугольной резьбе можно определить так же, как в прямоугольной, только вместо действительного коэффициента трения надо пользоваться приведенным, равным действительному, деленному на $\cos(\alpha/2)$.

Аналогичное соотношение имеет место между углами трения:

$$\varphi_1 = \frac{\varphi}{\cos(\frac{\alpha}{2})}. \quad (4.5)$$

Для нормальной метрической резьбы угол $(\text{сс}/2)=30^\circ$, а следовательно,

$$f_1 \approx 1,15 f$$

и $\varphi_1 = 1,15 \varphi$ (здесь φ_1 – приведенный угол трения).

Для определения движущей окружной силы в треугольной резьбе можно пользоваться выведенной формулой для прямоугольной резьбы, подставив вместо действительного приведенный угол трения.

Момент завинчивания гайки или винта с головкой

$$T_{\text{зав}} = T_p + T_T, \quad (4.6)$$

где T_p – момент в резьбе; T_T – момент трения на торце гайки или головки винта. Момент в резьбе

$$T_p = F_1 \frac{d_2}{2} = F_1 \frac{d_2}{2} \text{tg}(\psi + \varphi_1). \quad (4.7)$$

Опорную поверхность гайки и головки принимают кольцевой с наружным диаметром, равным размеру под ключ D_1 и внутренним диаметром, равным диаметру отверстия под винт d_0 .

Момент трения на торце гайки или головки

$$T_T = \frac{F f_T d_{cp}}{2}, \quad (4.8)$$

где $d_{cp} = \frac{(D_1 + d_0)}{2}$; f_T – коэффициент трения на торце гайки.

Эта удобная для расчета зависимость основана на предположении, что давление на торце гайки увеличивается с уменьшением радиуса. Увеличение давления связано с упругим деформированием тела гайки и уменьшенными путями трения на малых радиусах при закручивании и откручивании.

Момент на торце гайки или головки винта составляет около 50% всего момента затяжки.

Подставив полученные выражения T_p и T_m в формулу для момента закручивания, получим окончательно

$$T_{\text{зав}} = F \frac{d_2}{2} \left[\text{tg}(\psi + \varphi_2) + f_{cp} \frac{d_{cp}}{d_2} \right]. \quad (4.9)$$

При откручивании гайки окружная сила F_t и силы трения меняют направление на противоположное. При этом получим $F_t = F \text{tg}(\varphi - \psi)$.

Момент откручивания с учетом трения на торце гайки, по аналогии с моментом закручивания будет иметь вид

$$T_{\text{омс}} = F \frac{d_2}{2} \left[\text{tg}(\psi + \varphi_2) + f_{cp} \frac{d_{cp}}{d_2} \right]. \quad (4.10)$$

Полученные зависимости позволяют отметить:

По формуле (4.9) можно подсчитать отношение осевой силы винта F к силе F_k , приложенной на ручке ключа, $\frac{F}{F_k}$, которое дает выигрыш в силе. Для стандартных метрических резьб при стандартной длине ключа $l \approx 15d$

$$\text{и } f = 0,15 \frac{F}{F_k} = 70 - 80 .$$

Стержень винта не только растягивается силой F , но и закручивается моментом T_p .

Условие самоторможения можно записать в виде $T_{омв} > 0$, где $T_{омв}$ определяется по формуле (4.10). Рассматривая самоторможение только в резьбе без учета трения на торце гайки, получим $\text{tg}(\varphi_1 - \psi) > 0$ или

$$\psi < \varphi_1. \quad (4.11)$$

Для крепежных резьб значение угла подъема ψ лежит в пределах $2^\circ 30' - 3^\circ 30'$, а угол трения φ изменяется в пределах 6° (при $f \approx 0,1$) – 16° (при $f \approx 0,3$). Таким образом, все крепежные резьбы – самотормозящие. Резьбы для ходовых винтов выполняют как самотормозящие, так и несамотормозящие.

Приведенные выше значения коэффициента трения, свидетельствующие о существенных запасах самоторможения, справедливы только при статических нагрузках. При динамических и вибрационных нагрузках вследствие взаимных микросмещений поверхностей трения коэффициент трения существенно снижается и условие самоторможения нарушается. Происходит самоотвинчивание во избежание которого применяют специальные стопорные устройства (см. Специальные способы стопорения резьбовых соединений).

КПД винтовой пары η определяется отношением работы, затраченной на завинчивание гайки без учета трения, к той же работе с учетом трения. Работа завинчивания равна произведению момента завинчивания на угол поворота гайки. Так как углы поворота равны и в том и в другом случае, то отношение работ равно отношению моментов $\frac{T'_{зав}}{T_{зав}}$, в котором $T_{зав}$ определяется по формуле (4.9), а $T'_{зав}$ – по той же формуле, но при $f = 0$ и $\varphi = 0$:

$$\eta = \frac{T'_{зав}}{T_{зав}} = \frac{\text{tg } \psi}{\left[\left(\frac{d_{cp}}{d_2} \right) f_T + \text{tg}(\psi + \varphi) \right]}. \quad (4.12)$$

Учитывая потери только в резьбе ($T_T = 0$), найдем КПД только винтовой пары:

$$\eta = \frac{\text{tg } \psi}{\text{tg}(\psi + \varphi)}. \quad (4.13)$$

Формула (4.13) позволяет сделать вывод, что η возрастает с увеличением ψ и уменьшением φ .

Распределение осевой нагрузки виткам резьбы. При нагружении осевая сила распределяется между витками неравномерно. Неравномерность распределения сил по виткам усугубляется тем, что витки на наиболее растянутой части винта сопрягаются с витками, расположенными в наиболее сжатой части гайки. Задача о распределении нагрузки по виткам статически неопределима. Распределение сил между витками резьбы, полученное Н.Е. Жуковским для гайки с десятью витками, показано на рисунке 4.23. На первый, наиболее нагруженный, виток приходится около 1/3 общей силы на винт, а на десятый виток – менее 1/100 общей силы. Деформации в резьбе, связанные с погрешностями профиля, контактные деформации несколько снижают нагрузку на первый виток резьбы. При такой большой неравномерности распределения осевой силы по виткам большое увеличение высоты гайки оказываются бесполезным в связи с опасностью последовательного разрушения витков.

Виды повреждений резьбовых соединений:

1. Разрыв стержня по резьбе или по переходному сечению.
2. Повреждение или разрушение резьбы (смятие и износ, срез, изгиб).
3. Разрушение у головки.

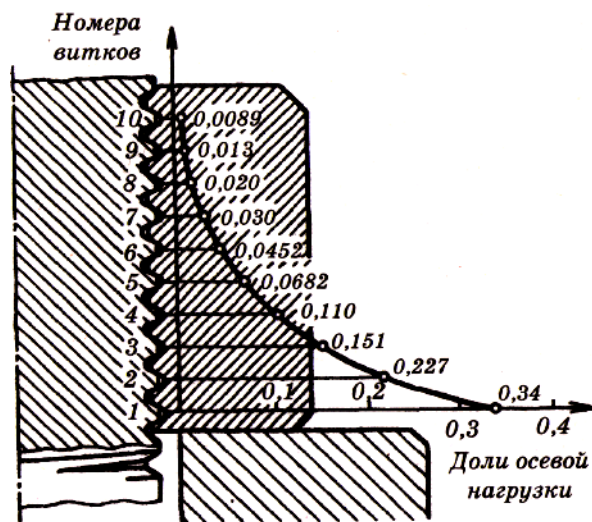


Рисунок 4.23 – Схема распределения нагрузки между витками резьбы по Н.Е. Жуковскому

При практических расчетах основными критериями работоспособности для крепежных резьб являются прочность, связанная с

напряжениями среза τ , а для ходовых резьб – износостойкость, связанная с напряжениями смятия $\sigma_{см}$ (рисунок 4.24).

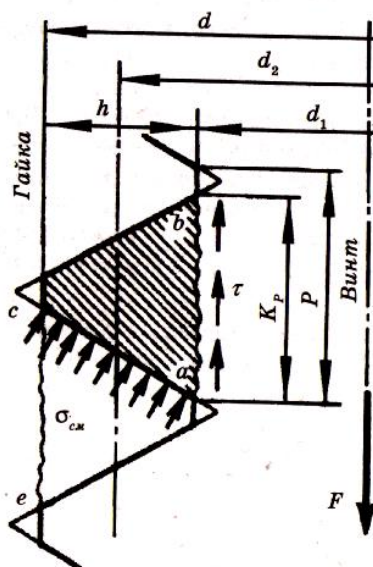


Рисунок 4.24 – Схема нагружения элементов резьбы

Условия прочности резьбы по напряжениям среза:

$$\text{для винта} \quad \tau = \frac{F}{\pi d_1 H K K_m} \leq [\tau],$$

$$\text{для гайки} \quad \tau = \frac{F}{\pi d H K K_m} \leq [\tau],$$

где H — высота гайки или глубина завинчивания винта в деталь; $K = \frac{ab}{p}$

или $K = \frac{ce}{p}$ — коэффициент полноты резьбы; K_m — коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы.

Если материалы винта и гайки одинаковы, то по напряжениям среза рассчитывают только резьбу винта, так как $d_1 < d$.

Условие износостойкости ходовой резьбы по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq [\sigma_{см}], \quad (4.14)$$

где $z = \frac{H}{p}$ — число рабочих витков (например, число витков гайки).

Формула (4.14) — общая для винта и гайки. Коэффициент K_m в этом случае принят равным единице, с учетом приработки ходовых резьб и при условии, что допускаемые напряжения принимают согласно с накопленным опытом эксплуатации.

Высоту гайки и глубину завинчивания определяют из условия равнопрочности резьбы на срез и стержня винта на растяжение. Так, например, если принять в качестве предельных напряжений пределы

текучести материала на растяжение и срез и учитывая, что $\tau_T \approx 0,6\sigma_T$, условие прочности будет иметь вид

$$\tau = \frac{F}{\pi d_1 H K K_m} = 0,6\sigma_T = \frac{0,6\sigma_T}{\left[\left(\frac{\pi}{4}\right)d_1^2\right]},$$

откуда при $K = 0,87$ и $K_m = 0,6$ получаем

$$H = 0,8 d_1,$$

где $\frac{F}{\left[\left(\frac{\pi}{4}\right)d_1^2\right]}$ – напряжение растяжения в стержне винта, рассчитанное

приблизительно по внутреннему диаметру резьбы d_1 .

Поэтому высоты нормальных стандартных гаек крепежных изделий принимают

$$H = 0,8 d. \quad (4.15)$$

Кроме нормальных, стандартом предусмотрены высокие ($H = 1,2d$) и низкие ($H = 0,5d$) гайки.

Прочность резьбы при нормальных и высоких гайках превышает прочность стержня винта, так как $d > d_1$.

Таким же образом устанавливают глубину завинчивания винтов и шпилек в детали: в стальные детали глубина завинчивания $H_1 = d$, в чугунные и силуминовые $H_2 \approx 1,5d$.

Для стандартных высот гаек (за исключением низких) и глубин нет необходимости расчета на прочность резьбы стандартных крепежных деталей.

3.3. Расчет резьбовых соединений при различных случаях нагружения

Стержень винта нагружен только растягивающей силой. Этот случай встречается редко. Примером служит нарезанный участок крюка для подвешивания груза (рисунок 4.25). Опасным бывает сечение, ослабленное резьбой. Расчет сводится к определению внутреннего диаметра резьбы d_1 из условия прочности на растяжение, которое имеет вид:

$$\sigma = \frac{F}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \leq [\sigma], \quad (4.16)$$

откуда

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]}},$$

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на растяжение для винта (болта);

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n_T]}, \quad (4.17)$$

где σ_T – предел текучести материала болта; $[n_T]$ – требуемый (допускаемый) коэффициент запаса прочности.

