

Е. ЧЕРНОГОРОВ

Соединения деталей машин

ЧЕЛЯБИНСК

2013

1. ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

1.1. Введение

Шпоночные и зубчатые соединения служат для закрепления деталей на осях и валах. Такими деталями являются шкивы, зубчатые колеса, муфты, маховики, кулачки и т. д. Соединения нагружаются, в основном, вращающим моментом. Классификация шпоночных соединений представлена на рисунке 1.1.

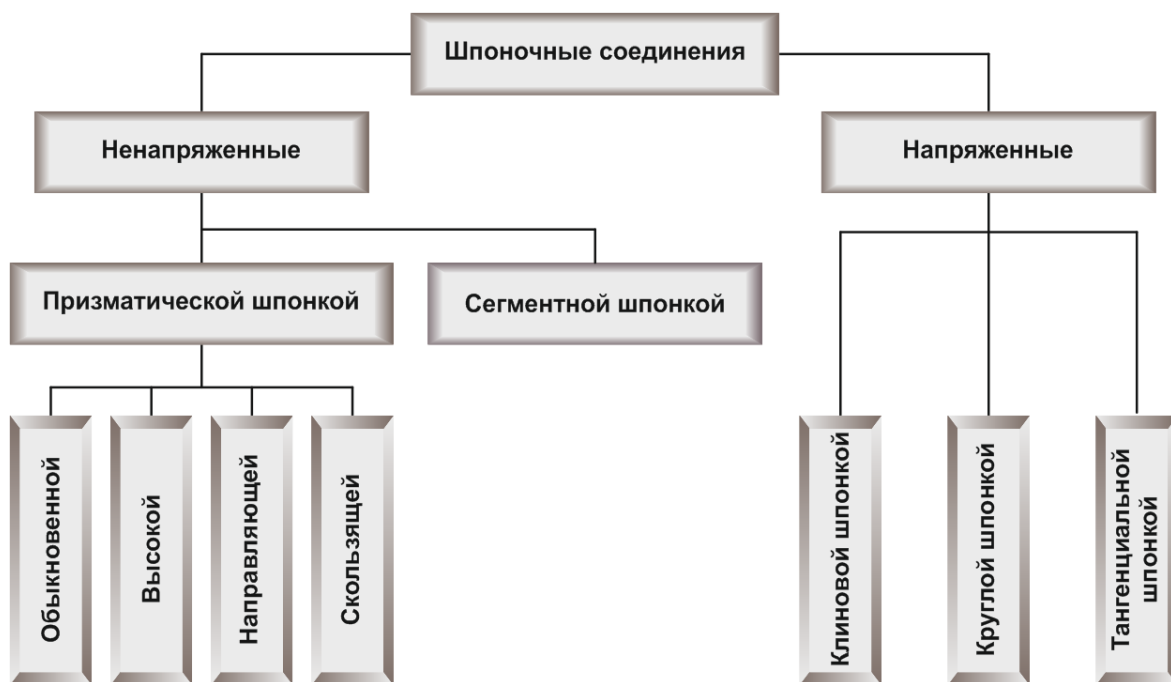


Рис. 1.1

Основные названия элементов шпоночного соединения представлены на рисунке 1.2.

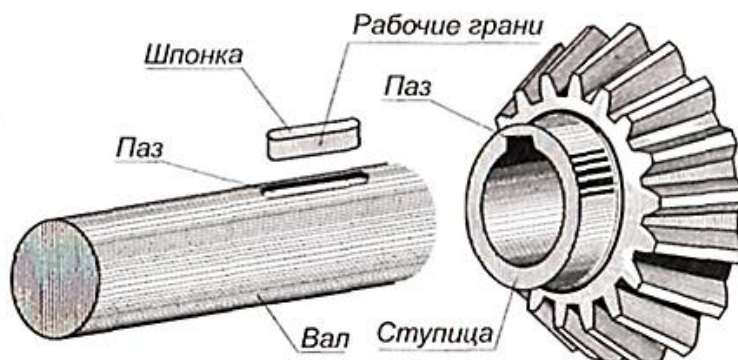


Рис. 1.2

Достоинство шпоночных соединений:

- простота конструкции.

Недостатки шпоночных соединений:

- сравнительно низкая нагрузочная способность; значительная концентрация напряжений в пазах вала и ступицы детали, что особенно ощутимо при динамических нагрузках;
- низкая технологичность изготовления пазов в соединяемых деталях.

В качестве материала шпонок используют сталь обыкновенного качества Ст6 по ГОСТ 380-94, а также, с целью снижения номенклатуры материалов на предприятии, нередко используют сталь качественную конструкционную марки 45 по ГОСТ 1050-88 в состоянии поставки. Обычно используют чистотянутый профиль.

1.2. Соединение клиновыми и тангенциальными шпонками

Соединение клиновыми шпонками характеризуется свободной посадкой ступицы на вал (с зазором); расположением шпонки в пазе с зазорами по боковым граням (рабочими являются широкие грани шпонки); передачей вращающего момента от вала к ступице в основном силами трения.

Запрессовка шпонки смещает центры вала и ступицы на величину Δ , равную половине зазора посадки и деформации деталей.

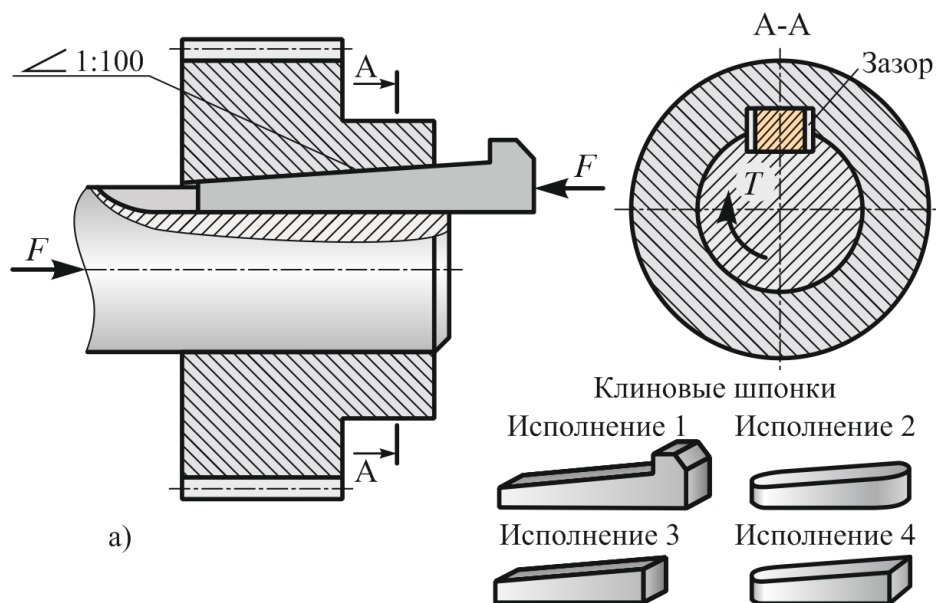


Рис. 1.3. Соединение клиновой шпонкой

Соединение тангенциальными клиновыми шпонками (рис. 1.4) отличается от соединений простыми клиновыми шпонками тем, что натяг между валом и ступицей создается не в радиальном, а в касательном направлении, в связи с чем необходима установка двух шпонок. Каждая шпонка состоит из двух односкосных клиньев, обращенных вершинами в разные стороны, с параллельными внешними рабочими гранями. Шпонки ставят под углом 120° друг к другу -

Соединение тангенциальными шпонками обладает высокой нагрузочной способностью. Недостатком соединения является значительное ослабление вала.

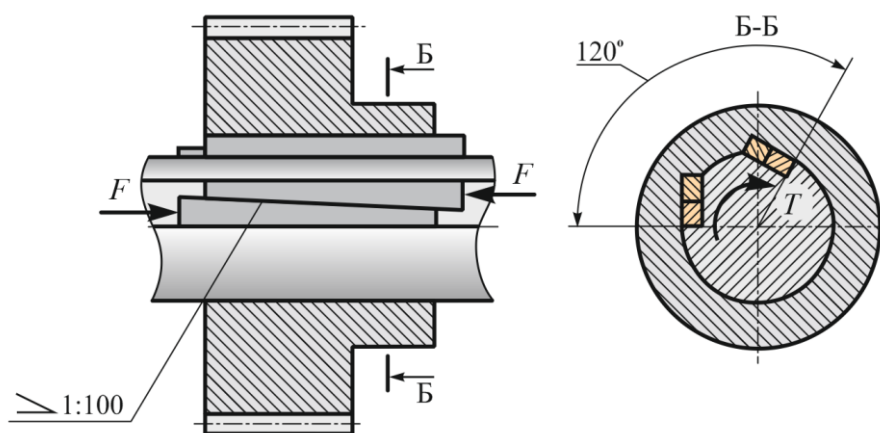


Рис. 1.4. Соединение тангенциальной шпонкой

1.3. Соединение призматическими шпонками

Момент передается с вала на ступицу боковыми узкими гранями шпонки. При этом на них возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$, а в продольном сечении шпонки – напряжения среза τ .

Для упрощения расчета допускают, что напряжения $\sigma_{см}$ распределяются равномерно по высоте и длине шпонки, а плечо равнодействующей этих напряжений равно $d/2$.

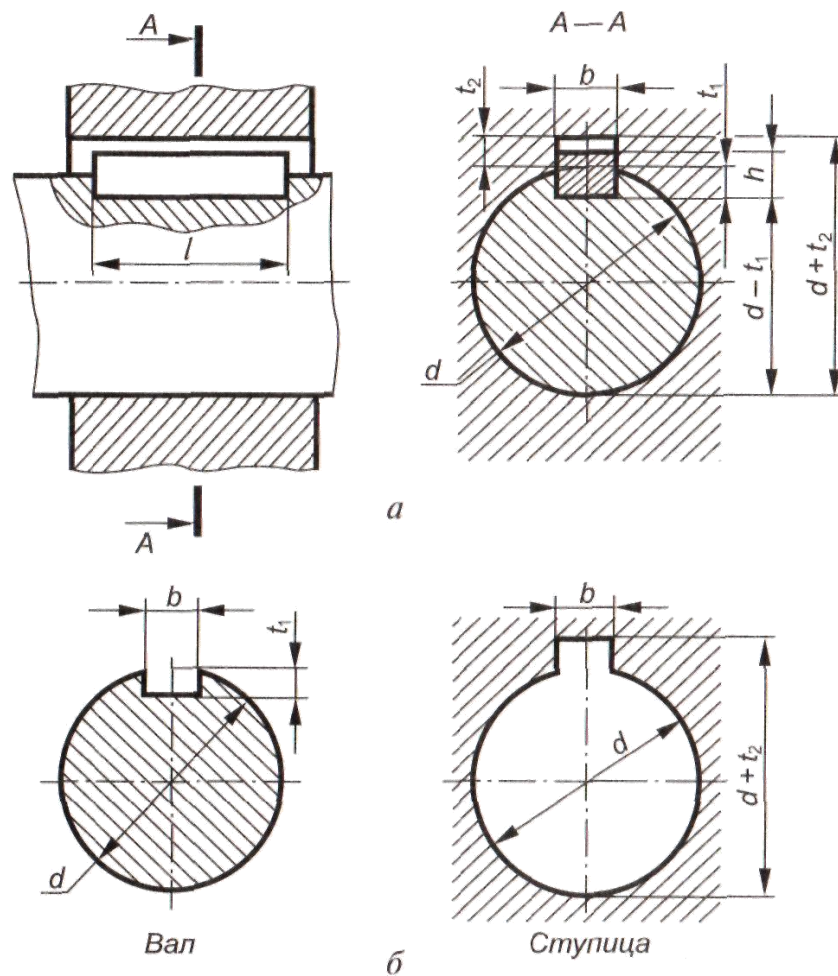


Рис. 1.5. Соединение призматической обыкновенной шпонкой



Рис. 1.6. Конструкции призматических шпонок

Шпонка с округленными торцами (исполнение 1) имеет устойчивую посадку в пазу вала, однако сложна в изготовлении. Основное применение имеет шпонка с плоскими торцами (исполнение 2) как более технологичная. Шпонку с одним закругленным торцом (исполнение 3) иногда применяют в соединениях на концевых участках вала, где паз прорезан на выход (до торца вала).

1.4. Расчет шпоночного соединения

Расчет шпоночного соединения является проверочным и проводится на смятие и срез шпонки в предположении равномерного распределения давления по поверхностям контакта шпонки с сопряженными деталями. Смятие происходит на боковой поверхности шпонки: примерно половина грани шпонки по высоте сминается валом, вторая половина противоположной грани сминается ступицей детали. Срез шпонки происходит по посадочной поверхности вала и ступицы.

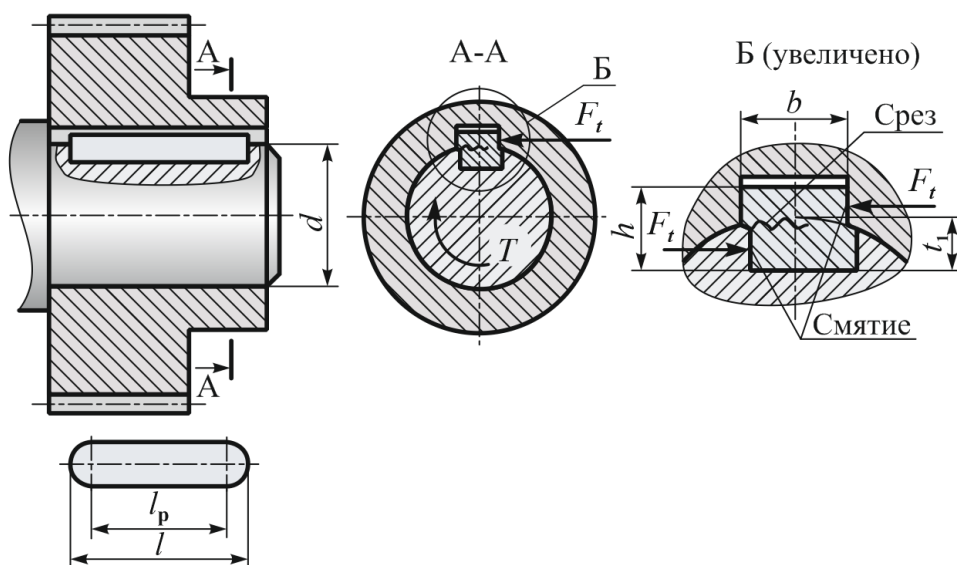


Рис. 1.6

Проверка шпоночного соединения на смятие и срез:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}]; \quad \tau_{\text{ср}} = \frac{F}{A_{\text{ср}}} \leq [\tau]$$

$$F = \frac{2T}{d} \text{ – окружная сила, приложенная к шпонке, Н;}$$

$$A_{\text{см}} = (h - t_1) l_p \text{ – площадь смятия шпонки, мм}^2;$$

$$[\sigma_{\text{см}}] = 100 \text{ МПа – допускаемые напряжения смятия в соединении;}$$

$$A_{\text{ср}} = lb \Rightarrow \tau = \frac{2T}{dlb} \leq [\tau] \text{ – площадь среза шпонки, мм}^2;$$

$$[\tau] \approx 0,6 [\sigma_{\text{см}}] \text{ – допускаемые напряжения на срез шпонки;}$$

$$l_p = l - b.$$

d – диаметр вала, мм;

h – высота шпонки, мм;

t_1 – глубина врезания шпонки в вал, мм;

l_p – рабочая длина шпонки, мм.

У стандартных шпонок размеры b и h зависят от диаметра вала и подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают не напряжения среза, а напряжения смятия.

1.5. Подвижные шпоночные соединения

Силы трения, возникающие при перемещении ступицы в подвижном соединении, могут нарушить правильное положение шпонки, поэтому ее рекомендуют крепить к валу винтами.

В некоторых конструкциях подвижных соединений целесообразно применять короткие шпонки, прикрепленные к ступице.

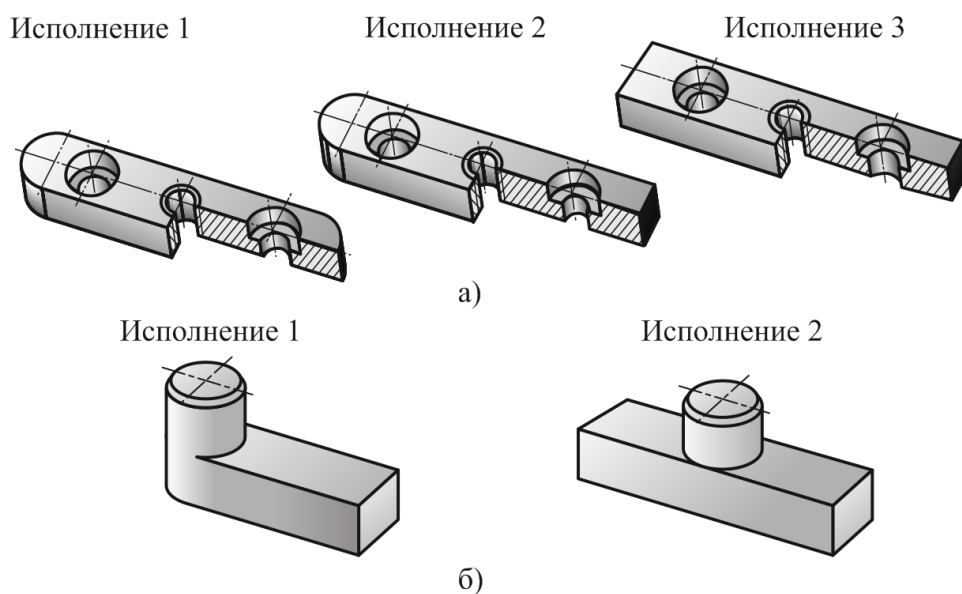


Рис. 1.7. Подвижные шпоночные соединения:
а) направляющей шпонкой; б) скользящей шпонкой

1.6. Сегментная шпонка (Woodruff)

Глубокая посадка шпонки обеспечивает ей более устойчивое положение, чем у призматической, однако глубокий паз значительно ослабляет вал.