Для болтов из углеродистой стали принимают $[n_T] = 1,5 - 3$. Большие значения коэффициента запаса $[n_T]$ принимают при невысокой точности определения величины нагрузки F или для конструкций повышенной ответственности.

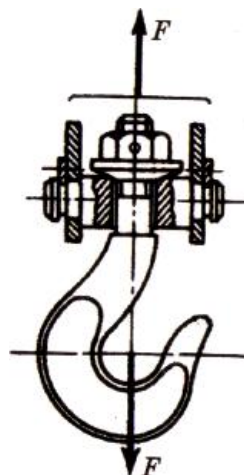


Рисунок 4.25 – Грузовой крюк под нагрузкой

Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует. Примером служат болты для крепления ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин (рисунок 4.26). В этом случае стержень болта растягивается осевой силой F_{gam} , возникающей от затяжки болта, и закручивается моментом сил в резьбе T_p – формула (4.7). Напряжение растяжения от силы F_{gam}

$$\sigma = \frac{F_{зам}}{\left[\left(\frac{\pi}{4} \right) d_1^2 \right]}. \quad (4.18)$$

Напряжение кручения от момента T_p

$$\tau = \frac{T_p}{W_p} = \frac{0.5 F_{зам} d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}{0.2 d_1^3}. \quad (4.19)$$

Требуемое значение силы затяжки определяют следующим образом:

$$F_{зам} = A \sigma_{см},$$

где A – площадь стыка деталей, приходящаяся на один болт, $\sigma_{см}$ – напряжения смятия в стыке деталей, значение которого выбирают по условиям герметичности.

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению:

$$\sigma_{ec} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]. \quad (4.20)$$

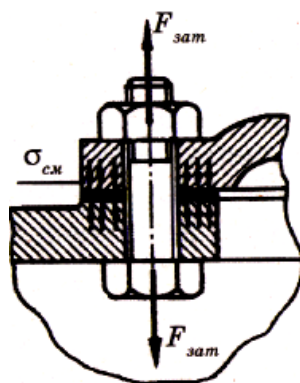


Рисунок 4.26 – Соединение под действием усилия затяжки

Практические вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб $\sigma_{эк} \approx 1,3\sigma$.

Это позволяет рассчитывать болты на прочность по следующей упрощенной формуле:

$$\sigma_{эк} = \frac{1,3F_{зам}}{\left[\left(\frac{\pi}{4}\right)d_1^2\right]} \leq [\sigma], \quad (4.21)$$

откуда

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3F_{зам} 4}{\pi [\sigma]}}, \quad (4.22)$$

где $[\sigma]$ – допускаемые напряжения на растяжение для винта (болта), определяемое по формуле (4.17).

Практикой установлено, что болты с резьбой, меньше М10, можно повредить при недостаточно квалифицированной затяжке. Поэтому в силовых соединениях не рекомендуют применять болты малых диаметров (меньше М8). На некоторых производствах для затяжки болтов используют специальные ключи предельного момента. Эти ключи не позволяют приложить при затяжке момент, больше установленного.

Болтовое соединение нагружено силами в плоскости стыка. Условием надежности соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке. Конструкция может быть собрана по двум вариантам.

Болт поставлен с зазором (рисунок 4.27). В этом случае болт ставится с зазором в отверстие деталей. При затяжке болта на стыке деталей возникают силы трения F , которые препятствуют относительно их сдвигу. Внешняя сила F непосредственно на болт не передается, поэтому его рассчитывают по силе затяжки F . Рассматривая равновесие детали 2, получим условие отсутствия сдвига деталей

$$F \leq iF_{mp} = iF_{зам}f, \text{ или } F_{зам} = \frac{KF}{if}, \quad (4.23)$$

где i – число плоскостей стыка деталей (на рисунке 4.27 – $i = 2$; при соединении только двух деталей $i = 1$); f – коэффициент трения в стыке ($f = 0,15 - 0,2$ для сухих чугунных и стальных поверхностей); K – коэффициент запаса по сдвигу деталей ($K = 1,3 - 1,5$ при статической нагрузке, $K = 1,8 - 2$ при переменной нагрузке).

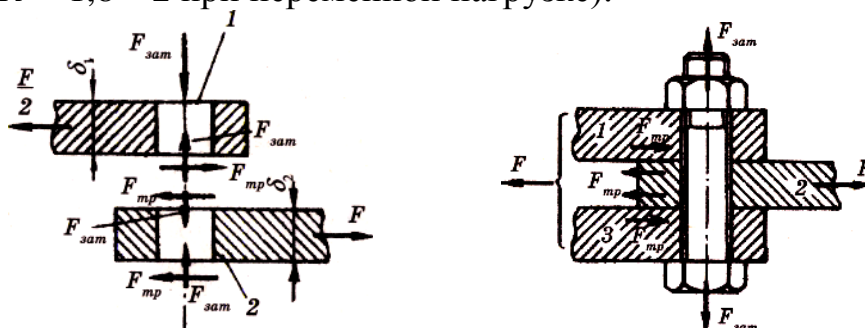


Рисунок 4.27 – Болт поставлен с зазором

Как известно при затяжке болт работает на растяжение и кручение поэтому прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению – формула (4.21). Так как внешняя нагрузка не передается на болт, его рассчитывают только на статическую прочность по силе затяжки даже при переменной внешней нагрузке. Влияние переменной нагрузки учитывают путем выбора повышенных значений коэффициента запаса.

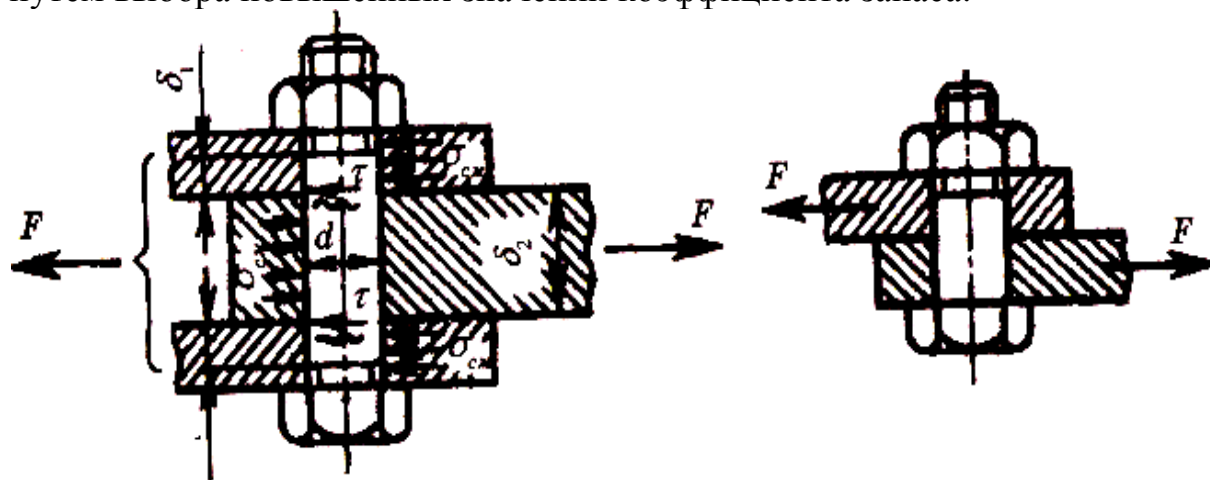


Рисунок 4.28 – Болт поставлен без зазора

Болт поставлен без зазора (рисунок 4.28). В этом случае отверстие калибруют разверткой, а диаметр стержня болта выполняют с допуском, обеспечивающим беззазорную посадку. При расчете прочности данного соединения не учитывают силы трения в стыке, так как затяжка болта не контролируется. В общем случае болт можно заменить штифтом. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия. Условие прочности по напряжениям среза будет иметь вид:

$$\tau = \frac{F}{\left[\left(\frac{\pi}{4} \right) d^2 i \right]} \leq [\tau], \quad (4.24)$$

где i – число плоскостей среза (на рисунке 4.28, а $i = 2$; при соединении только двух деталей – рис. 4.28, б $i = 1$); $[\tau]$ – допускаемое напряжение на срез для стержня болта:

$$[\tau] = (0,2 - 0,3) \sigma_T. \quad (4.25)$$

Диаметр стержня болта d определяют из условия прочности на срез формула (4.24):

$$d \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi i [\tau]}}. \quad (4.26)$$

Закон распределения напряжений смятия по цилиндрической поверхности контакта болта и детали (рисунок 4.29) трудно установить точно. Это зависит от точности размеров и форм деталей соединения. Поэтому расчет на смятие производят по условным напряжениям. Эпюру действительного распределения напряжений (рисунок 4.29, а) заменяют условной с равномерным распределением напряжений (рисунок 4.29, б).

Для средней детали (и при соединении только двух деталей)

$$F = 2 \int_0^{\delta_2} \sigma_{cm} \delta_2 0,5d \cos \varphi d\varphi = \sigma_{cm} \delta_2 d$$

$$\text{или } \sigma_{cm} = \frac{F}{d\delta_2} \leq [\sigma_{cm}] \quad (4.27)$$

для крайних деталей

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{2d\delta_3} \leq [\sigma_{cm}]. \quad (4.28)$$

Формулы (4.27) и (4.28) справедливы для болта и деталей. Из двух значений $[\sigma_{cm}]$ в этих формулах расчет прочности выполняют по наибольшему, а допускаемое напряжение определяют по более слабому материалу болта или детали. Сравнивая варианты постановки болтов с зазором и без зазора (рисунок 4.27 и 4.28), следует отметить, что первый вариант дешевле второго, так как не требует точных размеров болта и отверстия. Однако условия работы болта, поставленного с зазором, хуже, чем без зазора. Так, например, приняв коэффициент трения в стыке деталей $f = 0,2$, $K = 1,5$ и $i = 1$, из формулы (4.23) получим $F_{зам} = 7,5F$. Следовательно, расчетная нагрузка болта с зазором в 7,5 раз превышает внешнюю нагрузку. Кроме того, вследствие нестабильности коэффициента трения и трудности контроля затяжки работа таких соединений при сдвигающей нагрузке недостаточно надежна.

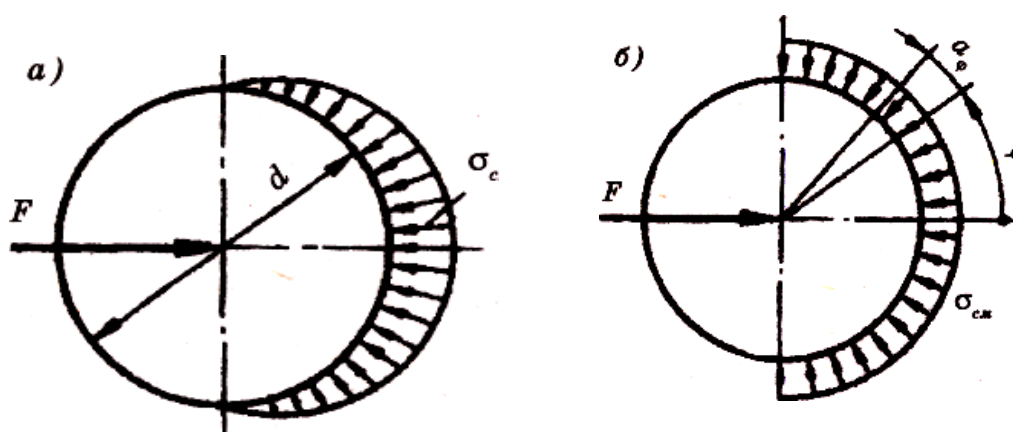


Рисунок 4.29 – Распределение напряжений смятия по цилиндрической поверхности контакта болта и детали

Болтовое соединение предварительно затянуто при сборке и грузено внешней осевой растягивающей силой. Этот случай соединения (рисунок 4.30) часто встречается в машиностроении для крепления крышек цилиндров, подшипниковых узлов и т. п. Обозначим: F_3 – сила предварительной затяжки болта при сборке; F – внешняя растягивающая нагрузка, приходящаяся на один болт. Предварительная затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка под нагрузкой.