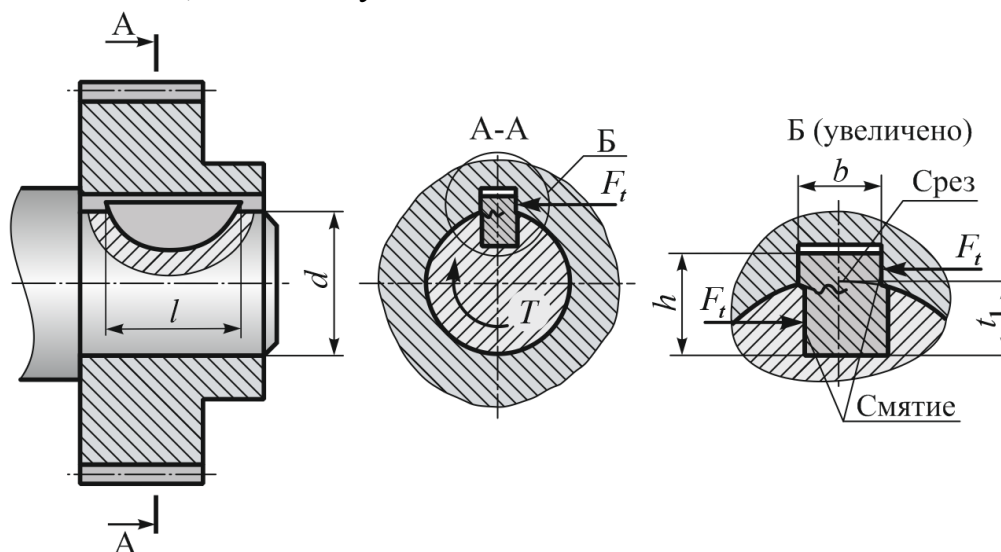


Рис. 1.8. Соединение сегментной шпонкой

Достоинства по сравнению с соединением призматической шпонкой:

- выше технологичность, так как паз в валу изготавливают дисковой фрезой, обеспечивающей большую точность и более высокую производительность;
- меньшая концентрация напряжений в пазу вала;
- устойчивое положение шпонки в глубоком пазу вала.

Недостатки соединения сегментной шпонкой:

- низкая нагрузочная способность из-за ограниченной длины шпонки;
- значительное ослабление вала.

Сегментные шпонки применяют значительно реже призматических.

Размеры шпонки и пазов в валу и ступице определяют по таблице в зависимости от диаметра вала и проверяют соединение на прочность по тем же зависимостям, что соединения с призматической шпонкой.

1.7. Конструкция соединения с цилиндрической шпонкой

Цилиндрическую шпонку 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° соответственно. Цилиндрическую шпонку устанавливают в отверстие с натягом.

В некоторых случаях шпонке придают коническую форму.

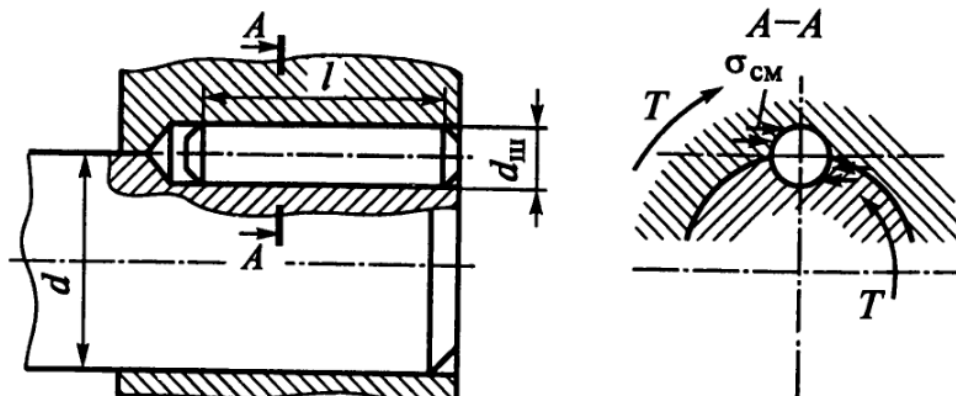


Рис. 1.8. Соединение с цилиндрической шпонкой

1.8. Зубчатые (шлицевые) соединения

Зубья на валах получают фрезерованием, строганием или накатыванием. Зубья в отверстиях образуют протягиванием или долблением. Стандартом предусмотрены *три серии соединений: легкая, средняя и тяжелая*.

Число зубьев изменяется от 6 до 20.

По форме профиля различают зубья:

- а) прямоугольные,
- б) эвольвентные,
- в) треугольные.

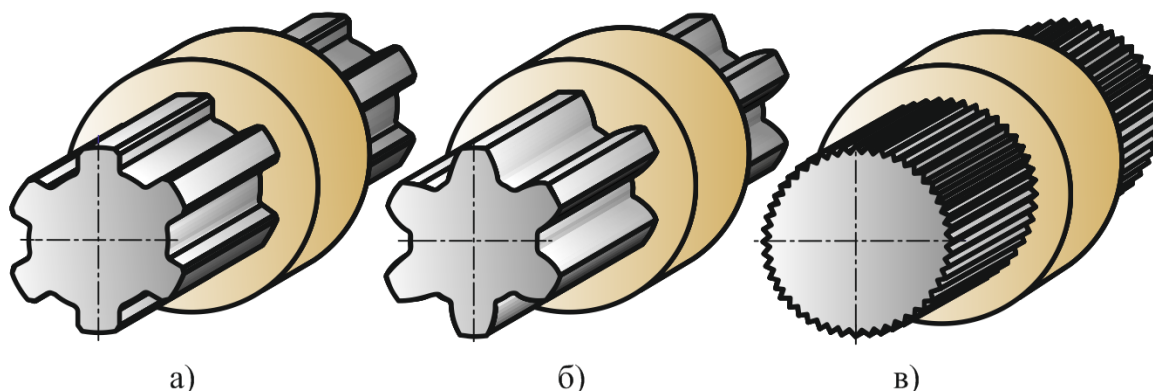


Рис. 1.9. Типы шлицевых соединений:

- а) с прямоугольными шлицами;
- б) с эвольвентными шлицами;
- в) с треугольными шлицами.

Достоинства эвольвентного профиля:

- повышенная прочность, что связано с большим числом зубьев и увеличенным углом профиля;
- повышенная усталостная прочность, что связано с увеличенными радиусами переходной поверхности по впадинам;
- снижение номенклатуры фрез, так как эвольвентные шлицы одного модуля можно нарезать одной фрезой или долбяком при любом числе зубьев;
- технологичность – используются совершенные технологические процессы для нарезания и шлифования зубьев.

Недостатки эвольвентного профиля:

- сложность изготовления эвольвентной протяжки;
- большая трудоемкость шлифования эвольвентных шлицев.

Эвольвентные шлицевые соединения выполняют с центрированием:

- по боковым граням;
- по наружному диаметру;
- по внутреннему диаметру.

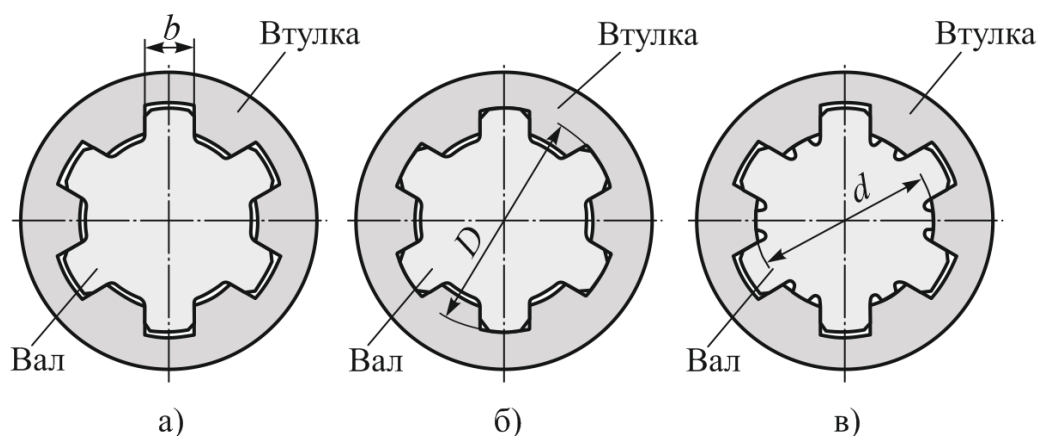


Рис. 1.10. Виды центрирования прямобочных шлицевых соединений:

- а) по боковым граням;**
- б) по наружному диаметру;**
- в) по внутреннему диаметру.**

Выбор способа центрирования определяется величиной нагрузки, требованиями по точности центрирования деталей соединения и технологией изготовления.

1.9. Расчет зубчатых соединений

Основным видом расчета для зубчатых (шлицевых) соединений является упрощенный расчет по критерию смятия: действующие напряжения смятия на рабочих поверхностях зубьев не должны превышать допускаемые:

$$\sigma_{\text{см}} \approx \frac{T}{K_d \cdot Z \cdot A_{\text{см}} \cdot R_m} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Здесь:

- K_d – коэффициент неравномерности распределения нагрузки,
 $K_d = 0,7 \div 0,8$;
- T – крутящий момент;
- Z – число шлицев;
- $A_{\text{см}}$ – поверхность смятия, $A_{\text{см}} = \left(\frac{D-d}{2} - 2f \right) l$;
- l – длина ступицы;
- R_m – средний радиус, $R_m = 0,25(D-d)$.
-

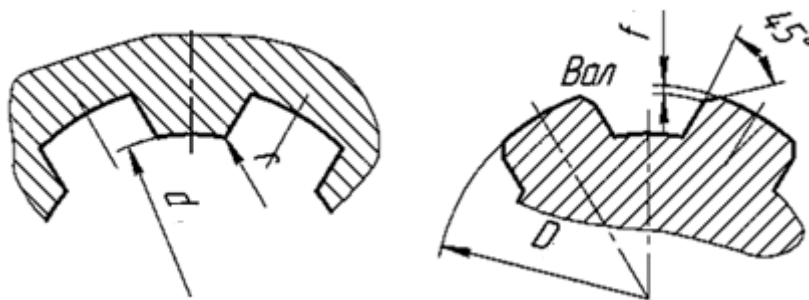


Рис. 1.12

Таблица 6.2

Допускаемые напряжения смятия в шлицевом соединении, МПа

Тип соединения	Условия эксплуатации	[$\sigma_{см}$], МПа	
		<НВ 350	>НКС40
Неподвижное	а	35...50	40...70
	б	60...100	100...140
	в	80...120	120...200
Подвижное без нагрузки (например, коробки скоростей)	а	15...20	20...35
	б	20...30	30...60
	в	25...40	40...70
Подвижное под нагрузкой	а	—	3...10
	б		5...15
	в		10...20

Примечания:

- а – 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 величины – для легких режимов нагрузки.

2. РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Резьбовые соединения являются наиболее распространенными разъемными соединениями. Их образуют болты, винты, гайки и другие детали, снабженные резьбой. Основным элементом соединения является резьба – выступы, образованные на основной поверхности винтов или гаек и расположенные по винтовой линии.

2.1. Классификация резьб

По форме основной поверхности различают цилиндрические и конические резьбы.

Профиль резьбы — контур сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось основной поверхности. По форме профиля *различают*

- треугольные,
- прямоугольные,
- трапецеидальные,
- круглые и др.

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. Число заходов больше трех применяют редко.

В зависимости от направления винтовой линии резьбы бывают правые и левые. У правой резьбы винтовая линия поднимается слева направо, у левой – справа налево. Левая резьба имеет ограниченное применение.

В зависимости от назначения резьбы делят на крепежные, крепежно-уплотняющие и для преобразования движения.

Крепежные резьбы применяют в соединениях для скрепления деталей. Они имеют треугольный профиль, отличающийся повышенным моментом сопротивления отвинчиванию и высокой прочностью.

Крепежно-уплотняющие резьбы применяют для скрепления деталей в соединениях, требующих герметичности. Их также выполняют треугольного профиля, но без зазоров в сопряжении болта и гайки.

Как правило, все крепежные резьбовые детали имеют однозаходную резьбу.

Резьбы для преобразования движения (вращательного в поступательное или наоборот) применяют в винтовых механизмах (в ходовых и грузовых винтах). Они имеют трапецеидальный (реже прямоугольный) профиль, который характеризуется малым моментом сопротивления вращению.

2.2. Достоинства резьбовых соединений

- Простота конструкции и технологичность.
- Удобство сборки, разборки, возможность применения для регулировки взаимного положения деталей.
- Высокая нагрузочная способность.
- Малая стоимость, обуславливаемая стандартизацией и высокопроизводительными процессами изготовления.

Резьбовые детали отличаются большой номенклатурой для самых различных условий работы.

Недостатком резьбовых соединений является высокая концентрация напряжений вследствие наличия резьбы на поверхности деталей, что снижает их прочность при переменных напряжениях.

2.3. Геометрические параметры резьбы

Основными геометрическими параметрами цилиндрической резьбы являются (рис. 2.1):

d – номинальный диаметр резьбы (наружный диаметр для винта);

d_3 – внутренний диаметр резьбы винта (по дну впадины);

d_2 – средний диаметр резьбы, т. е. диаметр воображаемого цилиндра, на котором толщина витка равна ширине впадины;

p – шаг резьбы, т. е. расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы;

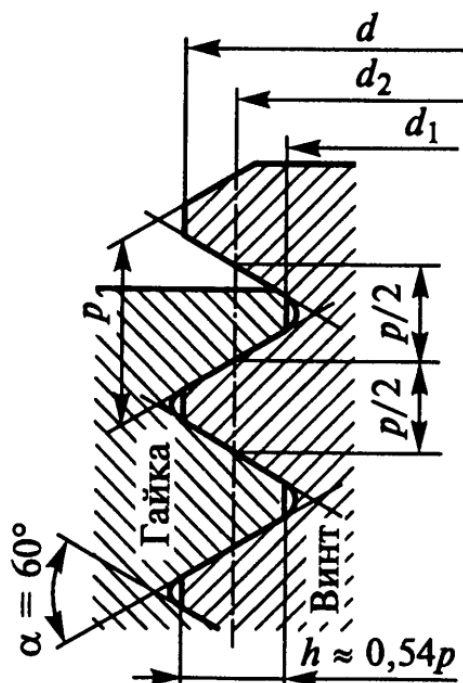


Рис. 2.1

p_1 – ход резьбы, т. е. расстояние между одноименными сторонами одного и того же витка в осевом направлении: для однозаходной резьбы $p_1 = p$; для многозаходной $p_1 = zp$, где z – число заходов. Ход равен пути перемещения винта вдоль своей оси при повороте на один оборот в неподвижной гайке;

α – угол профиля резьбы;

γ – угол наклона боковой стороны профиля к перпендикуляру к оси резьбы;

ψ – угол подъема резьбы (рис. 1.2), т.е. угол, образованный разверткой

винтовой линии по среднему диаметру резьбы и плоскостью, перпендикулярной оси винта:

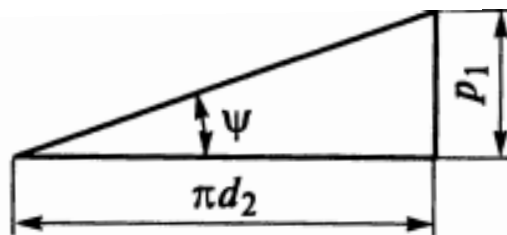


Рис. 2.2

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{p_1}{\pi d_2}.$$

Из формулы следует, что угол ψ возрастает с увеличением заходности резьбы.

2.4. Основные типы резьб

Метрическая резьба (рис. 2.3) – наиболее распространенная из крепежных резьб. Имеет профиль в виде равностороннего треугольника, $\alpha = 60^\circ$, $\gamma = 30^\circ$. В качестве основной крепежной применяют резьбу с крупным шагом, так как она прочнее, менее чувствительна к изнашиванию и неточностям изготовления. Резьбы с мелким шагом различаются между собой коэффициентом измельчения, т.е. отношением крупного шага к соответствующему мелкому шагу. Резьбы с мелким шагом меньше ослабляют деталь и отличаются повышенным самоторможением, так как при малом шаге угол подъема винтовой линии мал. Мелкие резьбы применяют в резьбовых соединениях, подверженных действию переменных нагрузок (крепление колеса автомобиля и др.), а также в тонкостенных и мелких деталях, регулировочных устройствах (точная механика, приборы).

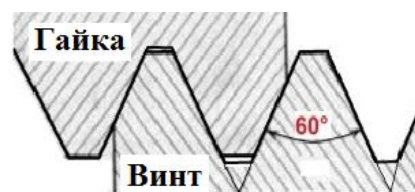


Рис. 2.3

Трубная резьба (рис. 2.4). Профиль – равнобедренный треугольник. Резьба имеет закругленные выступы и впадины, применяется для герметичного соединения труб и арматуры. Трубная резьба имеет мелкий шаг. В международном стандарте еще сохранено измерение в дюймах.

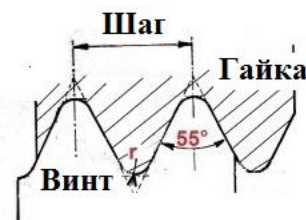


Рис. 2.4

Для лучшего уплотнения трубную резьбу выполняют без зазоров по выступам и впадинам и с закруглениями профиля.

Высокую плотность соединения дает коническая трубная резьба.

Трапецидальная резьба (рис. 2.5). Это основная резьба в передаче винт-гайка. Ее профиль – равнобочная трапеция, угол профиля $\alpha = 30^\circ$, угол наклона боковой стороны профиля $\gamma = 15^\circ$. Шаг может быть крупным, средним и мелким.

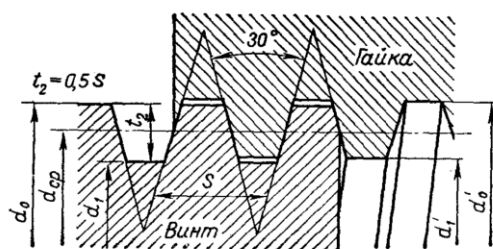


Рис. 2.5

Характеризуется малыми потерями на трение, технологичностью. КПД выше, чем у резьб с треугольным профилем. Применяют для передачи реверсивного движения под нагрузкой (ходовые винты станков, прессов, домкратов и т. п.).

Упорная резьба (рис. 2.6). Профиль – неравнобочная трапеция. Рабочая сторона профиля имеет угол наклона $\gamma = 3^\circ$, что обеспечивает возможность изготовления резьбы фрезерованием. КПД выше, чем у трапецидальной резьбы.

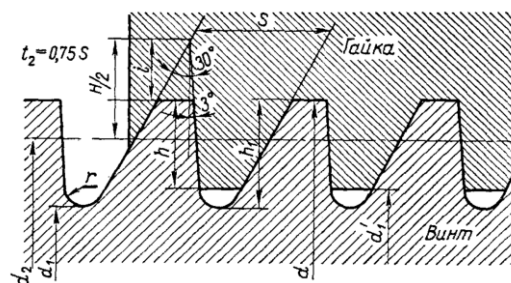


Рис. 2.6

Прямоугольная резьба. Профиль резьбы – квадрат, $\gamma = 0^\circ$. Обеспечивает наивысший КПД, но неудобна в изготовлении (невозможно нарезать объемным инструментом – фрезой).

Круглая резьба (рис. 2.7). Профиль резьбы состоит из дуг, сопряженных короткими отрезками прямых линий. Угол профиля $\alpha = 30^\circ$.

Винты с круглой резьбой характеризуются высоким сопротивлением усталости. Применяют ограниченно при тяжелых условиях эксплуатации в загрязненной среде, а также при частых

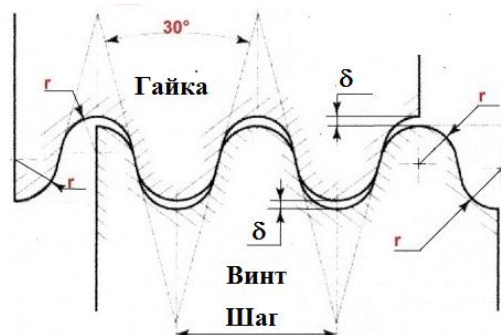


Рис. 2.7

завинчиваниях и отвинчиваниях. Резьба круглая удобна для изготовления способом литья на чугунных, стеклянных, пластмассовых и других изделиях, а также накаткой и выдавливанием на тонкостенных металлических и пластмассовых деталях.

Конические резьбы обеспечивают непроницаемость без специальных уплотнений, позволяют затяжкой компенсировать износ, обеспечивают более равномерное распределение нагрузки по виткам.

2.5. Конструктивные формы резьбовых соединений

Основными резьбовыми соединениями являются соединения винтами с гайками (болтовые), винтами без гаек и шпильками.

Болтовые соединения наиболее простые и дешевые, так как не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях. Чаще всего применяют для скрепления деталей, материал которых не обеспечивает достаточной прочности резьбы. Требуют места для размещения гайки и головки винта, свободного подхода к ним. При завинчивании и отвинчивании гайки нужно удерживать головку винта от поворота. Имеют несколько большую массу, чем соединение винтом (за счет наличия гайки).

Болт (рис. 2.8)

Стандарты устанавливают 18 типов болтов, отличающихся один от другого формой головки, наличием или отсутствием подголовка и его формой, видом конца стержня и точностью изготовления.

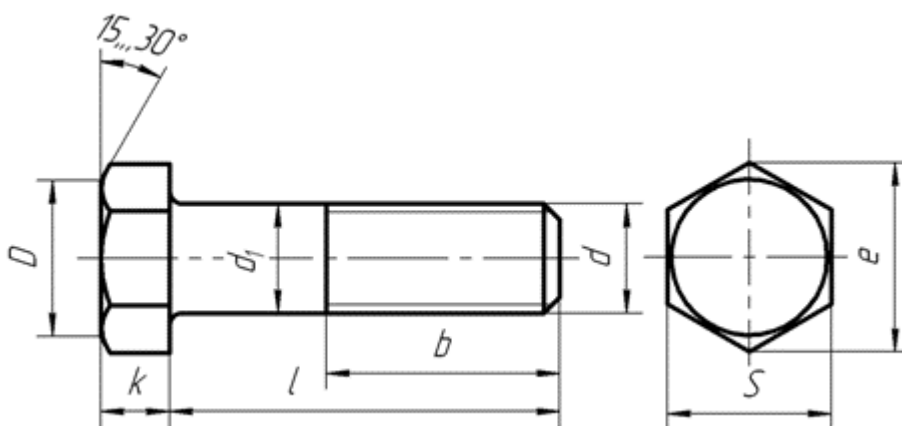


Рис. 2.8

Головки: шестигранная, полукруглая и потайная.

Подголовки: цилиндрический — служит для направления; квадратный и в виде «уса» (при потайных и полукруглых головках) – для устранения вращения при затягивании гайки ключом.

Концы стержней у болтов: с шестигранной головкой – фаска под углом 45° и цилиндрический выступ у болтов с утолщенным стержнем.

Переход от стержня к головке для уменьшения концентрации напряжений оформляют в виде галтели с радиусом закругления от 0,5 до 1,5 мм в зависимости от диаметра резьбы.

Гайки (рис. 2.9)

Гайкой называется деталь, которая имеет отверстие с резьбой для навинчивания на болт или шпильку. По форме гайки разделяются на шестигранные, круглые, корончатые и прорезные и другие.

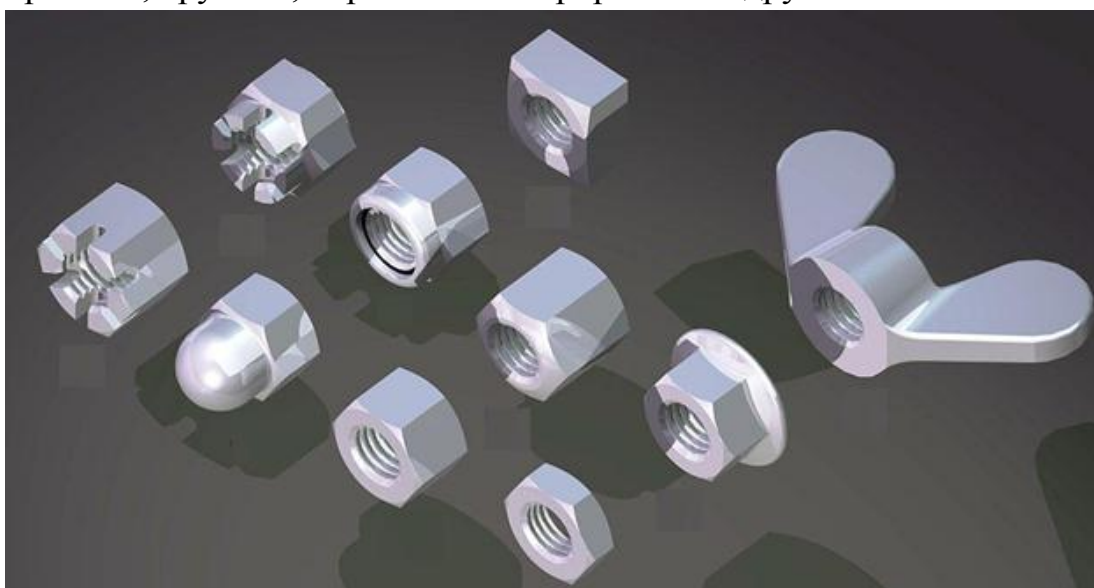


Рис. 2.9

Соединения винтами (рис. 2.10).

Винт представляет собой резьбовой стержень с головкой, форма и размеры которой отличаются от головок болтов. В зависимости от формы головки винтов они могут завинчиваться ключами или отвертками, для чего в головке винта выполняется специальный шлиц (прорезь) для отвертки

Винт ввинчивают непосредственно в резьбовое отверстие детали, гайка отсутствует.

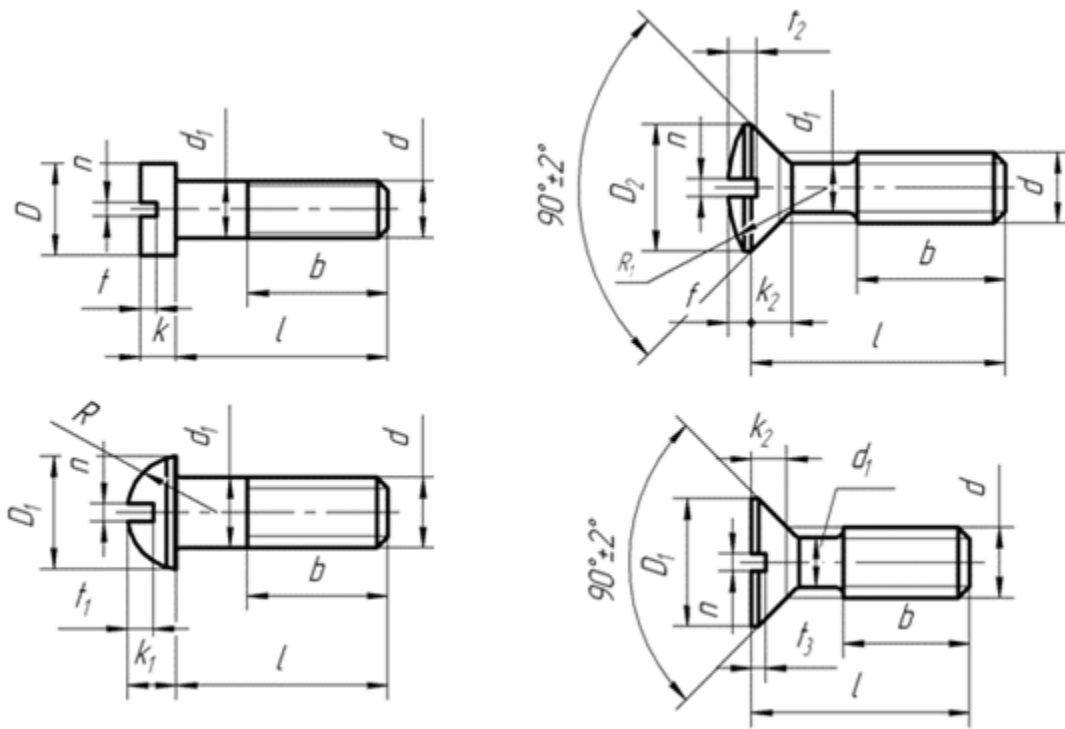


Рис. 2.10

Соединения шпильками (рис. 2.11) применяют тогда, когда по условиям эксплуатации требуется частая разборка. Применение винтов в этом случае привело бы к преждевременному повреждению резьбы корпусной детали при многократном отвинчивании и завинчивании. Шпильку ввинчивают в корпусную деталь коротким резьбовым концом до конца нарезки с помощью гайки, навинченной поверх другой гайки, или с помощью шпильковерта.

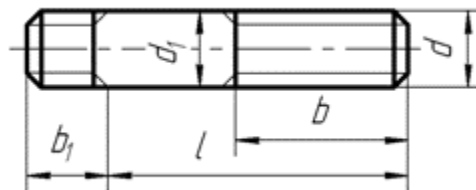


Рис. 2.11

Стальные крепежные детали в соответствии с ГОСТ 1759-70 могут иметь 12 классов прочности. Механические характеристики материалов резьбовых деталей приведены в табл. 2.1.

Механические характеристики материалов резьбовых деталей

Болты (винты, шпильки)		Гайки		Предел текучести	Временное сопротивление МПА (минимальное)
Класс прочности	Сталь	Класс прочности	Сталь		
3.6	Ст3,10	4	Ст3	200	Э00
4.6	10, 20	5	10, 20	240	400
4.8				320	400
5.6	20, 30, 35	6	Ст5, 35	300	500
5.8				400	800
6.6	35, 45, 40Г	8	20, 35, 45	360	600
6.8				480	600
6.9				540	600

2.6. Способы стопорения резьбовых деталей

Все крепежные резьбы удовлетворяют условию самоторможения, так как в резьбах этого типа угол подъема резьбы ψ значительно меньше угла трения φ . Однако практика эксплуатации машин показывает, что при переменных нагрузках и вибрациях значение коэффициента трения (и, следовательно, угла трения) снижается и происходит самоотвинчивание гаек и винтов вследствие взаимных микросмещений поверхностей трения.

Стопорение резьбовых деталей осуществляют различными способами, при которых используют:

1. Дополнительное трение в резьбе, создаваемое с помощью контргаек, пружинных шайб, фрикционных вставок в винты или гайки и т. п.
2. Фиксирующие детали, т.е. шплинты, проволоку, стопорные шайбы с лапками, которые отгибают после завинчивания гаек или винтов. Подобные устройства широко применяют вследствие высокой надежности, простоты конструкции, удобства сборки и разборки.
3. Приварку или пластическое деформирование: расклепывание, кернение. Такие способы применяют, когда соединение не требует разборки.
4. Пасты, лаки, краски и клеи.

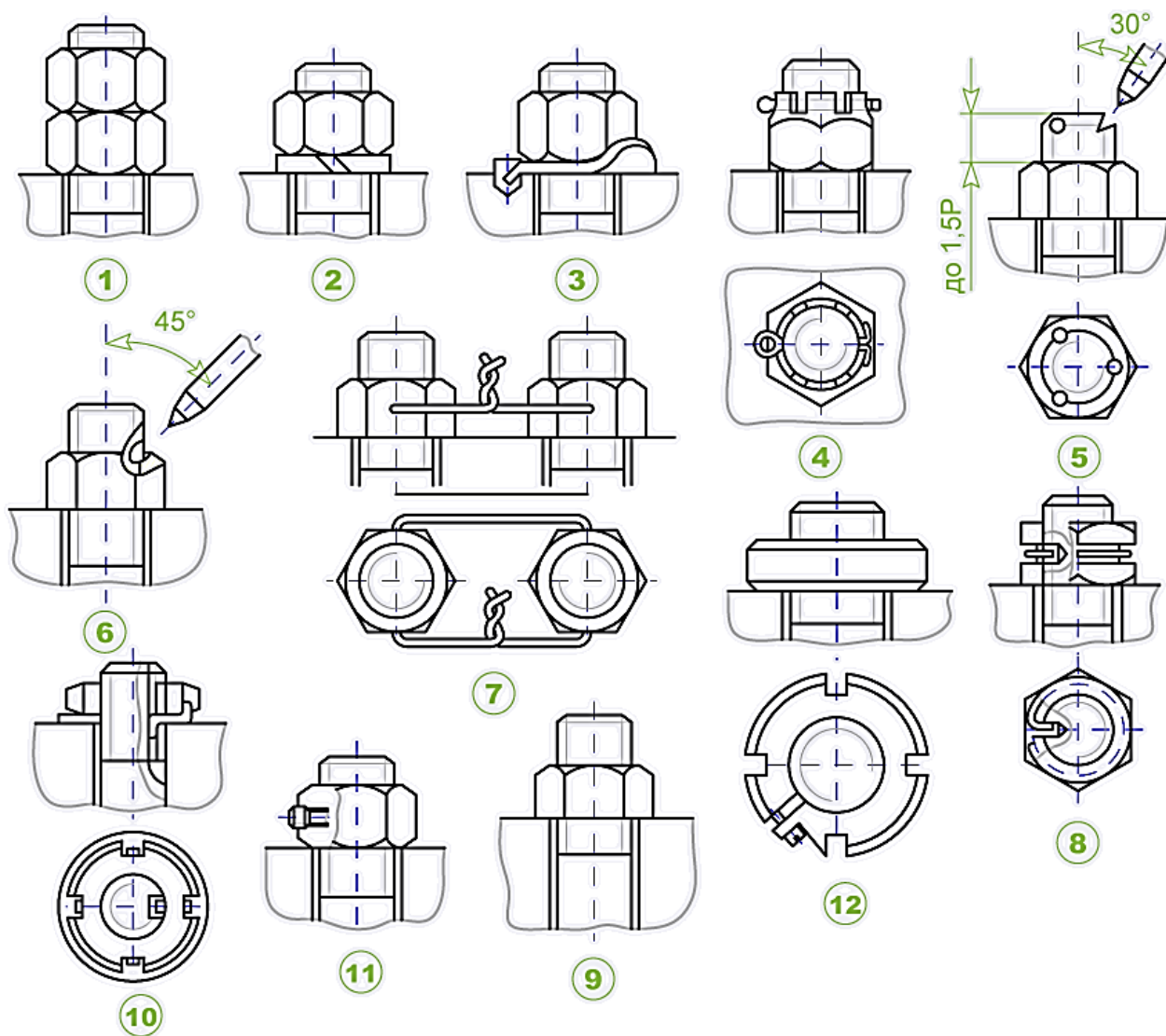


Рис. 2.12. Способы стопорения резьбовых деталей

1. контргайкой;
2. пружинной шайбой;
3. стопорной шайбой с лапкой;
4. шплинтом разводным;
5. кернением торца резьбового стержня;
6. боковым кернением резьбовых деталей;
7. вязкой мягкой проволокой;
8. засверливанием гайки и резьбового стержня и установкой пружинного кольца с выступающим внутрь концом;
9. приваркой головки резьбового стержня к гайке;
10. стопорной многолапчатой шайбой;
11. стопорным винтом с мягкой прокладкой;
12. разрезной гайкой, стягиваемой винтом.