В результате предварительной затяжки болта силой F_3 (рисунок 4.30, б и рисунок 4.31) он удлинится на величину Δl_δ , а детали стыка сожмутся на Δl_δ (на рисунках для большей наглядности величины Δl_δ и Δl_δ сильно увеличены).

При действии на предварительно затянутый болт внешней растягивающей нагрузки F (рисунок 4.30, в и рисунок 4.31) болт дополнительно удлинится на величину $\Delta l'_\delta$, а сжатые детали частично разгрузятся и восстановят свою толщину на $\Delta l'_\delta$, причем, в пределах до раскрытия стыка,

$$\Delta l'_\delta = \Delta l'_\delta. \quad (4.29)$$

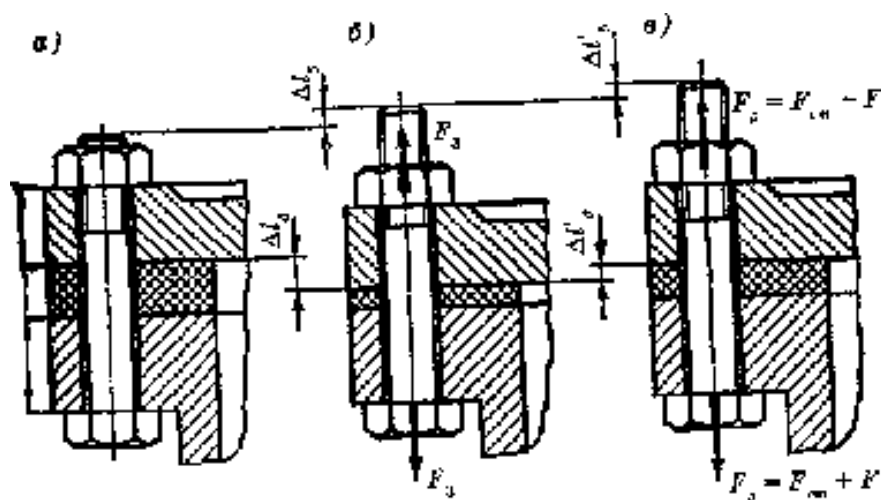


Рисунок 4.30 – Схема для расчета болтового соединения:

a – болт не затянут;

б – болт затянут;

в – к затянутому болту приложена внешняя сила F

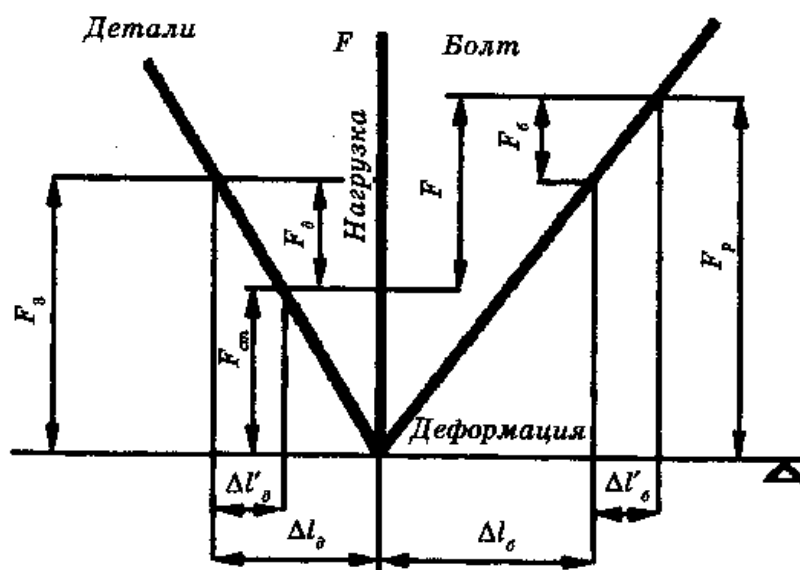


Рисунок 4.31 – Изменение нагрузки и деформации в болтовом соединении с предварительной затяжкой и последующим нагружением осевой растягивающей силой

Действие сжатых деталей на болт уменьшится и составит $F_{ис}$ (рисунок 4.30, и рисунок 4.31), которое называется остаточным усилием затяжки.

В этом случае часть внешней нагрузки пошла на разгрузку стыка F_{δ} , а оставшаяся часть внешней нагрузки пошла на догружение болта F_{δ} . В итоге можно записать:

$$F_{\delta} + F_{\delta} = F. \quad (4.30)$$

Известно, что деформация определяется по формуле

$$\Delta l = \frac{Fl}{EA},$$

где F – нагрузка, l – длина нагружаемого участка, E – модуль продольной упругости, A – площадь поперечного сечения, на которой действует нагрузка.

Выражение $\lambda = \frac{l}{EA}$ – называется податливостью, тогда $\Delta l = \lambda F$.

Равенство (4.29) можно записать в виде: $F_6 \lambda_6 = F_0 \lambda_0$, тогда $F_0 = F_6 \frac{\lambda_6}{\lambda_0}$,

последнее подставляем в (4.30). В результате получаем $F_6 \frac{\lambda_6}{\lambda_0} + F_6 = F$,

откуда

$$F_2 = F \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + \lambda_6} = F_2, \quad (4.31)$$

где $\chi = \frac{\lambda_0}{\lambda_0 + \lambda_6}$ – коэффициент внешней нагрузки, λ_0 – податливость деталей, λ_6 – податливость болта.

После подстановки (4.31) в (4.30) получим $F_0 + F \chi = F$, откуда

$$F_0 = F - F \chi = F(1 - \chi). \quad (4.32)$$

Коэффициент внешней нагрузки χ показывает, какая часть внешней нагрузки F идет на догружение болта $F \chi$, а оставшаяся часть $F(1 - \chi)$ идет на разгрузку деталей в стыке см. (4.31) и (4.32).

Полное усилие или расчетная (суммарная) нагрузка на болт F (рисунок 4.31)

$$F_p = F_{cm} + F = F_3 + F_6 = F_3 + F_x. \quad (4.33)$$

Условие нераскрытия стыка $F_{cm} > 0$. На рис. 4.31 видно, что

$$F_{cm} = F_p - F = F_3 + F_x - F = F_3 - F(1 - \chi),$$

тогда условие нераскрытия стыка будет иметь вид $F_0 - F(1 - \chi) > 0$ или $F_3 > F(1 - \chi)$. На практике рекомендуют принимать

$$F_3 = K_3 F(1 - \chi), \quad (4.34)$$

где K_3 – коэффициент запаса затяжки, тогда расчетное усилие F_p определяют по формуле:

$$F_p = F_3 + F_6 = F[K_3(1 - \chi) + \chi], \quad (4.35)$$

при постоянной нагрузке $K_3 = (1,25 \dots 2)$, при переменной нагрузке $K_3 = (2,5 - 4)$.

Определение податливости болта и деталей. В простейшем случае при болтах постоянного сечения и однородных деталях (рис. 4.32)

$$\lambda_{\delta} = \frac{l_{\delta}}{E_{\delta} A_{\delta}}; \lambda_{\delta} = \frac{l_{\delta}}{E_{\delta} A_{\delta}}, \quad (4.36)$$

где E_{δ} и E_{δ} – модули упругости материалов болта и деталей; A_{δ} и A_{δ} – площади сечения болта и деталей; l_{δ} – длина болта, участвующая в деформации; $l_{\delta} = \delta_1 + \delta_2$ – суммарная толщина деталей; приближенно $l_{\delta} = l_{\delta}$.

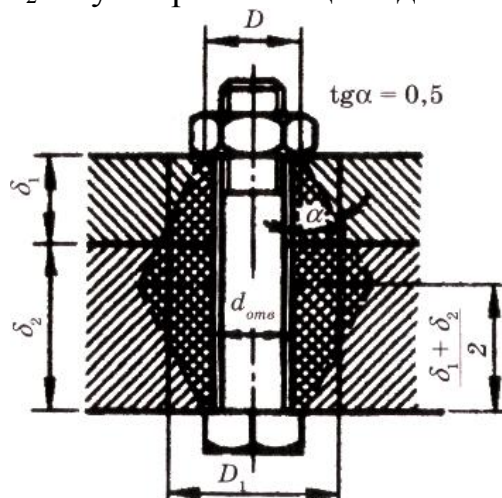


Рисунок 4.32 – Конусы давления

В формуле (4.36) под расчетной площадью A_{δ} принимают площадь только той части деталей, которая участвует в деформации от затяжки болта. Условное определение этой площади в простейшем случае изображено на рисунке 4.32. Здесь полагают, что деформации от гайки и головки болта распространяются в глубь деталей по конусам с углом $\alpha \approx 30^\circ$, или $\text{tg} \alpha = 0,5$. Приравнивая объем этих конусов к объему эквивалентного цилиндра, находим его наружный диаметр D_1 и площадь цилиндра A_{δ}

$$D_1 = D + \frac{\delta_1 + \delta_2}{4} \chi A_{\delta} = \frac{\pi (D_1^2 - d_{oms}^2)}{4}. \quad (4.37)$$

Опыт расчетов и эксплуатации конструкций показывает, что коэффициент χ обычно небольшой.

При приближенных расчетах принимают:

1. Для соединений стальных и чугунных деталей, без упругих прокладок $\chi = 0,2 - 0,3$.

2. Для соединений стальных и чугунных деталей с упругими прокладками (асбест, поронит, резина и др.) $\chi = 0,4 - 0,5$.

3. В уточненных расчетах определяют значения λ_{δ} и λ_{δ} , а затем χ .

При проектировании резьбовых соединений основным правилом является: жесткие фланцы – податливые болты.

Если болт затянут предварительно, до приложения внешней нагрузки, то расчетное усилие на болт с учетом влияния кручения при затяжке

$$F_p = 1,3F_3 + F_x = F[1,3K_3(1-x) + x]. \quad (4.38)$$

Прочность болта при переменных нагрузках. Наиболее характерным случаем действия переменных внешних нагрузок на болтовые соединения является действие нагрузок, изменяющихся от 0 до F (по отнулевому циклу).

Переменная нагрузка F распределяется между болтом и затянутым стыком, причем на винт приходится доля, равная (см. диаграмму на рис.

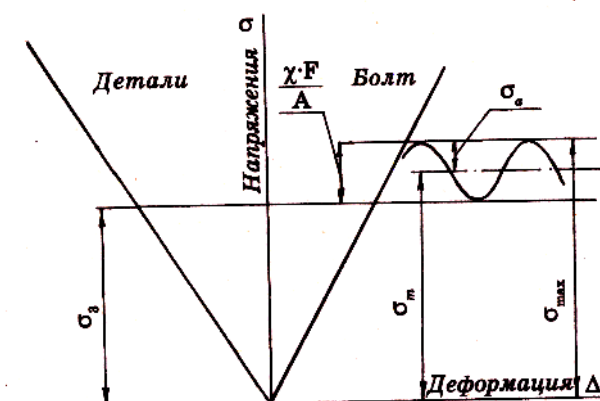


Рисунок 4.33 – Диаграмма изменения напряжений при переменной нагрузке

Амплитуда напряжения болта

$$\sigma_a = \frac{xF}{2A_6}, \quad (4.39)$$

где A_6 – площадь опасного сечения болта.

Среднее напряжение

$$\sigma_m = \sigma_3 + \sigma_a, \quad (4.40)$$

где σ_3 – напряжения затяжки.