2.7. Теория винтовой пары

При завинчивании гайки или винта к гаечному ключу необходимо приложить момент T_v , используемый на преодоление трения в резьбе T_r и трения T_f , на торце гайки (или головки винта) о неподвижную поверхность:

$$T_v = T_f + T_r.$$

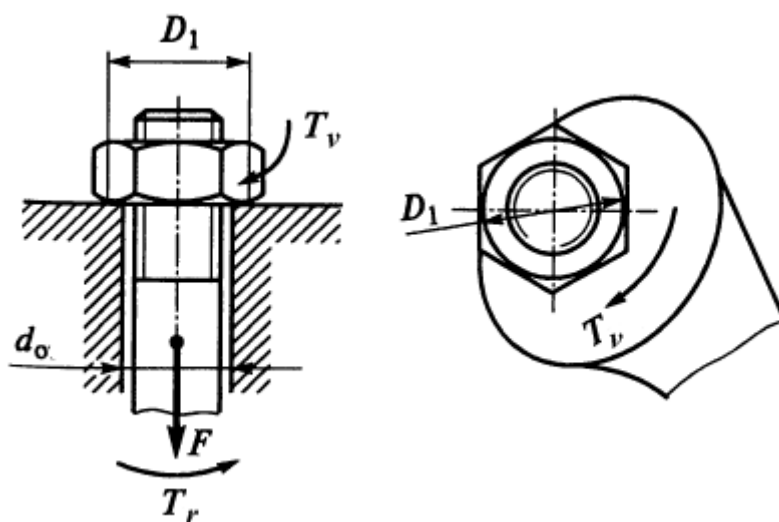


Рис. 2.13

Момент сопротивления в резьбе T_r определяют из рассмотрения взаимодействия элемента витка резьбы гайки с витком резьбы винта (рис. 2.13). Для упрощения анализа рассмотрим взаимодействие между винтом и гайкой в прямоугольной резьбе, распространив полученные зависимости и на другие типы резьб.

Принимают приведенный радиус сил трения на опорном торце гайки равным среднему радиусу этого торца, или $D/2$. При этом

$$T_f = F \cdot f \cdot \frac{D_m}{2}, \quad \text{где} \quad D_m = \frac{D_1 + d_0}{2}.$$

Здесь f коэффициент трения на торце гайки.

Момент сил трения в резьбе определим, рассматривая гайку как ползун, поднимающийся по виткам резьбы, как по наклонной плоскости (рис. 2.14, а). Ползун находится в равновесии, если равнодействующая F_n системы внешних сил отклонена от нормали $n - n$ на угол трения φ . В нашем случае внешними являются осевая сила F и окружная сила F_r .

$$F_t = F \operatorname{tg}(\varphi + \psi).$$

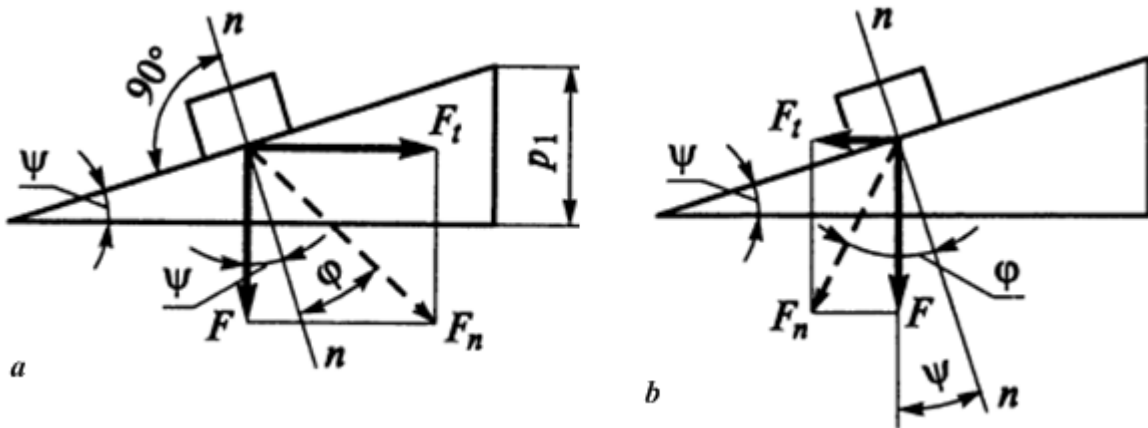


Рис. 2.14

где ψ — угол подъема резьбы; $\varphi = \operatorname{arctg} f_{\text{пр}}$ — угол трения в резьбе; $f_{\text{пр}}$ — приведенный коэффициент трения в резьбе, учитывающий влияние угла профиля.

Теперь найдем искомую зависимость:

$$T_v = F \frac{d_2}{2} \cdot \left[\frac{D_m}{d_2} f + \operatorname{tg}(\varphi + \psi) \right].$$

При отвинчивании гайки окружная сила F_t и силы трения меняют направление (рис. 2.14, б). При этом получим

$$T_{dv} = F \frac{d_2}{2} \cdot \left[\frac{D_m}{d_2} f + \operatorname{tg}(\varphi - \psi) \right].$$

По полученным формулам можно подсчитать отношение осевой силы винта к силе приложенной на ручке ключа.

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

Самоторможение и КПД винтовой пары

Условие самоторможения можно записать в виде $T_{dv} > 0$.

$$T_{dv} = F \frac{d_2}{2} \cdot \left[\frac{D_m}{d_2} f + \operatorname{tg}(\varphi - \psi) \right] \geq 0.$$

Рассматривая самоторможение только в резьбе без учета трения на торце гайки, получим $\varphi \geq \psi$.

Для крепежной резьбы

$$\varphi = 6^\circ \dots 16^\circ, \quad \varphi = 2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'.$$

Таким образом, *все крепежные резьбы – самотормозящие*. В винтовых механизмах резьбы выполняют как самотормозящими, так и несамотормозящими.

КПД *винтовой пары* представляет интерес главным образом для винтовых механизмов. Его можно вычислить по отношению 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

$$\eta = \frac{T_{v(\text{без трения})}}{T_{v(\text{с трением})}} = \frac{\operatorname{tg}(\psi)}{f D_m / d_2 + \operatorname{tg}(\varphi + \psi)} \approx \frac{\operatorname{tg}(\psi)}{\operatorname{tg}(\varphi + \psi)}.$$

В самотормозящей паре, $\psi < \varphi \Rightarrow \eta < 0,5$.

2.8. Распределение осевой нагрузки винта по виткам резьбы

Задача о распределении нагрузки по виткам статически неопределима. Для ее решения уравнения равновесия дополняют уравнениями деформаций. Впервые она была решена Н.Е. Жуковским в 1902 г. Ограничиваемся качественной оценкой причин неравномерного распределения нагрузки.

График распределения нагрузки по виткам, полученный на основе решения системы уравнений для стандартной шестивитковой гайки изображен на рис. 2.15. В дальнейшем решение Н. Е. Жуковского было подтверждено экспериментальными исследованиями на прозрачных моделях. График свидетельствует о значительной перегрузке нижних витков и нецелесообразности увеличения числа витков гайки, так как последние витки мало нагружены.

Теоретические и экспериментальные исследования позволили разработать конструкции специальных гаек, выравнивающих распределение нагрузки в резьбе (рис. 2.16).

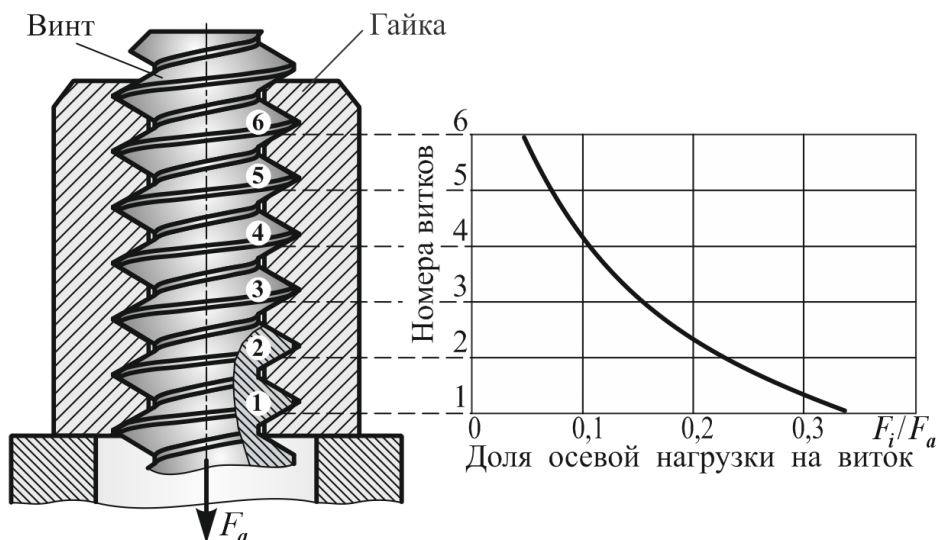


Рис. 2.15

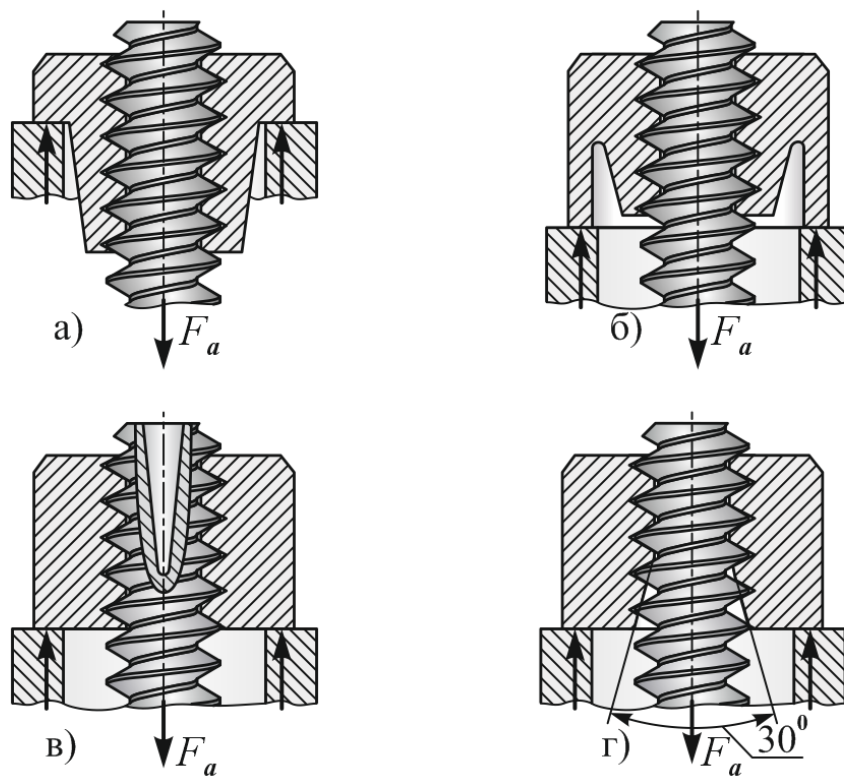


Рис. 2.16

2.9. Расчет резьбовых соединений на прочность

Прочность является основным критерием работоспособности резьбовых соединений. Под действием осевой силы (силы затяжки) в стержне винта возникают напряжения растяжения, в теле гайки – сжатия, в витках резьбы – смятия, среза. Чаще всего происходит разрушение винта по первому или

второму витку, считая от опорного торца гайки; реже – в области сбега резьбы и в подголовочном сечении; для мелких резьб возможен срез витков.

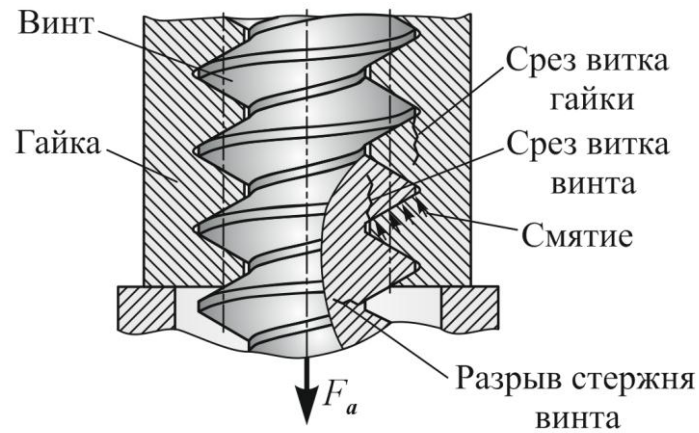


Рис. 2.17

Условия прочности резьбы по напряжениям среза для винта

$$\tau = \frac{F}{(\pi d_1 H K K_1)} \leq [\tau].$$

Для гайки

$$\tau = \frac{F}{(\pi d H K K_1)} \leq [\tau].$$

Здесь H – высота гайки;

K – коэффициент полноты;

K_1 – коэффициент неравномерности.

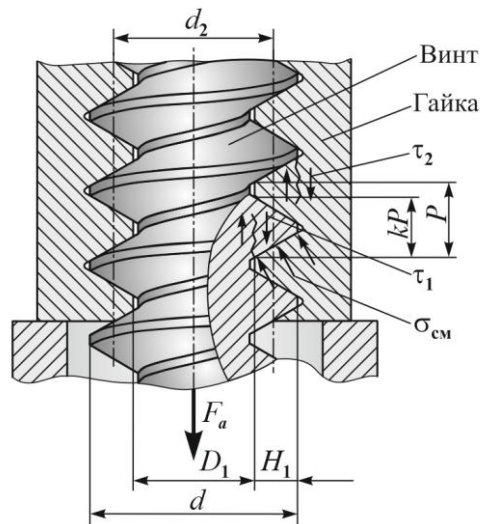


Рис. 2.18

Условие прочности на смятие $\sigma_{см} = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq [\sigma_{см}]$,

$z = \frac{H}{p}$ число спиралей гайки.

Высота гайки и глубина завинчивания

Равнопрочность резьбы и стержня винта является одним из условий назначения высоты стандартных гаек. Учитывая, что $\tau_{ec} \approx 0,6\sigma_{ec}$

$$\tau = \frac{F}{\pi d_1 H K K_m} = 0,6\sigma = \frac{0,6F}{\pi d_1^2 / 4},$$

При $K=0,87$ и $K_m=0,6$ получаем нормальную высоту гайки $H \approx 0,8d_1$.

Низкие гайки $H \approx 0,5d_1$.

Высокие гайки $H \approx 1,2d_1$.

2.10. Расчет на прочность стержня винта (болта) при различных случаях нагружения

При стандартизации крепежных деталей обеспечена равнопрочность резьбы и стержня винта, поэтому при правильном выборе глубины завинчивания или при использовании гаек стандартной высоты достаточно проверить прочность стержня болта (винта, шпильки).

При расчете групповых соединений полагают, что в данном соединении все болты (винты, шпильки) одного размера, затянуты с одинаковой силой и расположены по стыку равномерно так, что центр масс сечений болтов совпадает с центром массы сечения стыка.

Расчет начинают с определения положения центра масс и переноса приложенной внешней нагрузки в этот центр.

Стержень винта нагружен только внешней растягивающей силой

Примером служит резьбовой участок крюка для подвешивания груза (рис. 2.19). Опасным является сечение, ослабленное резьбой. Площадь этого сечения оценивают приближенно по внутреннему диаметру d_1 резьбы.

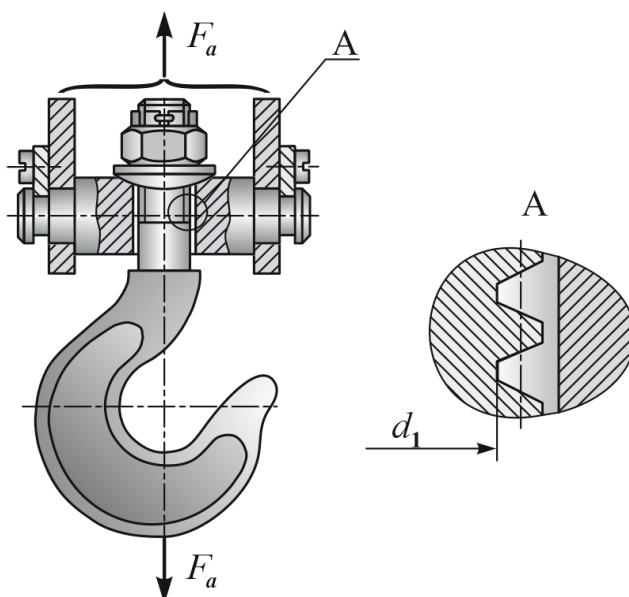


Рис. 2.19

$$\sigma = \frac{F_a}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma].$$

Болт затянут силой F_0 , внешняя нагрузка отсутствует

Примером служат болты для крепления ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин (рис. 2.20). В этом случае стержень болта растягивается осевой силой $F_{\text{зат}}$ возникающей от затяжки болта, и закручивается моментом сил трения в резьбе T_v .