Максимальное напряжение

$$\sigma_{max} = \sigma_3 + 2\sigma_a.$$

Опыт эксплуатации резьбовых соединений, подверженных действию переменных нагрузок, а также испытания соединений на усталость показывают целесообразность значительной начальной затяжки соединений для болтов из углеродистых сталей равной $(0,6 - 0,7) \sigma_T$, а из легированных сталей – $(0,4 - 0,6) \sigma_T$.

Затяжка увеличивает усталостную прочность болтов (так как уменьшает переменную составляющую напряжений в болтах) и соединяемых деталей (так как уменьшает микросдвиги). Следует

учитывать, что напряжения затяжки при эксплуатации могут несколько снизиться вследствие обмятия микронеровностей на стыках и релаксации напряжений в болтах.

В расчетах проверяют запас прочности по амплитудам и максимальным напряжениям.

Запас прочности по амплитудам определяют как отношение предельной амплитуды (приблизительно принятой равной пределу выносливости винта при симметричном цикле нагружения) $\sigma_{ал} = \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma}}$ к действующей амплитуде напряжений σ_a :

$$n_a = \frac{\sigma_{ал}}{\sigma_a} \approx \frac{\sigma_{-1}}{K_{\sigma} \sigma_a}. \quad (4.41)$$

Значения эффективного коэффициента концентрации напряжений K_{σ} для метрической резьбы соединений винт–гайка из углеродистых сталей принимают равными 4 – 6, из легированных сталей с $\sigma_B < 130$ МПа 5,5 – 7,5; большие значения принимают для винтов из более прочных материалов и термически обработанных до изготовления резьбы.

Запас прочности по максимальным напряжениям определяют приблизительно как отношение предельного напряжения σ_{np} к действующему максимальному напряжению в болте $n = \frac{\sigma_{np}}{\sigma_{max}}$. Обычно этот расчет сводится к расчету на статическую прочность, тогда $\sigma_{np} = \sigma_m$ и

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_3 + 2\sigma_a}. \quad (4.42)$$

Расчет болтов, подверженных переменной нагрузке, выполняют в форме проверочного. Значение коэффициента запаса прочности по амплитудам должно быть больше или равно 2,5, обычно $n_a = 2,5 - 4$. Значение коэффициента запаса прочности по максимальным напряжениям должно быть больше или равно 1,25.

Расчет групповых болтовых соединений сводится к определению наиболее нагруженного болта и оценке его прочности.

Нагрузка действует в плоскости стыка. Примером может служить крепление кронштейна (рисунок 4.34). При расчете силу F заменяем такой же силой, приложенной в центре тяжести сечения всех болтов и моментом $T = Fl$. Момент и сила стремятся повернуть и сдвинуть кронштейн. Нагрузка от силы F распределяется между болтами равномерно:

$$F_F = \frac{F}{z}. \quad (4.43)$$

Нагрузки от момента (реакции $F_{T1}, F_{T2}, \dots, F_{Tz}$) распределяются по болтам пропорционально их деформациям при повороте кронштейна. Деформации пропорциональны расстояниям болтов от центра тяжести сечения всех болтов, который считается центром поворота. Направление реакций болтов перпендикулярно радиусам r_1, r_2, \dots, r_z . Наиболее нагруженным будет тот болт, который максимально удален от оси поворота. Составим условие равновесия:

$$T = \sum_{i=1}^z F_{Ti} r_i, \quad (4.44)$$

где $\frac{F_{T\max}}{F_{Ti}} = \frac{r_{\max}}{r_i}$ и отсюда $F_{Ti} = \frac{F_{T\max} r_i}{r_{\max}}$.

Следовательно:

$$T = \sum_{i=1}^z \frac{F_{T\max} r_i^2}{r_{\max}} = \frac{F_{T\max}}{r_{\max}} \sum_{i=1}^z r_i^2.$$

Тогда можно определить максимальную нагрузку от момента T

$$F_{T\max} = \frac{T r_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2}. \quad (4.45)$$

Суммарная нагрузка на каждый болт равна геометрической сумме соответствующих сил F_F и F_{Ti} .

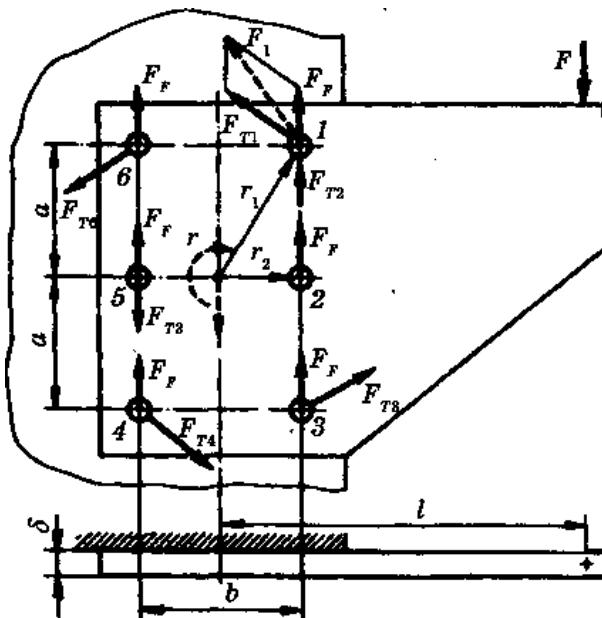


Рисунок 4.34 – Групповое болтовое соединение нагруженное в плоскости стыка

За расчетную принимают наибольшую из суммарных нагрузок. Сравнивая значения и направление реакций, можно сделать вывод, что

для соединения, показанного на рисунке 4.34 наиболее нагруженными болтами являются 1-й и 3-й (реакции F_F и F_T близки по направлению).

В данной конструкции соединения болты могут быть поставлены без зазора или с зазором.

Болт поставлен без зазора. Нагрузка воспринимается непосредственно болтами, поэтому наиболее нагруженный болт рассчитывают по напряжениям среза и смятия [см. формулы (4.24) и (4.27)].

Болт поставлен с зазором. Отсутствие сдвига обеспечивается силами трения в стыке, которые образуются в результате предварительной затяжки. По найденной максимальной суммарной силе F_1 определяют усилие затяжки наиболее нагруженного болта. Этим усилием затягивают все болты, а расчет выполняют на растяжение. Необходимая затяжка болтов

$$F_{зам} = \frac{KF_{max}}{f},$$

где $K = 1,3 - 2$ – коэффициент запаса затяжки; $F_{max} = F_1$ – сила, приходящаяся на наиболее нагруженный болт; f – коэффициент трения в стыке деталей (для сухих чугунных и стальных поверхностей $f = 0,15 - 0,2$).

Нагрузка раскрывает стык деталей. Методику решения рассмотрим на примере рисунок 4.35. Раскладываем силу F на составляющие F_1 и F_2 . Переносим эти составляющие в центр стыка, в результате получаем действие сил F_1 и F_2 и момента

$$M = F_2 l_2 - F_1 l_1. \quad (4.46)$$

F_1 и M раскрывают стык, а F_2 сдвигает детали. Нераскрытие стыка и отсутствие сдвига обеспечивают усилием затяжки болтов $F_{зам}$. Допустим, что при действии момента M детали поворачиваются так, что стык остается плоским, тогда напряжения в стыке от M распределяются по линейному закону.

Расчет по условию нераскрытия стыка

До приложения нагрузки F затяжка создает в стыке напряжения смятия

$$\sigma_{зам} = \frac{F_{зам}^z}{A_{см}}, \quad (4.47)$$

которые принимаем равномерно распределенными по стыку. В формуле (4.47) $F_{зам}$ усилие затяжки на один болт, z – число болтов, $A_{см}$ – площадь стыка. Сила F_1 растягивает болты и уменьшает $\sigma_{зам}$ на

$$\sigma_{F_1} = \frac{F_1}{A_{см}}(1-x) \approx \frac{F_1}{A_{см}}. \quad (4.48)$$

В этой формуле $F_1(l - \chi)$ – часть внешней нагрузки, которая идет на разгрузку стыка (формула 4.32). В подобных соединениях значение χ

мало. Упрощая решение, принимаем $\chi = 0$, что идет в запас по условию нераскрытия стыка. При этом условием, считаем осью поворота ось симметрии стыка. Напряжения в стыке под действием момента M изменяются в соответствии с эпюрой, аналогичной эпюре напряжений при изгибе.

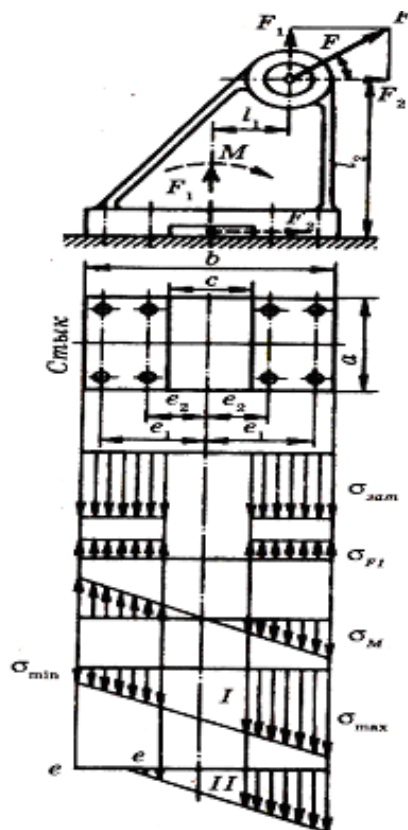


Рисунок 4.35 – Соединение под действием отрывающей силы и момента

Пренебрегая значением χ так же, как при определении σ_{F1} , приближенно запишем

$$\sigma_M \approx \frac{M}{W_{cm}}, \quad (4.49)$$

где W_{cm} – момент сопротивления изгибу, который определяется для площади стыка.

Складывая все напряжения, получим суммарную эпюру на которой

$$\begin{aligned} \sigma_{min} &= \sigma_{zat} - \sigma_{F1} - \sigma_M - \text{минимальное напряжение в стыке,} \\ \sigma_{max} &= \sigma_{zat} - \sigma_{F1} + \sigma_M - \text{максимальное напряжение в стыке.} \end{aligned} \quad (4.50)$$

В этих формулах за положительные приняты напряжения затяжки σ_{zat} . Вариант I показывает нераскрытие стыка и принимается как расчетный. Вариант II свидетельствует о раскрытии стыка на участке ее, так как напряжения здесь равны нулю, что недопустимо.

По условию нераскрытия стыка

$$\sigma_{min} > 0 \text{ или } \sigma_{zat} > \sigma_{F1} + \sigma_M \text{ или } \sigma_{zat} = K(\sigma_{F1} + \sigma_M) \quad (4.51)$$

где $K \approx 1,3 \dots 2$ – коэффициент запаса по нераскрытию стыка. По условию (4.51) определяют $\sigma_{зам}$ и затем из формулы (4.47) находят $F_{зам}$.

В тех случаях, когда материал основания по прочности меньше, чем материал болта, необходимо проверять условие прочности основания по максимальным напряжениям смятия $\sigma_{max} \leq [\sigma]_{см}$. Если это условие не удовлетворяется, изменяют размеры стыка.

Расчет по условию отсутствия сдвига деталей в стыке. Этот расчет выполняют как проверочный. Сила F_2 уравнивается силами трения в стыке. Детали остаются неподвижными, если сила трения в стыке больше F_2 или

$$(F_{зам}z - F_1)f \geq KF_2, \quad (4.52)$$

где f – коэффициент трения в стыке, можно принимать: $f = 0,3 - 0,35$ – сталь (чугун) по бетону; $f = 0,15 - 0,20$ – сталь по чугуну (по стали); z – число болтов.