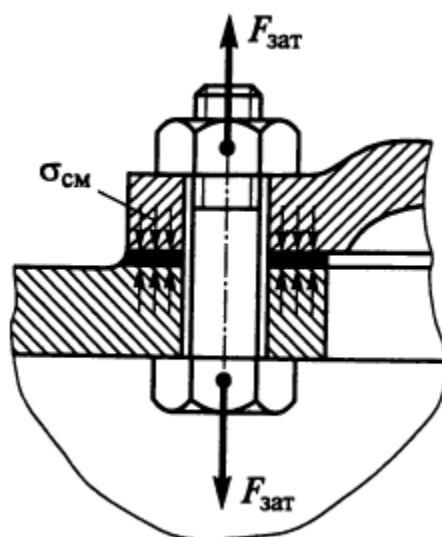


Рис. 2.20

Требуемая сила затяжки $F_{\text{зат}} = A \sigma_{\text{см}}$, где A — площадь стыка деталей, приходящаяся на один болт, $\sigma_{\text{см}}$ — напряжение смятия в стыке деталей, величину которого выбирают по условиям герметичности.

Напряжение растяжения от силы $F_{\text{зат}}$

$$\sigma = \frac{F_a}{\pi d_1^2 / 4}.$$

Напряжение кручения от момента T_v

$$\tau = \frac{T_v}{W_p} = \frac{0,5F_v d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi)}{0,2d_1^3}.$$

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{\text{эк}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma].$$

Вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб

$$\sigma_{\text{эк}} \approx 1,3\sigma.$$

Это позволяет рассчитывать прочность болтов по упрощенной формуле

$$\sigma_{\text{эк}} = \frac{1,3F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2 / 4} \leq [\sigma].$$

Болтовое соединение нагружено сдвигающей силой F

Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. *Условием надежности соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке.* Конструкция может быть выполнена в двух вариантах.

Болт поставлен с зазором

Чаще всего в таком соединении (рис. 2.21) болт ставят с зазором в отверстия деталей. При затяжке болта на стыке деталей возникают силы трения, которые препятствуют относительному их сдвигу. Внешняя сила F непосредственно на болт не передается.

Расчет болта проводят по силе затяжки $F_{\text{зат}}$:

$$F_{\text{зат}} = KF / (ifz),$$

где $K=1,4...2$ — коэффициент запаса по сдвигу деталей; f — коэффициент трения; для стальных и чугунных поверхностей $f=0,15...0,20$; i — число стыков (на рис. $i=2$); z — число болтов.

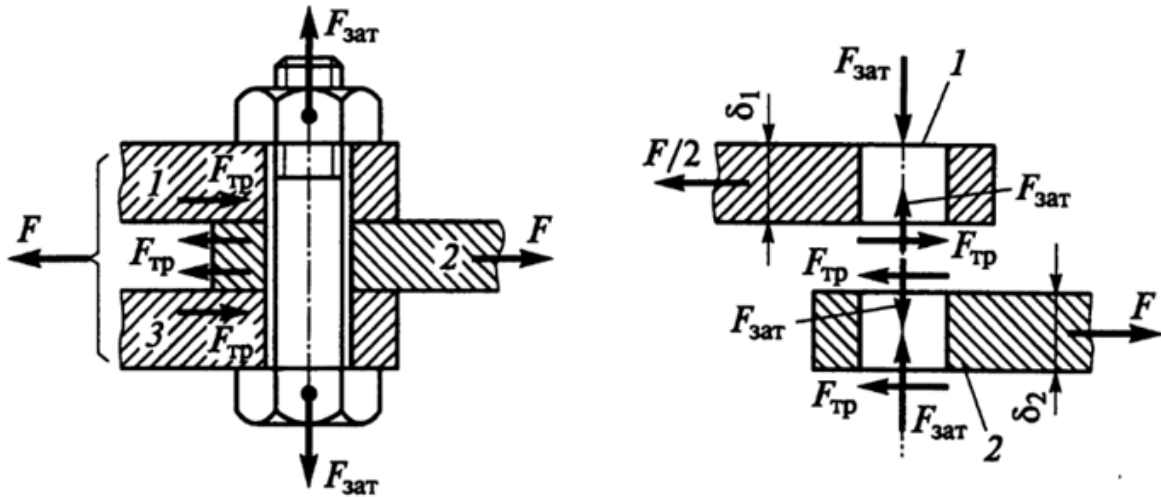


Рис. 2.21

При затяжке болт работает на растяжение и кручение, следовательно, $F_{\text{расч}} = 1,3F_{\text{зат}}$.

Болт поставлен без зазора (рис. 2.22)

В этом случае установка болта в отверстие соединяемых деталей обеспечивает восприятие внешней нагрузки стержнем болта. При расчете прочности соединения не учитывают силы трения в стыке, так как затяжка болта в принципе не обязательна. В общем случае болт можно заменить штифтом. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия. Условие прочности по напряжениям среза

$$\tau = \frac{F_a}{\pi d_1^2 i / 4} \leq [\tau].$$

Здесь i – число плоскостей среза.

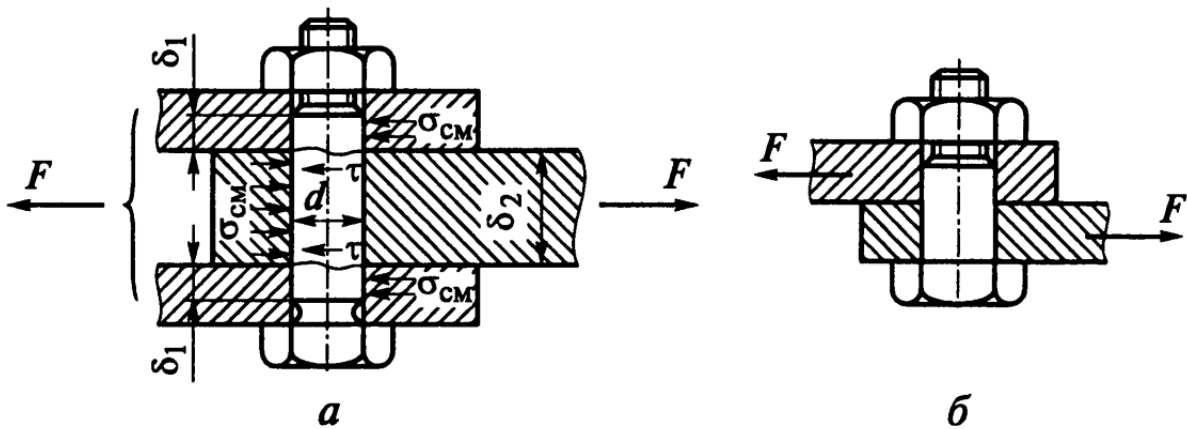


Рис. 2.22

Расчет на смятие производят по условным напряжениям. Эпюру действительного распределения напряжений заменяют условной с равномерным распределением напряжений.

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

Эксцентричная нагрузка

Эксцентричное нагружение болта возникает из-за непараллельности опорных поверхностей детали и гайки или головки болта. В этом случае кроме напряжений растяжения в стержне болта появляются напряжения изгиба. Например, для болта на рис. 2.23 напряжение в стержне

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_t + \sigma_f,$$

где σ_t – напряжение растяжения, а σ_f – напряжение изгиба.

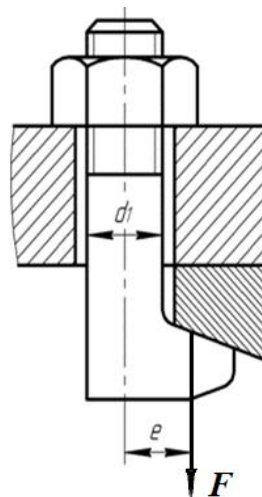


Рис. 2.23

$$\sigma_{\Sigma} = \sigma_t + \sigma_f = \frac{F}{\frac{\pi d_1^2}{4}} + \frac{F e}{\frac{\pi d_1^3}{32}} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \left(1 + 8 \frac{e}{d_1} \right).$$

2.11. Расчет соединений, включающих группу болтов

Нагрузка силой, перпендикулярной поверхности контакта и проходящей через центр тяжести

Предполагается, что внешняя нагрузка равномерно распределена между всеми болтами соединения.

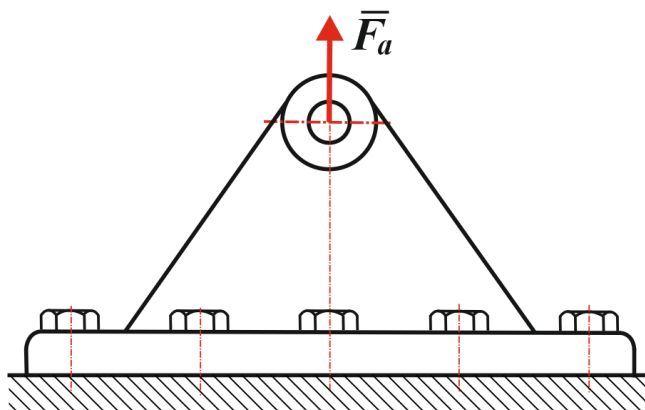


Рис. 2.24. Нагрузка силой, перпендикулярной поверхности контакта и проходящей через центр тяжести

Осевая нагрузка на i -тый болт $F_{ai} = \frac{F_a}{n}$.

Здесь n – число болтов.

Нагрузка силой, наклонной к поверхности контакта и проходящей через центр тяжести

Внешняя сила может быть разложена на две составляющие F_a и F_r , соответственно перпендикулярно и параллельно поверхности стыка. Предполагается, что болты нагружены равномерно.

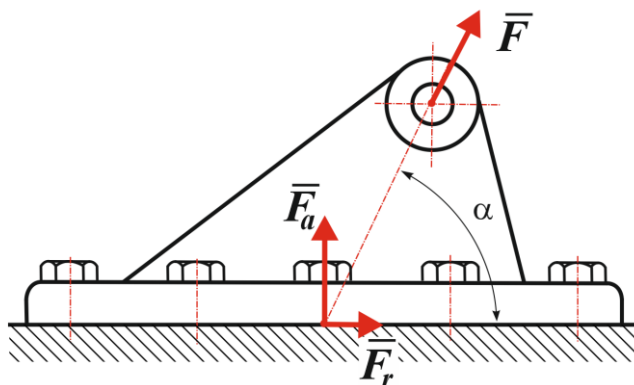


Рис. 2.25. Нагрузка силой, наклонной к поверхности контакта и проходящей через центр тяжести

Осевая нагрузка на i -тый болт $F_{ai} = \frac{F_a}{n} = \frac{F \sin \alpha}{n}$.

Радиальная нагрузка $F_{ri} = \frac{F_r}{n} = \frac{F \cos \alpha}{n}$.

Нагрузка силой, наклонной к поверхности контакта и не проходящей через центр тяжести

Внешняя сила может быть разложена на две составляющие F_a и F_r , соответственно перпендикулярно и параллельно поверхности стыка, приложенным в центре тяжести площади стыка. Предполагается, что болты нагружены равномерно.

$$F_a = F \sin \alpha, F_r = F \cos \alpha.$$

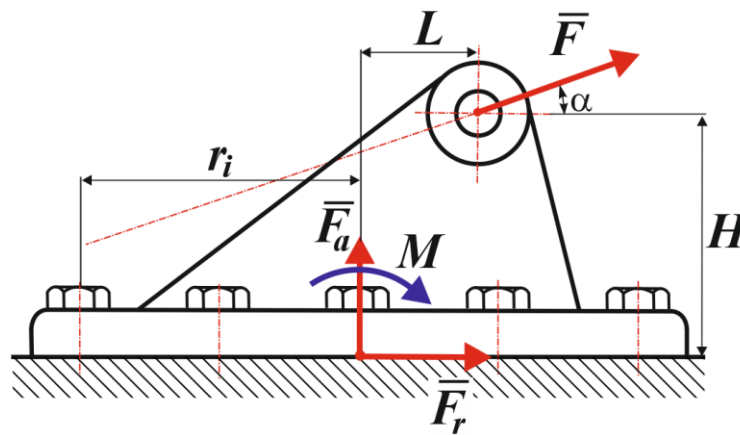


Рис. 2.26. Нагрузка силой, наклонной к поверхности контакта и не проходящей через центр тяжести

Кроме того, возникает пара сил в центре тяжести

$$M = F_r H - F_a L.$$

Осевая нагрузка на один болт, вызванная силой F_a :

$$F_{ai} = \frac{F_a}{n}.$$

Осевая нагрузка на один болт, вызванная парой M :

$$F_{Mi} = \frac{M \cdot r_i}{\sum_{i=1}^n r_i^2}.$$

При проектировании соединения необходимо определить максимальное значение силы, действующей на болт от пары сил.

$$F_{M_{\max}} = \frac{M \cdot r_{\max}}{\sum_{i=1}^n r_i^2}.$$

Максимальная осевая сила

$$F_{a_{\max}} = F_{ai} + F_{M_{\max}}.$$

Радиальная сила, действующая на i -тый болт

$$F_{ri} = \frac{F_r}{n}.$$

Нагрузка соединения силой, расположенной в плоскости контакта и проходящей через центр тяжести

Предполагается, что болты нагружены равномерно радиальной нагрузкой.

$$F_{ri} = \frac{F_r}{n}.$$

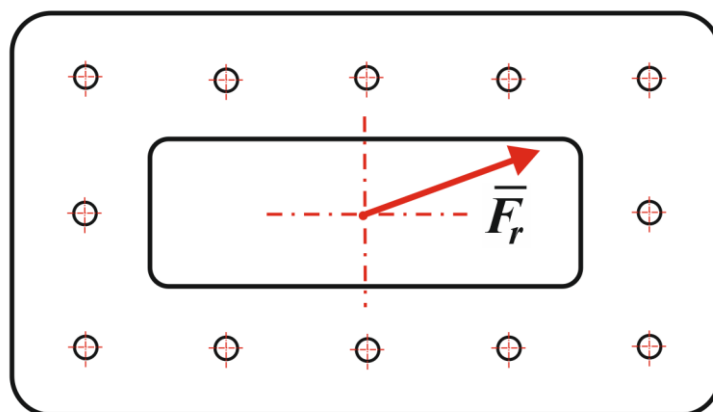


Рис. 2.27. Нагрузка соединения силой, расположенной в плоскости контакта и проходящей через центр тяжести

Нагрузка соединения парой сил, расположенной в плоскости контакта

Если фланец нагружен только крутящим моментом, то на i -тый болт действует радиальная сила

$$F_{ri} = \frac{2M}{D \cdot n}.$$

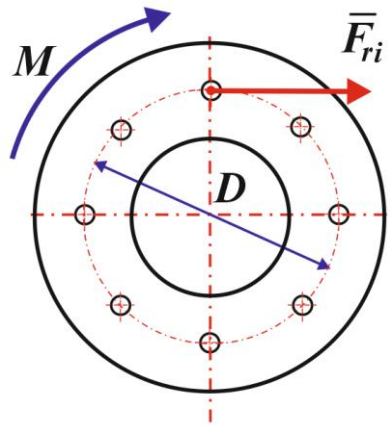


Рис. 2.28. Нагрузка соединения парой сил, расположенной в плоскости контакта

Нагрузка соединения силой, расположенной в плоскости контакта и проходящей через центр тяжести и парой сил

При расчете полагают, что центральная внешняя сила нагружает болты равномерно, а момент – пропорционально их расстояниям до нейтральной, центральной оси. Наиболее нагруженным будет один или несколько наиболее удаленных болтов с раскрывающей стороны стыка.

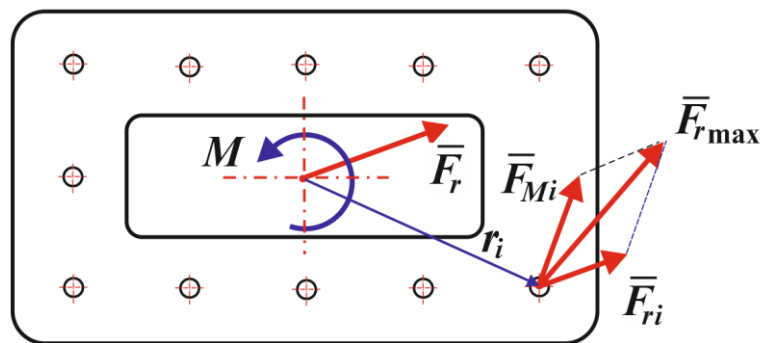


Рис. 2.28. Нагрузка соединения силой, расположенной в плоскости контакта и проходящей через центр тяжести и парой сил

Поперечная сила, действующая на i -тый болт $F_{ri} = \frac{F_r}{n}$.

Крутящий момент вызывает появление на i -том болте радиальной силы

$$F_{Mi} = \frac{M \cdot r_i}{\sum_{i=1}^n r_i^2}$$

Результирующая сила представляет собой векторную сумму сил F_{ri} , F_{Mi} .

3. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

3.1. Введение

Это неразъёмное соединение деталей при помощи заклёпок. Обеспечивает высокую стойкость в условиях ударных и вибрационных нагрузок. На современном этапе развития технологии уступает место сварке и склеиванию, обеспечивающим большую производительность и более высокую прочность соединения.

В предварительно подготовленные отверстия в деталях вставляют заклёпки. После производится осадка (клёпка) специальным инструментом второй замыкающей головки.

В процессе клёпки производят сжатие пакета, и за счет поперечной деформации стержня происходит заполнение начального зазора между стержнем и стенками отверстия.