В формуле (4.52) не учитывается действие момента M , так как он не сдвигает детали и не изменяет суммарного значения сил трения в стыке. Если условие не выполняется, то это значит, что условие (4.51) нераскрытия стыка не является главным для данного соединения и затяжку следует определять по условию (4.52) несдвигаемости деталей

$$F_{зам} = \frac{KF_2 - F_1f}{fz} \quad (4.53)$$

или ставить болты без зазора.

При расчете болтов на прочность учитывают наибольшую силу затяжки $F_{зам}$ из найденных по условию (4.51) или (4.53). Внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт от силы F_1 :

$$F_{F1} = \frac{F_1}{z}, \quad (4.54)$$

внешняя нагрузка от момента M определяется из равенства

$$M = i(F_{M1}2e_1 + F_{M2}2e_2 + \dots + F_{Mn}2e_n),$$

где i – число болтов в поперечном ряду (на рисунке 4.35 $i = 2$); n – число поперечных рядов с одной стороны от оси поворота (на рис. 4.35 $n = 2$).

Силы F_{M1}, F_{M2}, \dots пропорциональны их расстояниям от оси поворота:

$$\frac{F_{M1}}{F_{M2}} = \frac{e_1}{e_2} \text{ и т.д.}$$

Учитывая это, после несложных преобразований находим наиболее нагруженный болт от момента:

$$F_{M1} = \frac{Me_1}{[i(2e_1^2 + 2e_2^2 + \dots + 2e_n^2)]}. \quad (4.55)$$

Суммарная нагрузка

$$F_{max} = F_{M1} + F_{F1}.$$

При известных $F_{зан}$ и F_{max} расчетную нагрузку определяют по формуле (4.33), а прочность болта при статических нагрузках оценивают по формуле

$$\sigma = \frac{1,3F_p}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]. \quad (4.57)$$

Форма стыка оказывает влияние на прочность соединения. Например, для сплошного 1 и несплошного 2 стыков, изображенных на рис. 4.36, значения площадей и моментов сопротивления изгибу равны:

$$A_1 = ab; W_1 = \frac{ab^2}{6}; A_2 = \frac{ab}{2}; W_2 = \frac{7}{8} \left(\frac{ab^2}{6} \right)$$

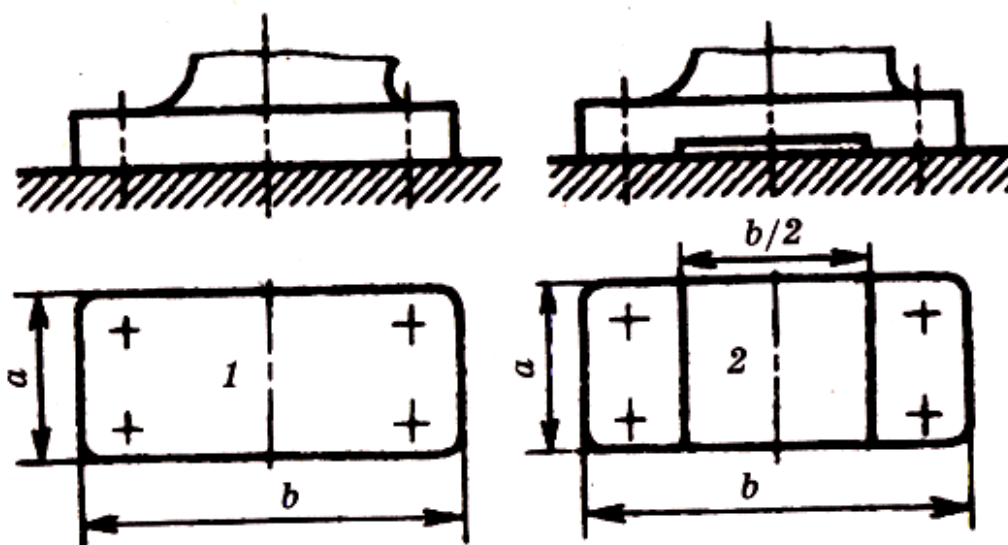


Рисунок 4.36 – Формы стыков

3.4. Порядок проектирования резьбовых соединений

1. Материал болта или шпильки выбирают в зависимости от условий работы.
2. Определяют внешние действующие нагрузки.
3. Задают величину коэффициента $\chi = 0,2 - 0,3$.
4. Определяют усилие затяжки и величину расчетной нагрузки.
5. Определяют внутренний диаметр болта (шпильки) и округляют до стандартного значения.
6. Выполняют проверочный расчет, где определяют податливость болта и деталей и величину χ . Если полученное χ близко к выбранному, то расчет заканчивают, если разница значительная, то расчет повторяют с новым значением χ .

4. ШПОНОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

4.1. Общие сведения

Шпоночные соединения состоят из вала, шпонки и ступицы колеса (шкива или другой детали). Шпонка представляет собой стальной брус, вставляемый в пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы у вала получают фрезерованием дисковыми или пальцевыми фрезами, а в ступице – долблением или протягиванием.

Достоинства:

- 1) простота и надежность конструкции;
- 2) низкая стоимость;
- 3) простота сборки и разборки.

Недостаток: шпоночные пазы ослабляют вал и ступицу насаживаемой на вал детали.

Ослабление вала обусловлено не только уменьшением его сечения, но и появлением концентрации напряжений изгиба и кручения, вызванной шпоночным пазом.

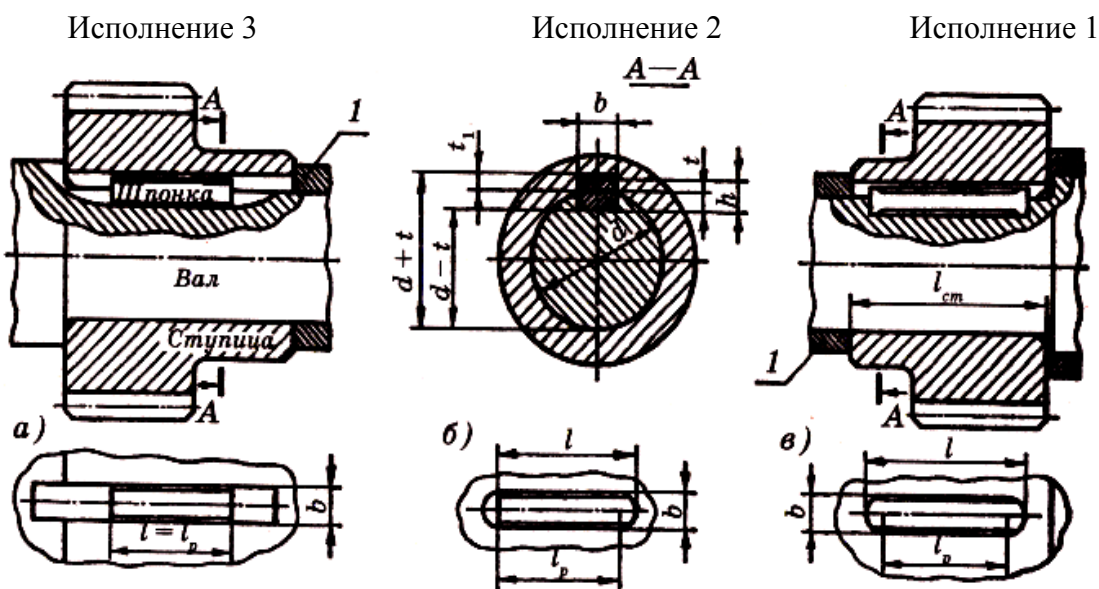


Рисунок 5.1 – Соединение призматическими шпонками.

Разновидности шпоночных соединений. Все шпоночные соединения подразделяются на ненапряженные и напряженные. Ненапряженные соединения получают при применении призматических (рисунок 5.1) и сегментных (рисунок 5.2) шпонок. Эти соединения называют ненапряженными, так как при сборке не возникает предварительных

напряжений. Напряженные соединения получаются при применении клиновых (рисунок 5.3) и тангенциальных (рисунок 5.4) шпонок. При сборке соединений в их деталях возникают предварительные (монтажные) напряжения.

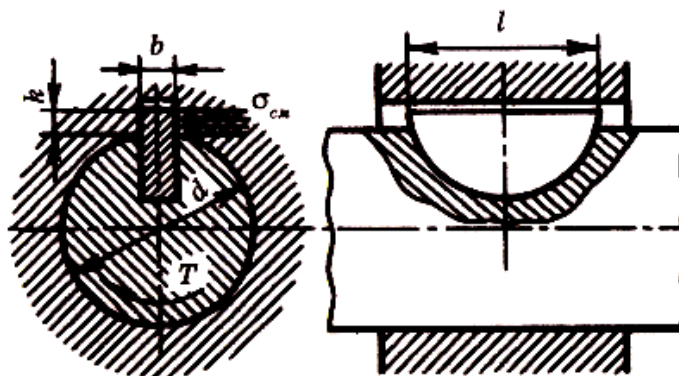


Рисунок 5.2 – Соединение сегментной шпонкой

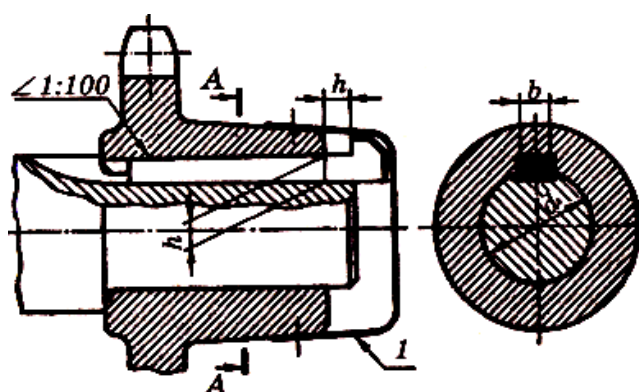


Рисунок 5.3 – Соединение клиновой шпонкой
A-A

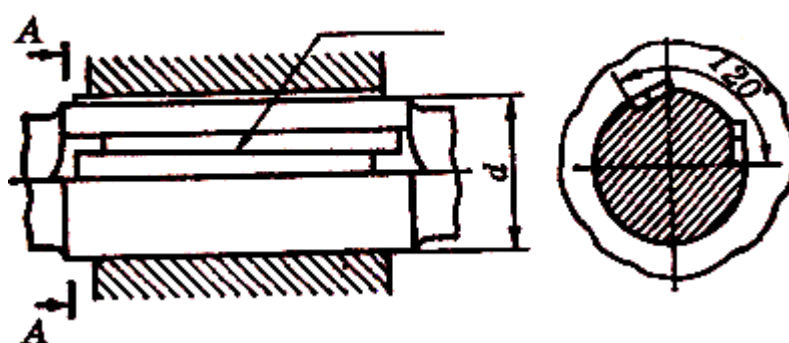


Рисунок 5.4 – Соединение тангенциальными шпонками

Соединения призматическими шпонками. Конструкции соединений призматическими шпонками изображены на рисунке 5.1.

Рабочими являются боковые, более узкие, грани шпонок высотой h . Размеры сечений шпонок и пазов принимают в зависимости от диаметра вала d по ГОСТ 23360-78 (таблица 5.1).

Таблица 5.1 – Призматические шпонки. Размеры в мм

Диаметр вала d		Сечение шпонки		Глубина паза		Длина l
свыше	до	b	h	вала t	ступицы t_1	
12	17	5	5	3	2,3	10.. .56
17	22	6	6	3,5	2,8	14.. .70
22	30	8	7	4	3,3	18.. .90
30	38	10	9	5,5	3,8	22.. .110
38	44	12	11	7	4,4	28.. .140
44	50	14	12	7,5	4,8	36.. .160
50	58	16	14	9	5,4	45.. .180
58	65	18	16	10	6,5	50... 200

Примечание. Длины шпонок выбирают из ряда: 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200.