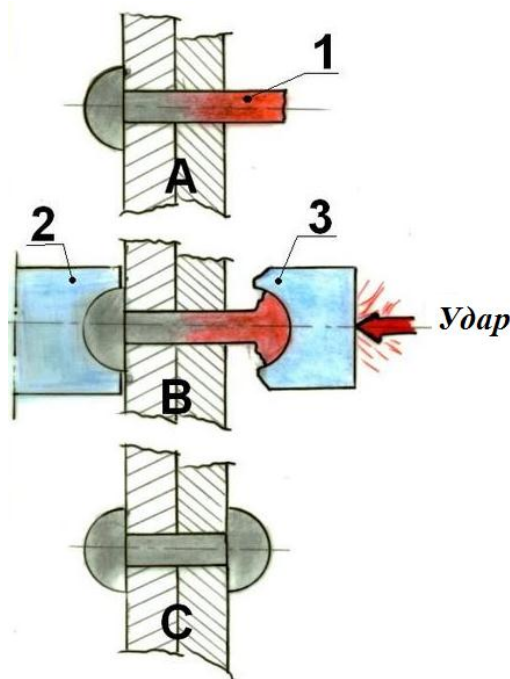


Рис. 3.1. Образование заклепочного соединения;
1 – заклёпка; 2 – поддержка; 3 – обжимка.

3.2. Области применения

Заклепки применяют для соединения листов, полос, прокатных профилей и т. п. В последнее время заклепочные соединения в значительной степени вытеснены сварными из-за ряда недостатков – большой расход металла,

большая трудоемкость их изготовления и высокая стоимость. Но вследствие того, что заклепочные соединения являются более стабильными и контроль их качества осуществляется проще и надежней, то их применяют в особо ответственных конструкциях, воспринимающих интенсивные вибрационные или большие повторные ударные нагрузки (самолеты, уникальные мосты и т. п.), а также в некоторых специальных случаях, как, например, прикрепление ленты к серье ленточного тормоза и т. п. Заклепочные соединения применяют также в конструкциях, не допускающих сварки из-за опасности коробления деталей или отпуска термообработанных деталей, возникающего при нагреве, а также в конструкциях, детали которых изготавливают из несвариваемых материалов.

Соединение деталей машины или сооружения, осуществленное группой заклепок, называется заклепочным швом.

По назначению различают *прочные* заклепочные швы для восприятия внешних нагрузок (применяются в металлических конструкциях машин и строительных сооружениях) и *прочноплотные*, обеспечивающие герметичность соединения при восприятии значительных усилий (встречаются в некоторых паровых котлах, резервуарах и трубопроводах для газов и жидкостей при больших давлениях).

В современных конструкциях сосудов, работающих под давлением (паровые котлы), и в других указанных выше случаях прочноплотные швы почти полностью вытеснены сварными швами.

3.3. Материалы заклепок

Во избежание химической коррозии в соединениях заклепки ставят из того же материала, что и соединяемые детали: стальные листы соединяют стальными заклепками, латунные – латунными и т.д.

По роду материала различают стальные, алюминиевые, латунные, медные и другие заклепки. Материал заклепок должен быть достаточно пластичным для обеспечения формования головок как при изготовлении заклепок, так и при их клепке.

Стальные заклепки обычно изготавливают из углеродистых сталей Ст2, Ст3 и др., а в специальных конструкциях – из легированной стали.

Допускаемые напряжения для заклёпок

Вид допускаемого напряжения	Материалы	
	Ст0, Ст2	Ст3
Срез заклепок, $[\tau]_{CP}$	140	140
Смятии, $[\sigma]_{CM}$	250	320
Отрыв головок, $[\sigma]_P$	90	90
Растяжение основных элементов $[\sigma]_{p.осн}$	140	160

3.4. Методика расчета заклепочных швов

Расчет заклепочного шва заключается в определении диаметра и числа заклепок, шага заклепочного шва, расстояния заклепок до края соединяемой детали и расстояния между рядами заклепок. Заклепки прочноплотных швов условно рассчитывают на срез. Заклепки прочных швов рассчитывают на срез и на смятие.

На рис.3.2,а представлено соединение двух полос внахлестку, а на рис. 3.2,б – встык с одной накладкой. В том и другом случае при разрушении заклепок срез каждой из них происходит по одному поперечному сечению (отмечено волнистой линией), поэтому эти соединения называют односрезными.

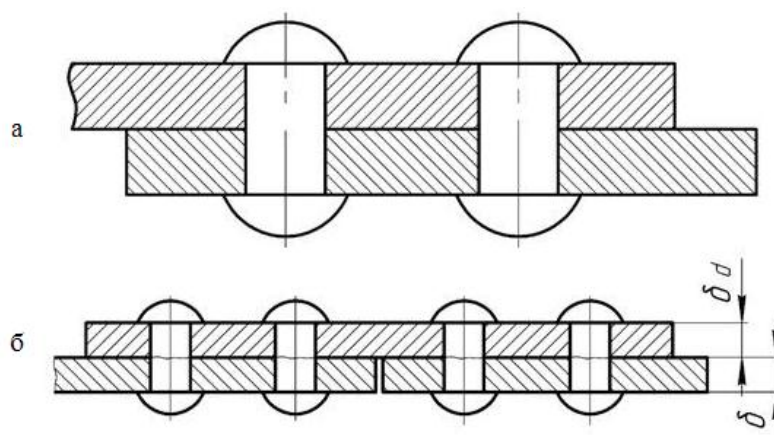


Рис. 3.2. Односрезные соединения

На рис. 3.3 показано соединение встык с двумя накладками, В этом случае срез каждой заклепки при разрушении происходит по двум поперечным сечениям, и соединение называют двухсрезным.

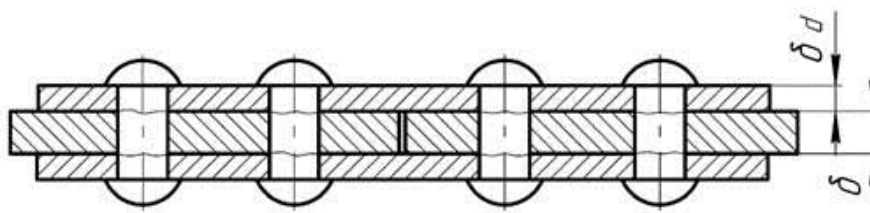


Рис. 3.3. Двухсрезные соединения

Склепываемые элементы (полосы, уголки и т. п.) рассчитывают на растяжение (сжатие) с учетом ослабления их поперечных сечений отверстиями для заклепок.

Расстояние от центра первой заклепки до края полосы (рис.3.2,а) принимают обычно равным удвоенному диаметру заклепки. При таком расстоянии прочность края полосы на срез (выкалывание) обеспечена и специальный расчет не нужен.

Отверстия в склепываемых элементах имеют диаметр, на 0,5 – 1 мм больше, чем диаметр непоставленной заклепки. В расчетные формулы входит диаметр d отверстия, так как в выполненном соединении заклепка практически полностью заполняет отверстие.

Расчет заклепки на прочность

Расчет заклепки на прочность производят по диаметру стержня поставленной заклепки (т.е. по диаметру отверстия). В спецификации к чертежу указывают диаметр стержня непоставленной заклепки.

Расчет заклепочных соединений ведется на срез и смятие. Между склепываемыми элементами развиваются значительные силы трения, и работа заклепок на срез начинается лишь после того, как внешние силы станут больше сил трения и начнется сдвиг склепанных полос. При расчетах это обстоятельство не учитывают.

Зависимости для проверочных расчетов имеют следующий вид:

а) на срез

$$\tau = \frac{P}{A_{\text{ср}}} \leq [\tau],$$

где $A_{\text{ср}}$ – общая площадь среза заклепок, передающих заданную нагрузку.

б) на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma]_{\text{см}}.$$

здесь $A_{\text{см}}$ – расчетная площадь смятия соединения

Для одной заклепки $A_{\text{см}} = d\delta_{\text{мин}}$, $\delta_{\text{мин}} = \min\{ \delta_1, (\delta_2 + \delta_3) \}$ (рис. 3.4).

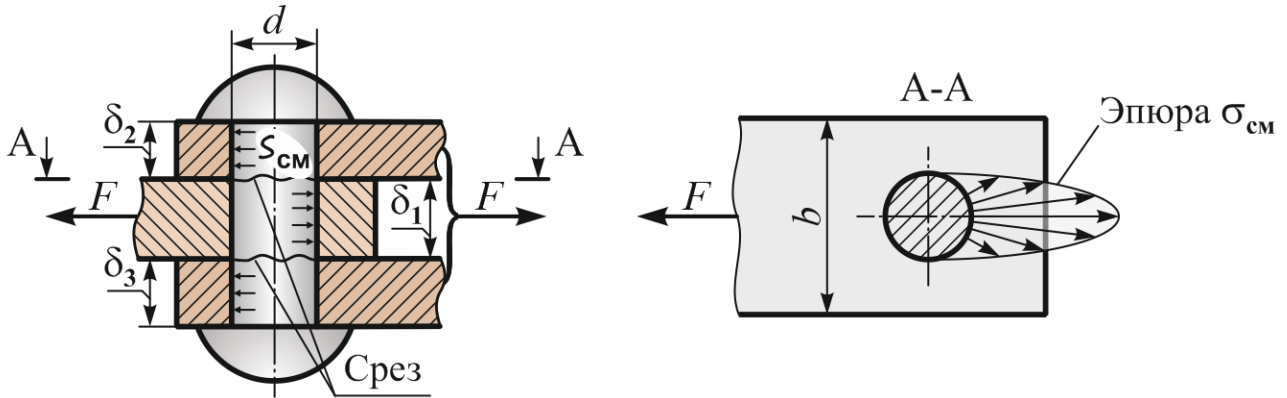


Рис. 3.4.

Допускаемые напряжения для соединения стальных деталей заклепками из сталей Ст2 и Ст3 при расчете по основным нагрузкам: на срез заклепок $[\tau] = 140$ МПа, на смятие $[\sigma]_{\text{см}} = 280$ МПа и на растяжение соединяемых элементов $[\sigma]_p = 160$ МПа.

При холодной клепке и для элементов соединений с пробитыми отверстиями допускаемые напряжения в заклепках снижают на 20...30%.

4. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

4.1. Введение

Сварным соединением называется неразъемное соединение, выполненное сваркой.

Виды сварки представлены в таблице

Таблица 4.1

<i>Источник энергии</i>	<i>Способ сварки</i>
Тепловая	Кислородно-ацетиленовая (газовая)
Электрическая (Дуговая)	Ручная, электродная В защитной газовой среде
Электрическая (Сопротивление)	Точечная Роликовая Индукционная
Механическая	Трением Взрывом Ультразвуковая
Лучевая	Лазерная Электронно-лучевая

Сварное соединение является наиболее совершенным из неразъемных соединений, так как лучше других приближает составные детали к цельным.

При сварном соединении проще обеспечивают условия равнопрочности, снижения массы и стоимости изделия.

Сварной шов - участок сварного соединения, образовавшийся в результате кристаллизации (затвердевания) расплавленного металла или в

результате пластической деформации при сварке давлением или сочетания кристаллизации и деформации.

Достоинства сварных соединений:

-возможность получения изделий сложной конфигурации и больших размеров из деталей простой формы и малых размеров (фермы, мосты, резервуары, корпуса судов и летательных аппаратов, кузова автомобилей и др.);

-экономия материалов за счет более совершенной конструкции: уменьшается толщина стенок и припусков на механическую обработку по сравнению с литыми деталями, отсутствуют дополнительные крепежные изделия по сравнению с разъемными соединениями, отсутствуют ослабляющие отверстия и накладки по сравнению с заклепочными соединениями;

-малая трудоемкость, невысокая стоимость оборудования, широкие возможности автоматизации.

Недостатки сварных соединений:

-возникновение остаточных напряжений в зоне сварки вследствие термических деформации;

-сложность контроля качества шва;

-изменение механических свойств соединяемых деталей в зоне термического влияния из-за местного нагрева;


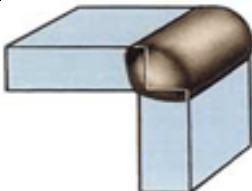
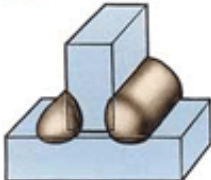

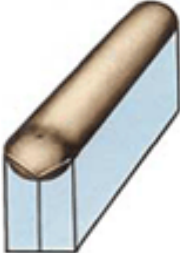
4.2. Классификация сварных швов

По форме сечения

		
Стыковой	Угловой	Прорезной

По характеру сопряжения свариваемых деталей

В зависимости от взаимного расположения свариваемых деталей различают пять типов сварных соединений.

		
Стыковые	Угловые	Тавровые
		
Нахлесточные	Торцевые	

В *стыковом* сварном соединении поверхности свариваемых элементов располагаются в одной плоскости или на одной поверхности, а сварка выполняется по смежным торцам.

Стыковое соединение обеспечивает наиболее высокие механические свойства сварной конструкции, но требует достаточно точной подготовки деталей и сборки.

В *нахлесточном* сварном соединении поверхности свариваемых элементов располагаются параллельно так, чтобы они были смещены и частично перекрывали друг друга. Нахлесточные соединения менее чувствительны к погрешностям при сборке, но хуже чем стыковые работают при нагрузках, особенно знакопеременных.

Тавровое сварное соединение получается, когда торец одной детали под прямым или любым другим углом соединяется с поверхностью другой. Тавровые соединения обеспечивают высокую жёсткость конструкции, но чувствительны к изгибающим нагрузкам.

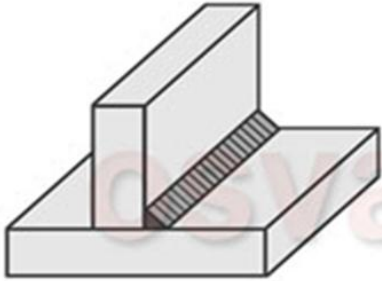
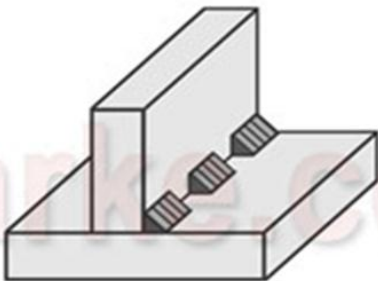
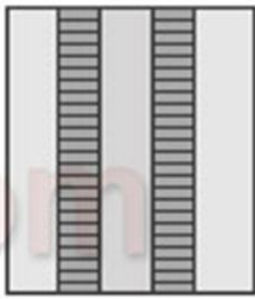
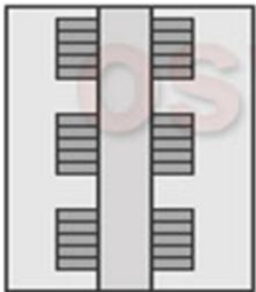
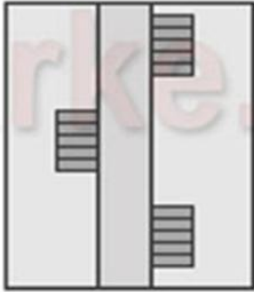
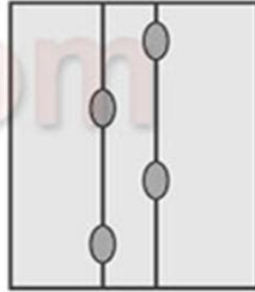
Угловым называют соединение, в котором поверхности свариваемых деталей располагаются под прямым, тупым или острым углом и свариваются по торцам.

По внешнему виду


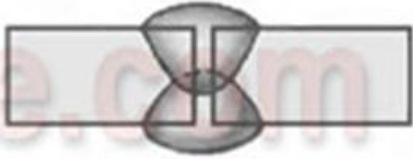
		
Выпуклый сварной шов	Нормальный сварной шов	Вогнутый сварной шов

В соответствии со стандартом допускается выпуклость шва при нижней сварке до 2 мм и не более 3 мм для швов, выполненных в остальных положениях. Вогнутость допускается во всех случаях не более 3 мм.

По протяженности

		
Непрерывный односторонний шов	Прерывистые односторонние швы	Непрерывные двусторонние швы
		
Цепные двусторонние швы	Шахматные двусторонние швы	Точечные двусторонние швы

По выполнению

	
Односторонний шов	Двусторонний шов

По количеству слоев

		
Однослойный, однопроходный	Многослойный	Многопроходный

По направлению действующего усилия

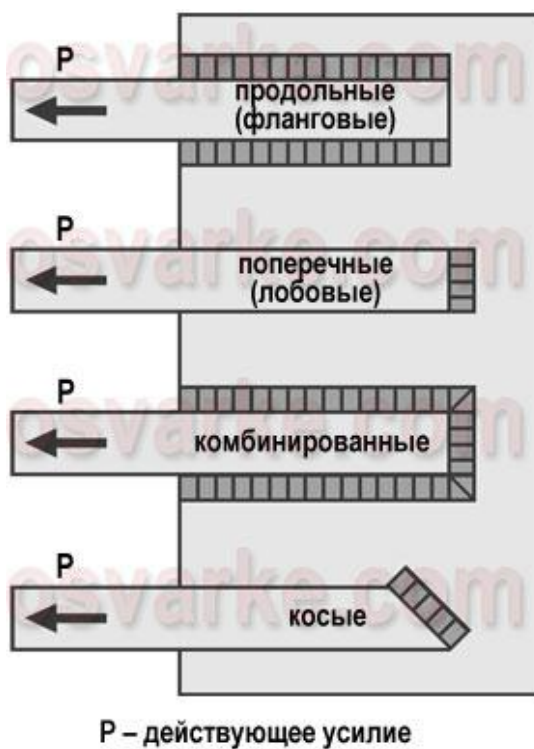


Рис. 4.1

По положению в пространстве



Рис. 4.2

По назначению

- прочностные;
- плотные (герметичные);
- прочно-плотные.

По условиям работы сварного изделия

- рабочие, предназначенные непосредственно для нагрузок;
- нерабочие (связующие или соединительные), используемые только для соединения частей сварного изделия.

По способу удержания расплавленного металла

- на швы выполненные без подкладок и подушек;
- на съемных и остающихся стальных подкладках;
- на медных, флюсо-медных, керамических и асбестовых подкладках;
- на флюсовых и газовых подушках.

Кроме того, сварочные швы различаются:

- по ширине
- по длине шва
- по конфигурации сварного шва
- по виду сварки
- по применяемому для сварки материалу

4.3. Основные геометрические параметры сварного шва

Основные геометрические параметры сварных швов представлены на рисунках 4.3, 4.4.

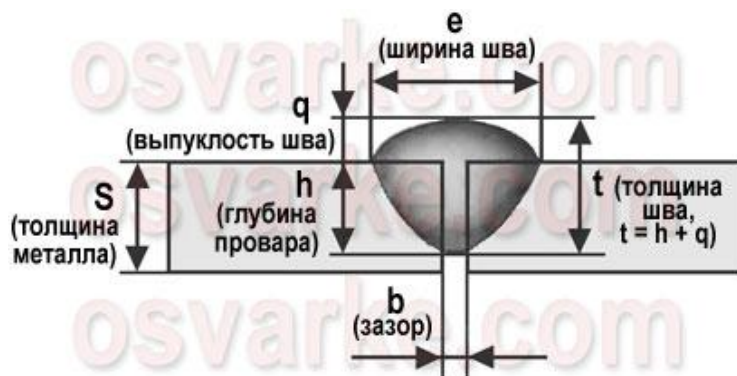


Рис. 4.3. Основные геометрические параметры стыкового шва

На рисунке 4.5 представлены параметры сварного шва, среди которых:

- Коэффициент выпуклости шва – отношение ширины шва к его выпуклости.

$$K_y = e / q$$

Значение коэффициента выпуклости шва не должно быть более 7–10.

- Коэффициент долей основного металла в металле шва:

$$K_o = F_o / (F_o + F_э),$$

где F_o – площадь сечения расплавленного основного металла,

$F_э$ – площадь сечения наплавленного электродного металла

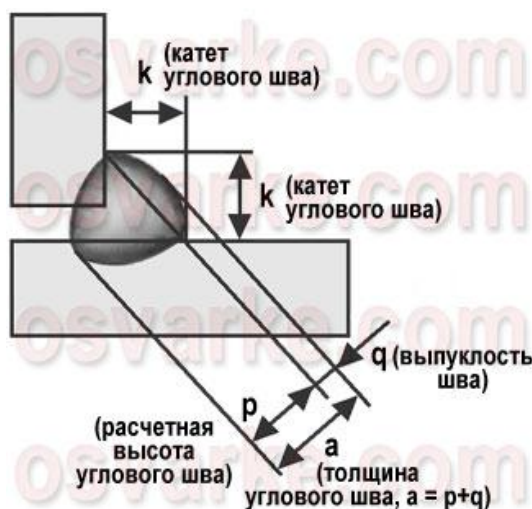


Рис. 4.4. Основные геометрические параметры углового шва



Рис. 4.5. Параметры сварного шва.

Корнем сварного шва называется часть шва, которая наиболее удалена от его лицевой поверхности.

Подварочный шов – меньшая часть двустороннего шва, выполняемая заранее для предотвращения прожогов при дальнейшей сварке основного шва или укладываемая в последнюю очередь в корень шва (рис. 5.6).



Рис. 4.6

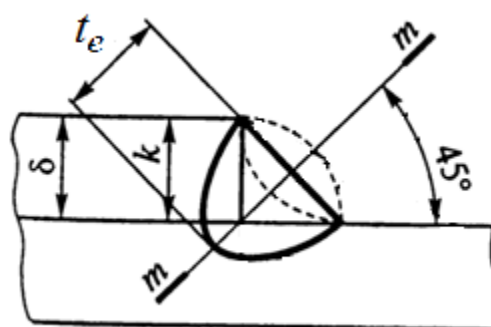


Рис. 4.7. Эффективная толщина сварного шва.

Валиковый шов в сечении имеет довольно неопределенную форму (рис. 5.7). В теоретических расчетах на прочность сечение шва принимается в виде равнобедренного треугольника с расчетной высотой t_e .

4.4. Расчет на прочность сварных швов

Для большинства сварных конструкций преобладающими являются нагрузки с малым общим числом циклов. Поэтому основным для сварных соединений является расчет по номинальным напряжениям. Характер нагрузки учитывают при выборе допускаемых напряжений.

Стыковые швы на прочность рассчитывают по номинальному сечению соединяемых элементов без учета утолщения швов. Допускаемые напряжения в сварных швах для отличия от допускаемых напряжений в основном металле свариваемых элементов отмечают штрихом: $[\sigma']$ или $[\tau']$ и принимают в долях от соответствующего значения допускаемых напряжений в основном металле (см. табл. 4.2).

Таблица 4.2

Допускаемые напряжения сварных швов при статическом нагружении

Сварка	Стыковой шов		Срез
	Растяжение	Сжатие	
Ручная, электродом Э42 Э42А	$[\sigma'] = 0,9[\sigma]$ $[\sigma'] = [\sigma]$	$[\sigma'] = [\sigma]$ $[\sigma'] = [\sigma]$	$[\tau'] = 0,6[\sigma]$ $[\tau'] = 0,65[\sigma]$

Напряжения растяжения (сжатия) в сварном стыковом шве, (рис. 5.8)

$$\sigma_t = \frac{F}{A} \leq [\sigma'].$$

Où – la force appliquée, – l'aire de la section.

где F - сила, приложенная к соединению, Н;

$A = b \cdot \delta$ - расчетная площадь сечения шва, мм².

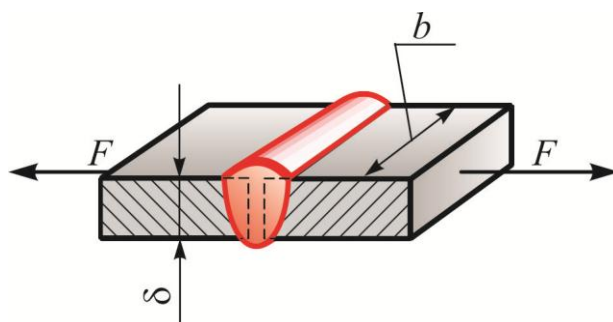


Рис. 4.8.. Схема нагружения сварного стыкового соединения растягивающей силой

Напряжения от изгибающего момента M в плоскости соединяемых элементов, (рис. 5.9)

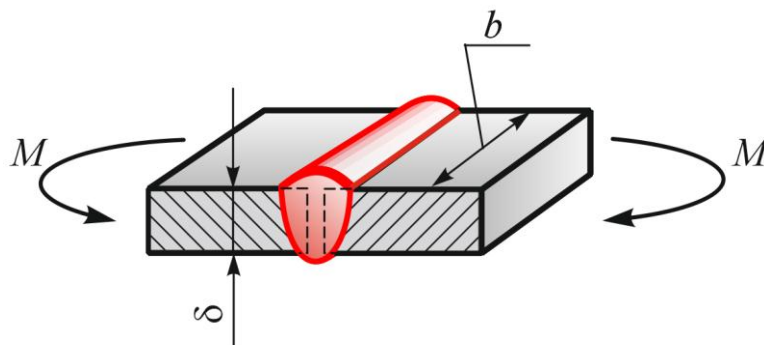


Рис. 4.9. Схема нагружения сварного стыкового соединения изгибающим моментом

$$\sigma_f = \frac{M_f}{W_x} \leq [\sigma'].$$

где M – момент, приложенный к соединению.

$W_x = \delta b^2/6$ – момент сопротивления изгибу расчетного сечения шва.

При совместном действии растяжения (сжатия) с изгибом суммарные напряжения в сварном шве (рис. 5.10)

$$\sigma_\Sigma = \sigma_t + \sigma_f \leq [\sigma'].$$

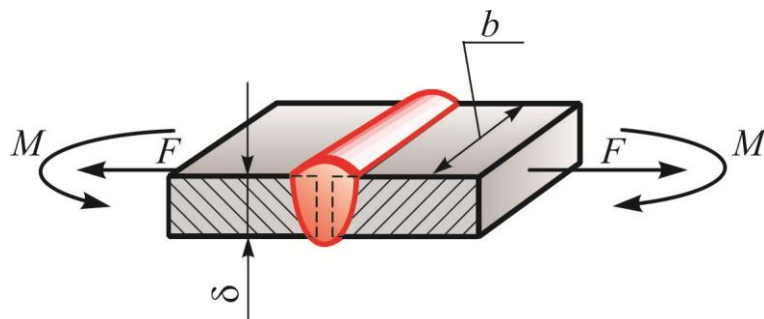


Рис. 4.10. Схема нагружения сварного стыкового соединения растягивающей силой и изгибающим моментом

Сварные нахлесточные швы следует выполнять симметричными относительно действующей силы, что исключает появление внешних моментов. По этой причине детали несимметричного профиля типа уголка приваривают фланговыми швами разной длины (рис. 5.11), обратно пропорционально расстоянию от центра масс сечения детали

$$\frac{l_1}{l_2} = \frac{e_2}{e_1}.$$

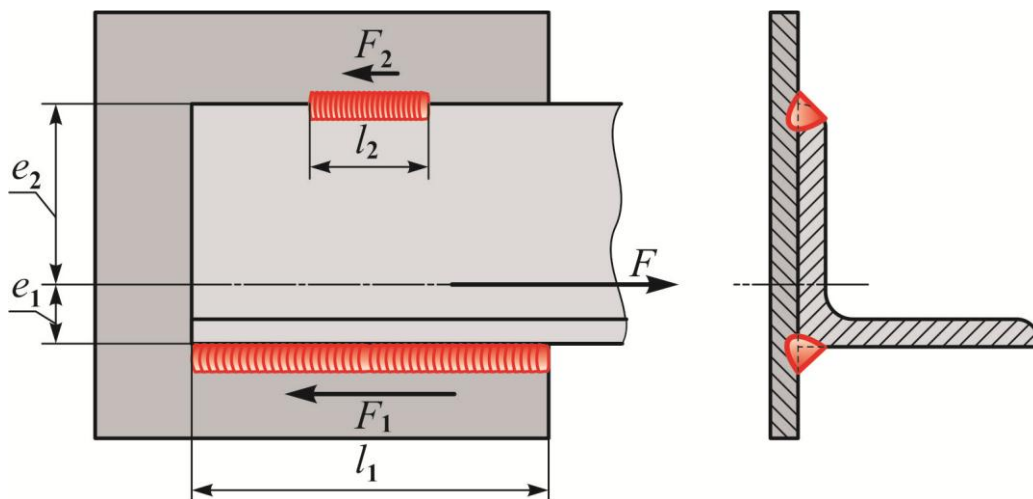


Рис. 4.11. Фланговые швы деталей несимметричного профиля

Расчет угловых швов всех типов унифицирован и проводится в предположении абсолютной жесткости свариваемых деталей и учета только касательных напряжений, а также отсутствия в швах дефектов и остаточных напряжений.

При действии растягивающей (сжимающей) силы F расчет проводится по формуле

$$\tau = \frac{F}{A} \leq [\tau'].$$

Où – la force appliquée ;

где F - сила, приложенная к соединению,

$A = t_e l_\Sigma$ – площадь опасного сечения;

$t_e = \beta k$ – высота опасного сечения;

l_Σ – суммарная длина всех угловых швов.

β - коэффициент, характеризующий глубину проплавления. При ручной сварке принимают $\beta = 0,7$, при двух- и трехпроходной автоматической сварке $\beta = 0,9$, при однопроходной автоматической сварке $\beta = 1,1$.

При нагружении углового шва силой F , приложенной на плече l , относительно центра масс сварного шва (рис. 4.12), определяют отдельно напряжения τ_1 , от силы F и напряжения τ_2 от момента $M = F l$

$$\tau_2 = \frac{F L}{W_x}.$$

где W_x – момент сопротивления опасного сечения шва, мм^3 .

При расчете коротких фланговых швов обычно используют принцип независимости работы элементов шва, согласно которому прикладываемый момент M уравнивается моментом лобовых швов и парой сил во фланговых швах:

$$W_x = \frac{2t_e l_f^2}{6} + 2t_e l_f (l_l + k).$$

Условие прочности такого соединения

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2} \leq [\tau'].$$

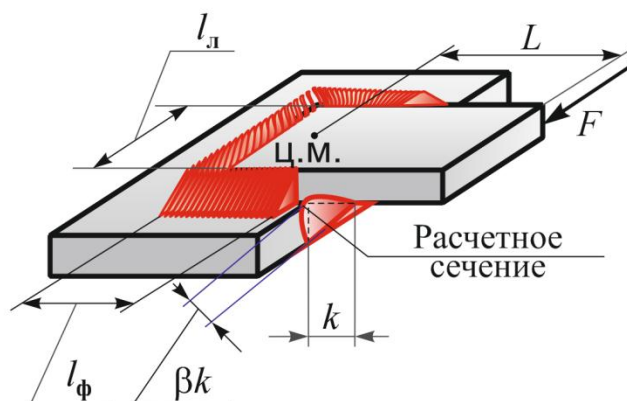


Рис. 4.12. Расчетная схема нахлесточного соединения при действии поперечной силы и момента в плоскости стыка

При нагружении таврового соединения вращающим моментом T , (рис. 4.13) касательные напряжения вычисляют по формуле

$$\tau = \frac{F}{A} \leq [\tau'].$$

где F – окружная сила, приложенная к кольцевому шву; $F = \frac{2T}{D}$;

$A = \pi t_e \beta (D+k)$ – расчетная площадь кольцевого шва; β – коэффициент, характеризующий глубину проплавления.

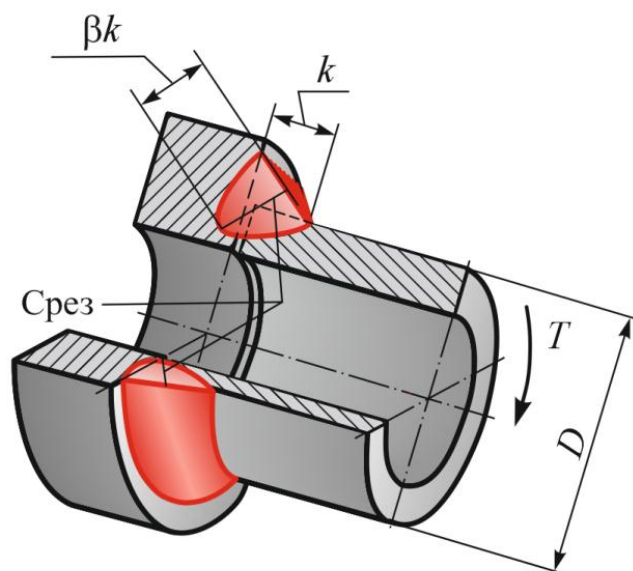


Рис. 4.13. Расчетная схема таврового соединения при действии момента в плоскости стыка

5. ПАЯНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

5.1. Введение

Паяные соединения – это неразъемные соединения, обеспечиваемые силами молекулярного взаимодействия между соединяемыми деталями и припоем. *Припой* – это сплав или металл, вводимый в расплавленном состоянии в зазор между соединяемыми деталями и имеющий более низкую температуру плавления, чем соединяемые детали. Отличие пайки от сварки – отсутствие расплавления или высокотемпературного нагрева соединяемых деталей.

Паяльный флюс - вспомогательный материал, применяемый для удаления окислов с поверхности паяемого материала и припоя и предотвращения их образования. Флюс может участвовать в образовании припоя путем выделения из него компонентов, разлагающихся при пайке металла.

Связь в паяном шве основана на:

- растворении металла деталей в расплавленном припое;
- взаимной диффузии элементов припоя и металла соединяемых деталей;
- бездиффузионной атомной связи.

Прочность паяного шва существенно выше, чем припоя, в связи с растворением в слое материала деталей и в связи с тем, что слой находится в стесненном напряженном состоянии между соединяемыми деталями.

Пайкой соединяют однородные и разнородные материалы: черные и цветные металлы, сплавы, керамику, стекло и т. д.

Пайка относится к важнейшим методам получения неразъемных соединений в производстве ЖРД. Ее применение обеспечивает высокий коэффициент использования материала в заготовках и значительно сокращает объем обработки резанием.

Основные преимущества пайки состоят в возможности:

- соединения разнородных металлов и металлов с неметаллическими материалами, что позволяет находить принципиально новые конструктивные решения изделий ракетной техники;
- соединения за один нагрев множества деталей.

В качестве припоев для пайки металлов, а также металлов с неметаллическими материалами применяют как чистые металлы, так и сплавы.

Для получения качественных паяных соединений необходимо выполнять следующие требования:

- температура плавления припоев должна быть на 50...100 °С ниже температуры плавления соединяемых металлов;

5.2. Основные паяные соединения

Правильно сконструированное паяное соединение хорошо сопротивляется рабочим нагрузкам при эксплуатации изделия и удобно в сборке и пайке. При конструировании соединений следует учитывать условия их эксплуатации и особенности технологии пайки и принятых припоев.