По форме торцов различают шпонки со скругленными торцами – исполнение 1 (рисунок 5.1, в), с плоскими торцами – исполнение 3 (рисунок 5.1, а) и с одним плоским, а другим скругленным торцом – исполнение 2 (рисунок 5.1, б). Шпонки исполнения 1 рекомендуются для более точных соединений.

Призматические направляющие шпонки с креплением на валу применяют в подвижных соединениях для перемещения ступицы вдоль вала (рисунок 5.5).

Среднее резьбовое отверстие в шпонке служит для того, чтобы в него можно было ввернуть винт и извлечь шпонку из паза вала. При большом перемещении детали вдоль вала применяют скользящие шпонки (рисунок 5.6).

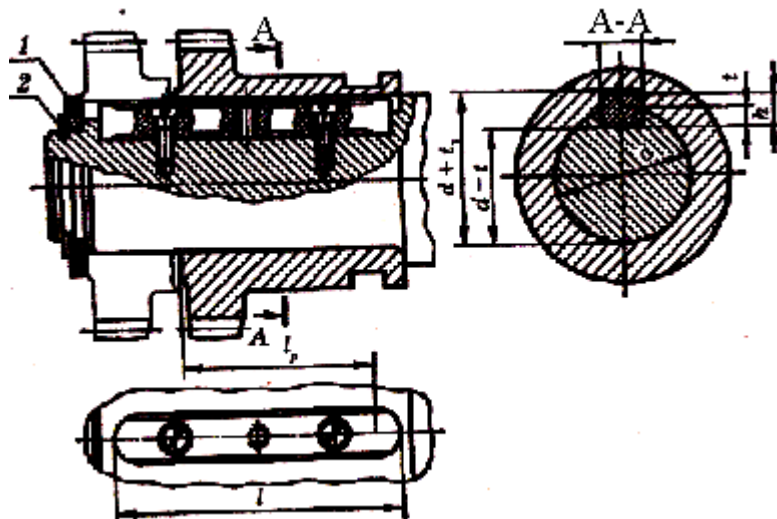


Рисунок 5.5 – Соединение призматической направляющей шпонкой:

- 1 – кольцо упорное;
- 2 – кольцо пружинное

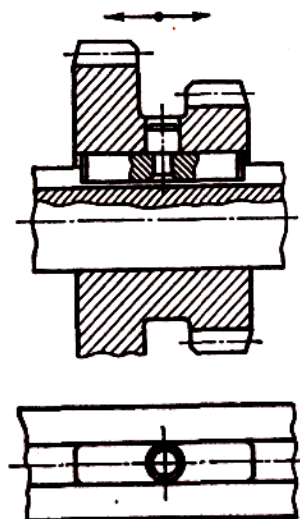


Рисунок 5.6 – Соединение призматической скользящей шпонкой

Соединения сегментными шпонками. Сегментные шпонки (рисунок 5.2) так же, как и призматические, работают боковыми гранями и образуют ненапряженное соединение. Их применяют при передаче небольших крутящих моментов. Сегментные шпонки (ГОСТ 24071-80) и пазы для них просты в изготовлении, удобны при монтаже и демонтаже. Широко применяются в серийном и массовом производствах.

Соединения цилиндрической шпонкой. Цилиндрическую шпонку (рисунок 5.7) используют для закрепления деталей на конце вала. Отверстие под шпонку сверлят и обрабатывают разверткой после посадки ступицы на вал. При больших нагрузках ставят две или три цилиндрические шпонки, располагая их под углом 180° или 120° . Цилиндрическую шпонку устанавливают в отверстие с натягом. В некоторых случаях шпонке придают коническую форму.

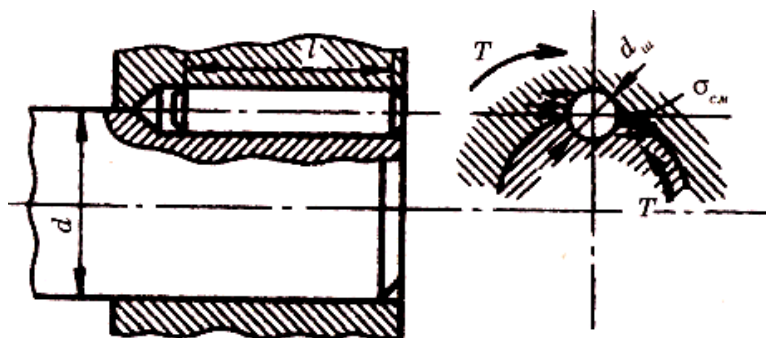


Рисунок 5.7 – Соединение цилиндрической шпонкой

Соединения клиновыми шпонками. Клиновые шпонки (рисунок 5.3) имеют форму односкосных самотормозящих клиньев с уклоном 1:100. Такой же уклон имеют пазы в ступицах. Клиновые шпонки изготавливают по ГОСТ 24068-80. Головка служит для выбивания шпонки из паза. По правилам техники безопасности выступающая головка должна иметь ограждение (l на рисунке 5.3).

Клиновые шпонки забивают в пазы, в результате создается напряженное соединение, которое передает не только крутящий момент, но и осевое усилие. Эти шпонки не требуют стопорения ступицы от продольного перемещения вдоль вала. При забивании клиновой шпонки в соединении возникают распорные радиальные усилия, которые нарушают центрирование детали на валу, вызывая биение. Клиновые шпонки работают широкими гранями. По боковым граням имеется зазор.

Соединения клиновыми шпонками применяют в тихоходных передачах. Они хорошо воспринимают ударные и знакопеременные нагрузки.

Соединения тангенциальными шпонками. Тангенциальные шпонки (рисунок 5.4) состоят из двух односкосных клиньев с уклоном 1:100 каждый. Соединения тангенциальными шпонками применяют в тяжелом машиностроении при больших динамических нагрузках.

Изготавливаются по стандартам (ГОСТ 24069-80 и 24070-80), охватывающим два вида соединений: шпонки тангенциальные, нормальные для валов диаметром 60 – 1000 мм и усиленные для валов диаметром 100 – 1000 мм. Работают узкими гранями. Вводятся в пазы

ударом. Создают напряженное соединение. Натяг между валом и ступицей создается в касательном (тангенциальном) направлении. При реверсивной работе ставят две пары тангенциальных шпонок под углом 120° . В современном производстве имеют ограниченное применение.

4.2. Проверочный расчет шпоночных соединений

Прочность – основной критерий работоспособности шпоночных соединений. Шпонки выбирают по таблицам ГОСТов в зависимости от диаметра вала, а затем соединения проверяют на прочность. Размеры шпонок и пазов в ГОСТах подобраны из условия прочности на смятие, поэтому основным проверочным расчетом шпоночных соединений является расчет на смятие.

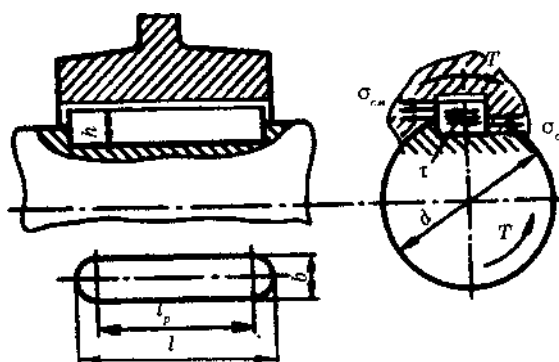


Рисунок 5.8 – Соединение призматической шпонкой

Проверку шпонок на срез в большинстве случаев не производят. При расчете многошпоночного соединения допускают, что нагрузка распределяется равномерно между всеми шпонками.

Соединения призматическими шпонками (рисунок 5.1 и рисунок 5.8) проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}} \leq [\sigma]_{см}, \quad (5.1)$$

где $F = \frac{2T}{d}$ – усилие передаваемое шпонкой, площадь смятия

$$A_{см} = \frac{hl_p}{2}, \text{ тогда}$$

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma]_{см}. \quad (5.2)$$

Соединения сегментными шпонками (рисунок 5.2) проверяют на смятие:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{\kappa l_p d} \leq [\sigma]_{см}. \quad (5.3)$$

Сегментная шпонка узкая, поэтому в отличие от призматической ее проверяют на срез. Условие прочности шпонки на срез:

$$\tau_{cp} = \frac{2T}{dlb} \leq [\tau]_{cp}, \quad (5.4)$$

где b – ширина шпонки, $[\tau]_{cp}$ – допускаемое напряжение на срез шпонки.

Соединения врезными клиновыми шпонками (рисунок 5.3) проверяют по условию прочности на смятие рабочих поверхностей контакта:

$$\sigma_{cm} = \frac{12T}{dl(b+6fd)} \leq [\sigma]_{cp}, \quad (5.5)$$

где ℓ_p – длина рабочей части шпонки; f – коэффициент трения; для стали по чугуну или стали $f=0,15 - 0,18$.

Соединения цилиндрическими шпонками (рисунок 5.7) проверяют по условию прочности на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{4T}{d_w lb} \leq [\sigma]_{cp}. \quad (5.6)$$

4.3. Материал шпонок и допускаемые напряжения

Стандартные шпонки изготавливают из чистотянутых стальных прутков – углеродистой или легированной стали с пределом прочности σ_b не ниже 500 МПа. Значение допускаемых напряжений зависит от режима работы, прочности материала вала и втулки (ступицы).

Для неподвижных соединений допускают:

при переходных посадках $[\sigma]_{cm} = 80 - 150$ МПа;

при посадках с натягом $[\sigma]_{cm} = 110 - 200$ МПа.

Меньшие значения $[\sigma]_{cm}$ для чугунных ступиц и при резких изменениях нагрузки. В подвижных (в осевом направлении) соединениях допускаемые напряжения значительно снижают в целях предупреждения задира и ограничения износа. При этом принимают $[\sigma]_{cm} = 20 - 30$ МПа.

4.4. Последовательность проверочного расчета шпоночных соединений

Исходные данные:

1. Передаваемый вращающий момент T .
2. Диаметр вала d и длина ступицы l_{cm} .
3. Условия работы.

Последовательность расчета:

1. Задаются видом шпоночного соединения в зависимости от класса машины, конструкции соединяемых деталей, угловой скорости,

величины и характера нагрузки.

2. Зная диаметр вала d , по ГОСТу принимают размеры сечения шпонки b и h .

3. В зависимости от длины ступицы задаются длиной шпонки l из стандартного ряда длин. Рекомендуется длину призматических шпонок принимать на 5 – 10 мм меньше длины ступицы.

4. Из условия прочности на смятие, а в соединениях сегментными шпонками и на срез, определяют расчетные напряжения в соединении и сравнивают с допускаемыми значениями. Если расчетное напряжение превышает допускаемое более чем на 5%, то увеличивают длину шпонки и соответственно ступицы или принимают две шпонки. Призматические шпонки устанавливают с шагом в 180° , сегментные – в ряд по длине ступицы.

4.5. Рекомендации по конструированию шпоночных соединений

1. Перепад диаметров ступеней вала с призматическими шпонками назначают из условия свободного прохода детали без удаления шпонок из пазов.

2. Из технологических соображений рекомендуется для ступеней одного и того же ступенчатого вала назначать одинаковые шпонки по сечению и длине, исходя из ступени меньшего диаметра, имеющего шпоночный паз (рисунок 5.9).

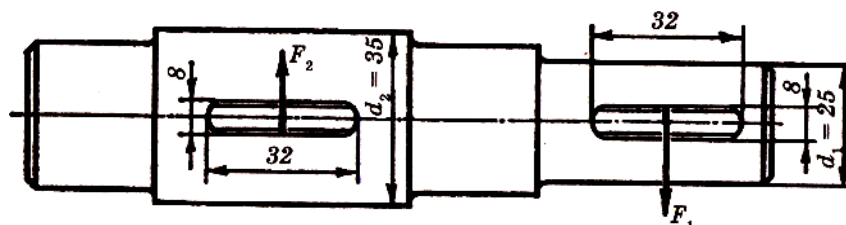


Рисунок 5.9 – Ступенчатый вал с одинаковыми шпонками

Прочность шпоночных соединений в данном случае получается вполне достаточной, так как усилия F_1 и F_2 , действующие на шпонки, составляют

$$F_1 = \frac{2T}{d_1}; \quad F_2 = \frac{2T}{d_2},$$

но $d_2 > d_1$, следовательно, $F_1 > F_2$. Это доказывает, что, чем больше диаметр ступени вала, тем меньше усилие F передает шпонка этой ступени при одном и том же вращающем моменте T .

Постановка нескольких шпонок сильно ослабляет вал, поэтому в настоящее время их заменяют зубчатыми (шлицевыми) соединениями.

5. ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.1. Общие сведения

Зубчатые соединения образуются выступами – зубьями на валу и соответствующими впадинами – пазами в ступице (рисунок 6.1). Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. Размеры зубчатых соединений, а также допуски на них стандартизованы.

Зубья на валах образуют фрезерованием, строганием или накатыванием. Зубья в отверстиях образуют протягиванием или долблением.

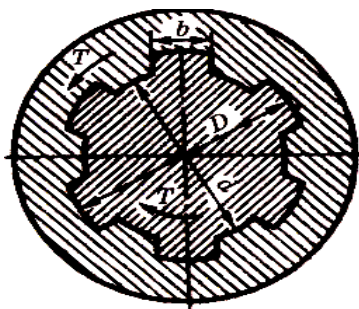


Рисунок 6.1 – Прямоугольное шлицевое соединение

Достоинства зубчатых соединений по сравнению со шпоночными:

1. Обеспечивается лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевом перемещении.
2. Уменьшается число деталей соединения. Зубчатое соединение образуют две детали, шпоночное – три, четыре.
3. При одинаковых габаритах допускают передачу больших вращающих моментов за счет большей поверхности контакта.
4. Обеспечивается высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках, вследствие равномерного распределения нагрузки по зубьям.
5. Вал ослабляется зубьями незначительно. Зубчатый вал можно рассчитывать на прочность так же, как гладкий, диаметр которого равен внутреннему диаметру зубчатого вала.
6. Уменьшается длина ступицы.

Недостатками зубчатых соединений, по сравнению со шпоночными, является более сложная технология изготовления, а следовательно, и более высокая стоимость.

5.2. Разновидности зубчатых соединений

Зубчатые соединения различают:

1. По характеру соединения: *неподвижные* – для закрепления детали на валу (рисунок 6.1); *подвижные* — допускающие перемещение детали

вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач станка).

2. По форме зубьев: *прямобоочные* (рисунок 6.1), *эвольвентные* (рисунок 6.2, а); *треугольные* (рисунок 6.2, б).



Рисунок 6.3 – Прямобоочные зубчатые соединения

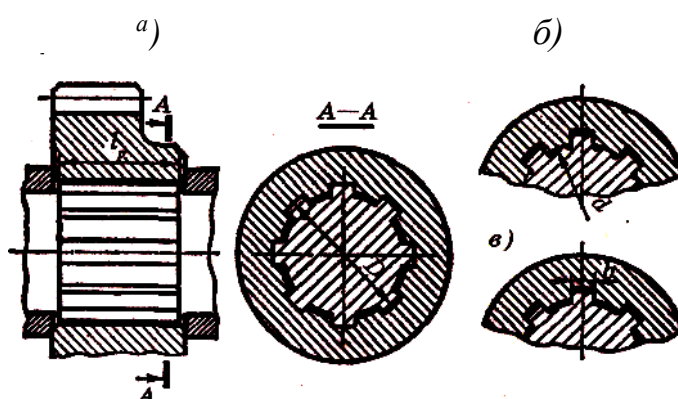


Рисунок 6.2 – Эвольвентное и треугольное зубчатые соединения

3. По способу центрирования ступицы относительно вала с центрированием по наружному диаметру D (рисунок 6.3, а), по внутреннему диаметру d (рисунок 6.3, б) и по боковым поверхностям зубьев (рисунок 6.3, и рисунок 6.2).

Соединения с прямобоочным профилем зубьев (рисунок 6.3) применяют в неподвижных и подвижных соединениях. Такие соединения имеют постоянную толщину зубьев на валах. В соединениях, где требуется высокая соосность вала и ступицы, применяется центрирование по одному из диаметров. Центрирование по наружному диаметру наиболее технологично и рекомендуется при твердости внутренней поверхности ступицы HB 350. Калибровку центрирующих поверхностей ступицы выполняют протягиванием, а калибровку вала – шлифованием. Этот способ применяется при изготовлении неподвижных соединений в серийном и массовом производствах.

Центрирование по внутреннему диаметру рекомендуется при высокой твердости материала ступицы, когда калибровка отверстия протяжкой невозможна. В этом случае центрирующие поверхности ступицы и вала доводят шлифованием. Применяется в индивидуальном и мелкосерийном производствах.

Центрирование по боковым поверхностям обеспечивает более равномерное распределение нагрузки по зубьям. Рекомендуется для передачи больших переменных ударных нагрузок при пониженной точности центрирования.

По ГОСТ 1139-80 предусматривается три серии соединений с прямобочным профилем зубьев: легкую, среднюю и тяжелую (таблица 6.1), которые отличаются высотой и числом зубьев z . Легкая серия рекомендуется для неподвижных соединений, средняя – для подвижных, при перемещении ступицы не под нагрузкой. Тяжелая серия имеет более высокие зубья с большим числом. Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов, а также для подвижных соединений при перемещении ступицы под нагрузкой.

Соединения с эвольвентным профилем зубьев (рисунок 6.2, а) применяются в подвижных и неподвижных соединениях. Зуб имеет эвольвентный профиль. Угол зацепления $\alpha = 30^\circ$. Ножка зуба усилена. Соединения выполняются по ГОСТ 6033-80 с центрированием по боковым поверхностям зубьев, реже по наружному диаметру. По сравнению с прямобочными зубьями имеют повышенную прочность, лучше центрируют вал в ступице, позволяют применять типовые процессы зубонарезания.

Таблица 6.1 – Соединения зубчатые (шлицевые) прямобочные по ГОСТ 1139-80 (извлечение)

Серия	Номинальный размер $z \times d \times D$	b	f	r
Легкая	6x28x32	7	0,3	0,2
	8x32x36	6	0,4	0,3
	8x36x40	7	0,4	0,3
Средняя	6x28x34	7	0,4	0,3
	8x32x38	6		
	8x36x42	7		
Тяжелая	10x28x35	4	0,4	0,3
	10x32x40	5		
	10x36x45	5		

Примечание. Размеры в мм по рисунку 6.3 и 6.4, z – число зубьев, r – радиус перехода у основания зуба.

Рекомендуется для передачи больших вращающих моментов при повышенной точности центрирования.

Соединения с треугольным профилем зубьев (рисунок 6.2, б) применяются в неподвижных соединениях. Имеют большое число мелких зубьев. Выполняются с центрированием по боковым поверхностям, не стандартизованы. Рекомендуются для тонкостенных ступиц, пустотелых валов, а также для передачи небольших вращающих моментов.

5.3. Проверочный расчет зубчатых соединений

Прочность – основной критерий работоспособности зубчатых соединений. Эти соединения аналогично шпоночным выбирают по таблицам стандартов в зависимости от диаметра вала, а затем выполняют проверочный расчет. Проверочный расчет зубчатых соединений выполняют на смятие. Проверку зубьев на срез не производят. В упрощенной расчетной модели (рисунок 6.4) принято равномерное распределение нагрузки по длине зубьев. При этом получают

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{K_z z h d_{cp} \ell} \leq [\sigma]_{см}, \quad (6.1)$$

где T – наибольший крутящий момент из длительно действующих; $K_z = 0,7 - 0,8$ – коэффициент неравномерности нагрузки по зубьям; z – число зубьев; h – рабочая высота зубьев; ℓ – рабочая длина зубьев; d_{cp} – средний диаметр соединения.

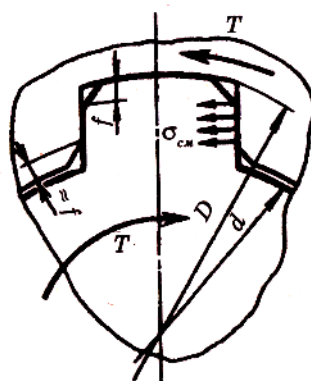


Рисунок 6.4 – Расчетная схема прямобочного шлицевого соединения

Для прямобочных зубьев

$$h = 0,5(D - d) - 2f, \quad d_{cp} = 0,5(D + d);$$

для эвольвентных зубьев

$$h = m, \quad d_{cp} = zm,$$

где m – модуль зубьев; $[\sigma]_{см}$ – допускаемое напряжение.

В таблице 6.2 приведены значения $[\sigma]_{см}$ для изделий общего машиностроения и подъемно-транспортных устройств, рассчитанных на длительный срок службы. В каждой отрасли машиностроения рекомендуют свои значения с учетом специфики эксплуатации (срок

службы, режим нагрузки и пр.), качества изготовления, прочности материалов и др.

Например, в станкостроении рекомендуют более низкие значения: $[\sigma]_{см} = 12 - 20$ МПа для неподвижных соединений и $[\sigma]_{см} = 4 - 7$ МПа для подвижных без нагрузки – здесь учитывают влияние соединений на точность станков; в авиации для соединений валов с зубчатыми колесами рекомендуют более высокие значения $[\sigma]_{см} = 50 - 100$ МПа – для получения легких конструкций.

Таблица 6.2 – Допускаемые напряжения на смятие

Тип соединения	Условия эксплуатации	$[\sigma]_{см}$, МПа	
		\leq НВ 350	\geq НРС 40
Неподвижное	<i>a</i>	35...50	40...70
	<i>б</i>	60...100	100...140
	<i>в</i>	80...120	120...200
Подвижное без нагрузки (например, коробки скоростей)	<i>a</i>	15...20	20...35
	<i>б</i>	20...30	30...60
	<i>в</i>	25...40	40...70
Подвижное под нагрузкой	<i>a</i>	—	3...10
	<i>б</i>	—	5...15
	<i>в</i>	—	10...20

Примечания: *a* – тяжелые условия эксплуатации – нагрузка знакопеременная с ударами; вибрации большой частоты и амплитуды; плохие условия смазки в подвижных соединениях; невысокая точность изготовления; *б* – условия эксплуатации средние; *в* – условия эксплуатации хорошие. Меньшие значения – для легких режимов нагрузки.

5.4. Последовательность проверочного расчета зубчатых соединений

Исходные данные:

1. Передаваемый крутящий момент T .
2. Диаметр вала d и длина ступицы $l_{см}$.
3. Условия работы.

4. Последовательность расчета:

1. Задаются видом зубчатого соединения в зависимости от точности центрирования деталей, величины нагрузки, условий эксплуатации и типа производства.

2. Зная диаметр вала d , по ГОСТу принимают размеры зубчатого соединения, причем серией задаются в зависимости от характера соединения и условий работы.

3. Из условия прочности на смятие определяют расчетное

напряжение σ_{cm} в соединении и сравнивают с допускаемыми $[\sigma]_{cm}$ (таблица 6.2). Если σ_{cm} превышает $[\sigma]_{cm}$ более чем на 5%, то увеличивают длину ступицы l_{cm} или принимают другую серию, а иногда другой вид соединения и повторяют проверочный расчет.

6. СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ ПОСАДКОЙ С НАТЯГОМ (ПРЕССОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ)

6.1. Общие сведения

Соединения деталей с натягом – это напряженные соединения, в которых натяг создается необходимой разностью посадочных размеров вала и втулки. Для закрепления деталей используют силы упругости предварительно деформированных деталей. Обычно соединение деталей осуществляется по цилиндрическим или (реже) коническим поверхностям, при этом одна деталь охватывает другую (рисунок 7.1), специальные соединительные детали отсутствуют.

Взаимная неподвижность соединяемых деталей обеспечивается силами трения, возникающими на поверхности контакта деталей.

К основным достоинствам цилиндрических соединений с гарантированным натягом относятся: простота конструкции, хорошее центрирование соединяемых деталей, возможность передачи больших нагрузок как статических, так и динамических. Обычно соединения с гарантированным натягом относят к неразъемным соединениям, однако цилиндрические соединения допускают разборку (распрессовку) и сборку (запрессовку) деталей.

К основным недостаткам цилиндрических соединений с гарантированным натягом относятся: сложность сборки и разборки соединений, возможность уменьшения величины расчетного натяга соединяемых деталей и повреждения их посадочных поверхностей при сборке (запрессовке), требование пониженной шероховатости посадочных поверхностей и высокие требования к точности их изготовления.

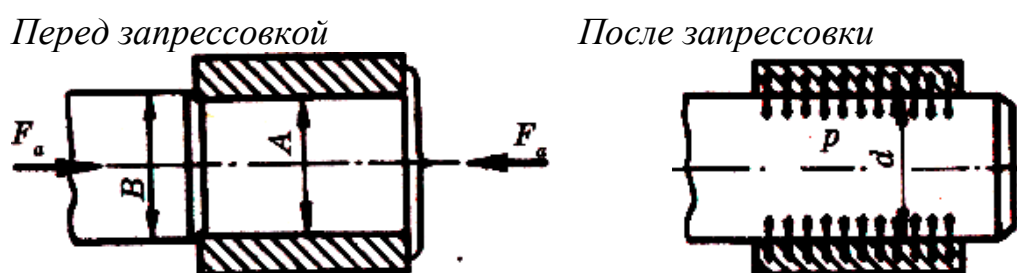


Рисунок 7.1 – Прессовое соединение

Надежность соединения с гарантированным натягом в основном зависит от величины натяга, который подбирают в соответствии с выбранной посадкой, установленной стандартной системой допусков и посадок.

Цилиндрические соединения с гарантированным натягом различают по способу сборки: соединения, собираемые запрессовкой, и соединения,

собираемые с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали. Надежность соединения деталей, собираемых с нагревом или охлаждением, в 1,5–2,5 раза выше, чем у деталей, собираемых запрессовкой, так как при запрессовке неровности на контактных поверхностях деталей частично срезаются и сглаживаются, что приводит к ослаблению прочности соединения.

Величина натяга и соответственно вид посадки соединения определяются в зависимости от требуемого давления на посадочной поверхности соединяемых деталей. Это давление p должно быть таким, чтобы силы трения, возникающие на посадочной поверхности соединения, обеспечили неподвижность соединяемых деталей после приложения внешних усилий.

Взаимная неподвижность деталей цилиндрического соединения обеспечивается соблюдением следующих условий.

При нагружении соединения осевой силой F (рисунок 7.2, а) должно соблюдаться условие

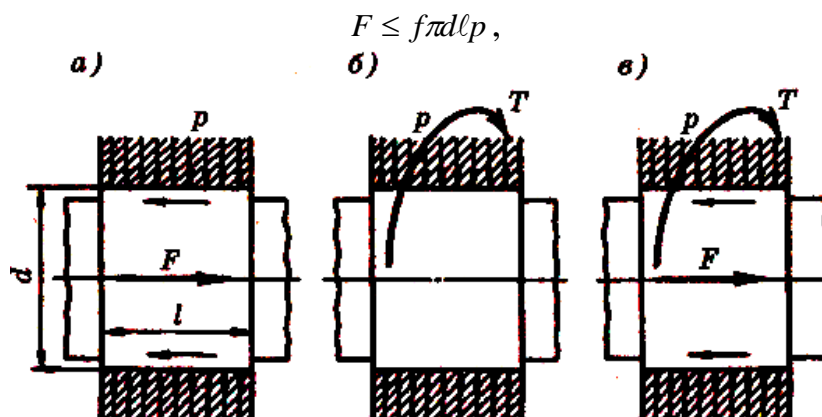


Рисунок 7.2 – Расчетные схемы соединений с натягом

откуда требуемое давление на поверхности контакта

$$p \geq \frac{F}{f\pi dl}, \quad (7.1)$$

при нагружении соединения крутящим моментом T (рисунок 7.2 б) должно соблюдаться условие

$$T < f\pi dl p \frac{d}{2}.$$

Откуда

$$p \geq \frac{2T}{f\pi d^2 l} \quad (7.2)$$

при нагружении соединения одновременно осевой силой F и крутящим моментом T (рис. 7.2, в) должно соблюдаться условие

$$\sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2} \leq f\pi dl p,$$

откуда

$$p \geq \frac{\sqrt{F^2 + \left(\frac{2T}{d}\right)^2}}{f\pi dl}, \quad (7.3)$$

где f – коэффициент сцепления; d и ℓ – диаметр и длина посадочной поверхности.

Так как в быстровращающихся соединениях давление на посадочной поверхности деталей может быть ослаблено центробежными силами, действующими на детали, то для обеспечения надежности этих соединений давление на контактной поверхности увеличивают с учетом действующих центробежных сил.

При расчетах соединений стальных и чугунных деталей коэффициент сцепления принимают: при сборке с запрессовкой $f = 0,08$ и при сборке с нагревом, охватывающей детали, $f = 0,14$. Если одна из соединяемых деталей стальная или чугунная, а другая – латунная или бронзовая, то рекомендуется принимать $f = 0,05$.

Расчетный натяг цилиндрического соединения N (рис. 7.3) связан с посадочным давлением p следующей зависимостью, вытекающей из формулы Ляме, вывод которой приведен в курсе сопротивления материалов:

$$N = pd \left(\frac{l_1}{E_1} + \frac{l_2}{E_2} \right), \quad (7.4)$$

где

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 \quad \text{и} \quad c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2}\right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} - \mu_2.$$

Здесь d – посадочный диаметр; d_1 – диаметр отверстия охватываемой детали (для вала сплошного сечения $d_1 = 0$); d_2 – наружный диаметр охватывающей детали; E_1 и E_2 – модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей; μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей (для стали $\mu_1 \approx 0,3$, для чугуна $\mu \approx 0,25$, для бронзы $\mu \approx 0,35$).

При сборке соединения неровности контактных поверхностей деталей срезаются и сглаживаются (рисунок 7.3, б); для компенсации этого действительный натяг соединения N_a должен быть больше расчетного

натяга N , вычисляемого по формуле (7.4). Зависимость между N_d и N_p определяется формулой

$$N_d = N_p + 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \quad (7.5)$$

где R_{z1} и R_{z2} – высоты неровностей профилей по десяти точкам сопрягаемых поверхностей, принимаемые по ГОСТ 2789-73.

По величине N_d подбирают соответствующую стандартную посадку, у которой для надежности соединения наименьший натяг N_{\min} должен быть равен N_d или очень близок к нему.

При сборке цилиндрического соединения с нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали необходимая разность температур Δt соединяемых деталей определяется по формуле

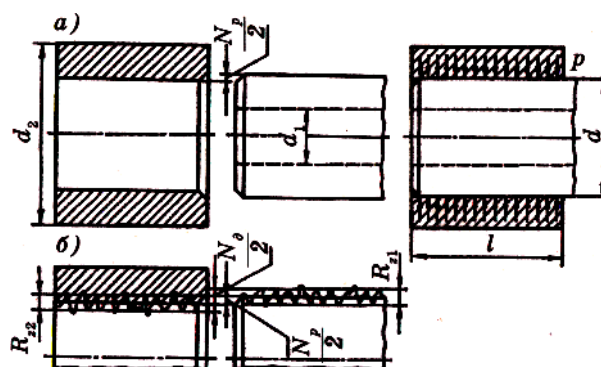


Рис. 7.3. Расчетная схема

$$\Delta t = \frac{N_{\max} + S}{\alpha d}, \quad (7.6)$$

где N_{\max} – наибольший натяг выбранной для соединения посадки; S – зазор, необходимый для сборки соединения, принимаемый обычно равным наименьшему зазору посадки движения;

α – коэффициент линейного расширения нагреваемой или охлаждаемой детали, принимаемый для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$, для чугуна $\alpha = 10,5 \cdot 10^{-6}$, для оловянных бронз $\alpha = 17 \cdot 10^{-6}$, для латуни $\alpha = 18 \cdot 10^{-6}$, для алюминиевых сплавов $\alpha = 23 \cdot 10^{-6}$; d – номинальный посадочный диаметр.

Нагрев охватывающей детали производится в зависимости от требуемой температуры горячим маслом, в электрической или газовой печи. Охлаждение охватываемой детали производят жидким воздухом или сухим льдом.

6.2. Проверка прочности деталей цилиндрического соединения

Проверку прочности деталей цилиндрического соединения выполняют по наибольшему возможному натягу N_{\max} выбранной посадки и соответствующего ему наибольшего расчетного натяга $N_{\max p}$, определяемого по формуле

$$N_{\max p} = N_{\max} - 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \quad (7.7)$$

а также возможного максимального давления p_{msaL} на контактной поверхности соединяемых деталей, определяемого по формуле

$$P_{\max} = \frac{N_{\max p}}{d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right)}. \quad (7.8)$$

Для охватываемой детали, как известно из курса сопротивления материалов, опасными являются точки ее внутренней поверхности. Для этих точек радиальное c_2 и окружное (кольцевое) c_1 нормальные напряжения определяют по формулам

$$\sigma_r = -p_{\max}, \quad (7.9)$$

$$\sigma_1 = \frac{1 + \left(\frac{d}{d_2} \right)^2}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} P_{\max}. \quad (7.10)$$

В этих точках возникает плоское напряженное состояние, при этом главные напряжения $\sigma_1 = \sigma_t$; $\sigma_2 = 0$ и $\sigma_3 = \sigma_r$. Условие прочности для охватываемой детали из пластичного материала по гипотезе наибольших касательных напряжений (третьей теории прочности):

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \sigma_2 = \frac{2p_{\max}}{1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2} \leq [\sigma]_p. \quad (7.11)$$

Для охватываемой детали кольцевого поперечного сечения опасны также точки внутренней поверхности. В этих точках возникает одноосное сжатие, при этом

$$\sigma'_3 = \sigma'_t = -\frac{2p_{\max}}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2}. \quad (7.12)$$

Штрихи указывают, что напряжения относятся к охватываемой детали.

Условие прочности для охватываемой детали, составленное как и для охватываемой детали по третьей теории прочности, имеет вид

$$\sigma'_{\text{экв}} = -\sigma'_3 = \frac{2p_{\max}}{1 - \left(\frac{d_1}{d} \right)^2} \leq [\sigma']_p. \quad (7.13)$$

Если охватываемая деталь представляет собой сплошной вал, то в любой его точке возникает двухосное сжатие; главные напряжения σ'_2 и σ'_3 одинаковы, а $\sigma'_1 = 0$:

$$\sigma'_2 = \sigma'_3 = -p_{\max}. \quad (7.14)$$

Условие прочности в этом случае

$$\sigma'_{\text{экв}} = -\sigma'_3 = p_{\max} \leq [\sigma']_p. \quad (7.15)$$

На основании практических данных установлено, что цилиндрические соединения с гарантированным натягом могут быть вполне надежными даже при наличии на внутренней поверхности охватываемой детали пластических деформаций. Это обстоятельство позволяет принимать при расчетах более высокие, чем обычно, допускаемые напряжения.