В практике встречается бесчисленное множество соединений, но они в конечном счете могут быть отнесены к стыковым соединениям, или к соединениям внахлестку, или к их комбинациям. Соединения в скос в зависимости от угла скоса также могут быть отнесены к соединениям стыковым или внахлестку.

В связи с тем, что, как правило, прочность, пластичность, электропроводность и другие свойства припоев отличны от свойств паяемых металлов, соединения встык следует применять только на неответственных изделиях, для которых эти характеристики паяных соединений имеют второстепенное значение. Соединения встык также могут рекомендоваться в случаях, когда паяемый металл чувствителен к надрезам или когда не представляется возможным выполнить соединения внахлестку по конструктивным соображениям. Во всех случаях, где это только возможно, следует отдавать предпочтение соединениям внахлестку.

Прочность, герметичность и надежность в работе соединений внахлестку зависят в большей степени от проникновения припоя между паяемыми поверхностями соединяемых элементов – пропая и в значительно меньшей степени от внешнего валика шва, образованного припоем при формировании паяного соединения.

Поэтому валик шва не учитывается при расчете паяных соединений, однако для более равномерного распределения напряжений у паяного соединения, желательно, чтобы он имел плавно вогнутую поверхность.

В процессе работы в соединениях внахлестку возникают напряжения среза, распределяющиеся по ширине нахлестки. Эта ширина обычно берется не менее трехкратной наименьшей толщины стенки паяемых элементов. Ширина нахлестки может быть также вычислена.

Статическая прочность паяного соединения в общем случае определяется усилием, необходимым для отрыва двух соединяемых пайкой поверхностей

друг от друга. Силы сопротивления разрыву образуют цепь и будут определяться

- прочностью основных металлов (когезионными силами в металле);
- прочностью металлической связи металла и припоя (адгезионными силами металла и припоя);
- прочностью припоя (когезионными силами в припое).

Разрушение произойдет в том месте паяного соединения, где силы сопротивления разрыву будут минимальными. Из опыта известно, что при разрыве стыкового соединения медь М1 – сталь 1Х18Н9Т, паянного серебряным припоем ПСр 25, разрушение происходит по меди. Когезионные силы в меди в этом случае оказываются наименьшими из всех перечисленных сил сопротивления разрыву.

Стыковое соединение чугуна – сталь 1Х18Н9Т (припой Л62, флюс 201, нагрев ацетилено-кислородным пламенем) при разрыве разрушается по границе чугуна-припой. В этом случае адгезионные силы чугуна и припоя вследствие плохого смачивания чугуна припоем оказываются минимальными из всех сил сопротивления.

При конструировании соединений под пайку следует стремиться к наиболее благоприятному распределению напряжений, возникающих в эксплуатации. Поэтому переходы сечений изделия в местах пайки должны быть плавными с постепенным изменением жесткости.

В некоторых случаях от паяных соединений, помимо прочности, требуется еще и герметичность, например, в емкостях для различных газов и жидкостей.

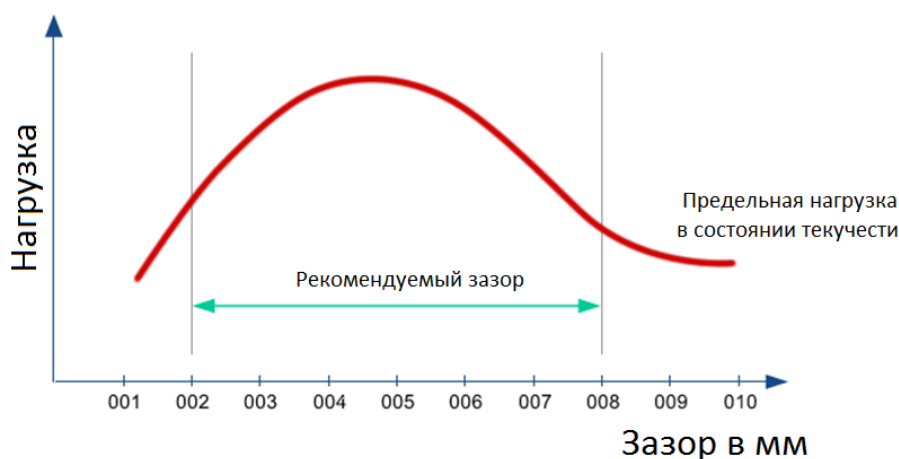


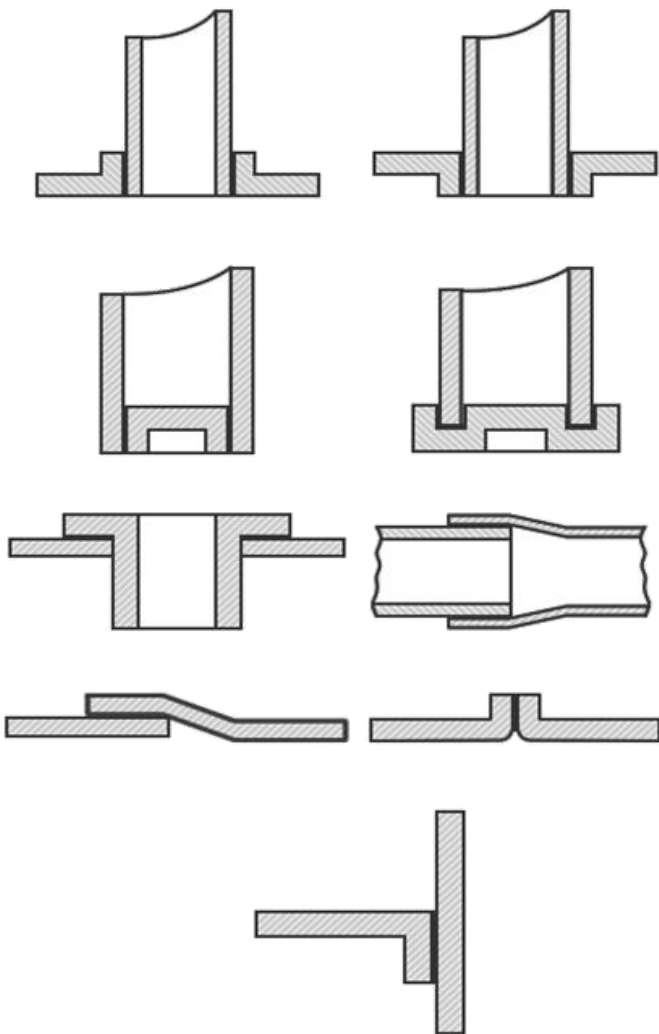
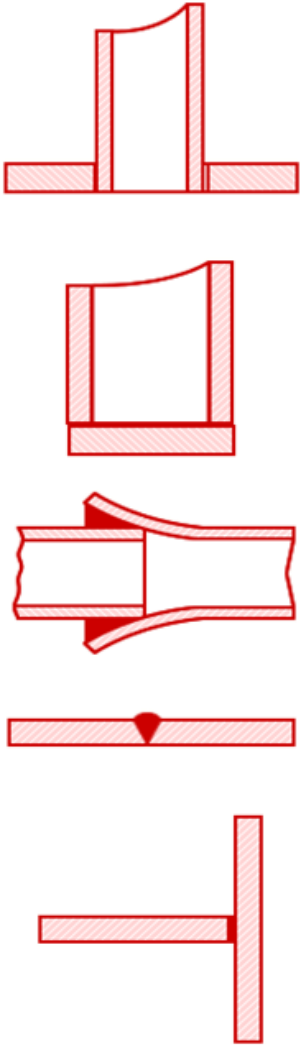
Рис. 5.1. Изменение предельной нагрузки в зависимости от зазора

В рассмотренных выше соединениях зазор между паяемыми элементами имеет постоянную величину; если паяемые элементы соприкасаются по линии или в точке, то зазор в разных местах спая, как правило, различен и спаивание

происходит только в тех местах, где припой удерживается в зазоре капиллярными силами.

Таблица 5.1

Рекоменуемые и не рекомендуемые паяные швы

	
<p>Рекоменуемые швы</p>	<p>Не рекомендуемые</p>

5.3. *Технология пайки*

Предварительная подготовка паяемых соединений состоит в обезжиривании, очистка поверхности от неметаллических пленок. Удалять неметаллические пленки можно механически и химически путем травления деталей перед пайкой в специальных растворах.

Для химического удаления неметаллических пленок характерно несколько переходов:

- травление,

- промывка,
- нейтрализация остатков травителя,
- сушка.

Затем производится нагрев соединяемых деталей до температуры ниже температуры плавления паяемых деталей.

По температуре плавления припоя различают:

- Низкотемпературная пайка: $T < 450^{\circ}\text{C}$
- Среднетемпературная пайка: $T > 450^{\circ}\text{C}$
- Высокотемпературная пайка: $T > 900^{\circ}\text{C}$

Применяют многообразные способы пайки: паяльником с периодическим подогревом или с непрерывным подогревом газом, жидким топливом или электрическим подогревом; газопламенными горелками; электронагревом (преимущественно электросопротивлением); в жидких средах; в печах; специальные.

Таблица 5.2

Сравнение различных способов пайки

№ ПП	Способ пайки	Вид нагрева	Температура пайки, °С	Время пайки, с
1	Волной припоя	Общий	220 - 265	1,2 - 2,5
2	В жидком теплоносителе	Общий	250 - 260	15 - 20
3	Конденсационная	Общий	215	40 - 90
4	В камере с нагретым газом	Общий	250 - 300	20 - 40
5	Струей горячего пара	Локальный	300 - 400	2-5
6	Групповым паяльником	Локальный	320 - 340	0,8 - 1,0
7	Параллельными электродами	Локальный	220 - 250	0,3 - 0,5
8	В инфракрасной конвейерной печи	Общий	205 - 210	15 - 20
9	Сфокусированным ИК - излучением	Локальный	220 - 250	0,3 - 0,8
10	Лазерная непрерывная	Локальный	220 - 250	0,3 - 0,5
11	Лазерная импульсная	Локальный	250 - 300	0,02 - 0,08

После пайки необходимо устранить остаточные деформации мойкой в горячей воде. Избегать теплового удара.

5.4. Припой

Припои должны быть легкоплавкими, хорошо смачивать соединяемые поверхности, обладать достаточно высокой прочностью, пластичностью, непроницаемостью. В технике применяют широкую номенклатуру припоев, разделяемую на группы по температуре плавления и по химическому составу.

Припои классифицируют по следующим признакам:

- химическому составу,
- температуре плавления,
- технологическим свойствам.

По химическому составу различают:

- свинцово-оловянные,
- серебряные,
- медно-фосфорные,
- цинковые,
- титановые и др.

Припои принято делить на две группы — мягкие и твёрдые. К мягким относятся припои с температурой плавления до 300°C, к твёрдым — выше 300°C. Кроме того, припои существенно различаются по механической прочности. Мягкие припои имеют предел прочности при растяжении 16–100 МПа, а твёрдые — 100–500 МПа.

Мягкими припоями являются оловянно-свинцовые сплавы (ПОС) с содержанием олова от 10 (ПОС-10) до 90% (ПОС-90), остальное свинец. Проводимость этих припоев составляет 9—15% чистой меди. Большое количество оловянно-свинцовых припоев содержит небольшой процент сурьмы.

Наиболее распространёнными твёрдыми припоями является медно-цинковые (ПМЦ) и серебряные (ПСр) с различными добавками.

В последнее время, при выборе припоя, более серьёзно учитывают токсичность его компонентов. В электротехнике и электронике (особенно в бытовой) всё чаще используют *бессвинцовые припои*.

Таблица 5.3

Припой и рекомендации по их применению)

Марка припоя	Система припоя	Температура плавления, °С		Примеры изделий
		начальная	конечная	
<i>Высокотемпературные припои</i>				
ВПр	Cu-Ni	1080	1120	Трубопроводы и другие изделия из коррозионно-стойкой стали
ВПр2	Cu-Mn-Ni	960	970	
ВПр4	Cu-Ni-Mn	940	980	
Д63	Cu-Zn	900	905	Стальные изделия неотчетственного назначения
ПСр25ф	Cu-Ag-P	645	725	Детали из меди и ее сплавов
ПСр25	Cu-Zn-Ag	740	775	Трубопроводы
ПСр40	Ag-Cu-Zn	590	610	Детали из стали и меди
ЛсрМинб3	Ag-Cu-In	750	760	Детали из сплавов титана
<i>Низкотемпературные припои</i>				
02,03	Sn	232	232	Детали для любых климатических условий без покрытий
Пос90	Sn-Pb	183	220	Детали с гальваническими покрытиями (серебрение, золочение)
ПСр2, 5	Ag-Sn-Pb	295	300	Детали и электромонтажные соединения, работающие при $t < 200^{\circ}\text{C}$

Паяльные флюсы

В процессе пайки для защиты поверхностей от загрязнения и окисления и соответственно для улучшения растекания жидкого припоя применяют флюсы.

Флюс в расплавленном и газообразном состояниях должен способствовать смачиванию поверхности основного металла расплавленным припоем.

Флюсы могут быть твердые, пастообразные, жидкие и газообразные.

Наиболее распространенными паяльными флюсами являются бура

($\text{Na}_2\text{B}_4\text{O}_7$) и борная кислота (H_3BO_3), хлористый цинк (ZnCl_2), фтористый калий (KF) и другие галоидные соли щелочных металлов.

При низкотемпературной пайке применяют в виде флюса канифоль и ее растворы, вазелин, а также более активные флюсы, содержащие органические кислоты (олеиновую, молочную, лимонную) и др.

Для повышения активности флюса добавляют фтористые и хлористые соли металлов.

5.1. Расчет паяных соединений на прочность

Расчет паяных соединений на прочность аналогичен расчету сварных соединений. Стыковые паяные соединения рассчитывают на прочность как целые детали по номинальному сечению соединяемых деталей, так как сечения соединяемых деталей и сечение пайки идентичны. Естественно, что допускаемые напряжения определяются прочностью примененного припоя.

Расчет паяных соединений проводят по номинальному напряжению в зависимости от предела прочности. Значения предела прочности на срез при пайке наиболее распространенными оловянно-свинцовыми припоями:

Таблица 5.4

Допускаемые напряжения для паяных соединений

Материал паяемых элементов	Припой	Способы нагрева	Допускаемые напряжения для соединений, МПа	
			стыковых	нахлесточных
Латунь	Олово	Паяльником	40-50	30-40
Медь	ПОС 40		60-70	40-50
	ПОС 18		80-90	25^10
	ПСр 45	В печи	300-320	240-300
Низкоуглеродистая сталь	Олово	Паяльником	80	40
	ПОС 40		100	50
	ПОС 18		105	60
	ПСр 45	В печи	220-240	170-180
	ВПр		300-400	250-300
	МІ		350-400	180-200

При расчете нахлесточных соединений надо учитывать лишь то, что площадь расчетного сечения равна площади контакта (пайки) деталей соединения, например, при действии центральной сдвигающей силы нахлесточные соединения (рис. 5.2) рассчитывают на срез

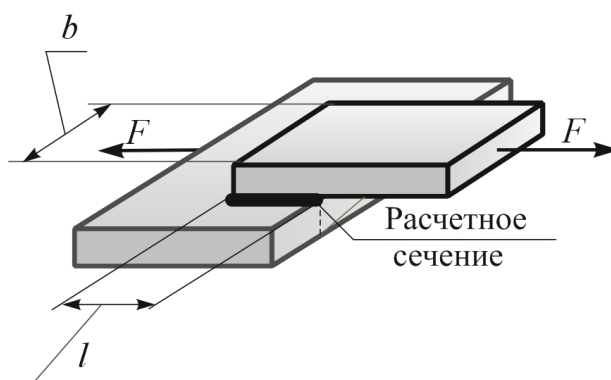


Рис. 5.2

6. КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

Клеевое соединение - неразъемное соединение деталей с помощью клея, наносимого на соединение поверхности.

Склеивание применяется для закрепления элементов на платах, шасси и лицевых панелях, для соединения различных прокладок и уплотнительных колец с металлическими деталями; вообще склеивают материалы и их сплавы, натуральные, синтетические и слоистые материалы, стекло, керамику, спекаемые материалы.

6.1. Достоинства и недостатки

Замена сварки, пайки, заклепочных соединений склеиванием уменьшает массу конструкции, позволяет соединить почти любые материалы, упрощает процесс сборки. По сравнению с другими способами соединения достоинство клеевого соединения состоит в равномерности распределения механических напряжений по шву. Обычно в зоне соединения при склеивании не возникает коррозия, в большинстве случаев эти соединения непроницаемы для паров, жидкостей, герметичны, вакуумплотны, поглощают вибрации (снижают шум). В этом состоят основные преимущества клеевого соединения.

Клеевые соединения не выдерживают длительное время большие нагрузки, при повышенных температурах, особенно во влажной атмосфере или при низких температурах снижается прочность клеевого соединения. В этом состоят основные недостатки таких соединений.

6.2. Физико-химические основы склеивания

В основе процессов склеивания материалов находятся явления когезии и адгезии.

Когезия – это сцепление частиц одного и того же материала, *адгезия* – это сцепление частиц различных материалов; причиной когезии и адгезии являются силы межмолекулярного взаимодействия. Кроме того в процессе склеивания возникает сложные физико-химические явления, адсорбция, электростатические силы, диффузия (у высокомолекулярных полимеров).

Незначительное влияние на клеящую способность оказывает механическое сцепление клеящего вещества (механическая адгезия).

Для качественного соединения необходима соответствующая подготовка склеиваемых поверхностей и достаточное смачивание клеящим веществом.

Клеящими веществами являются высокополимерные синтетические смолы или реактивные смеси различных химических структур. Для металлов применяют растворы смол: эпоксидной, фенольной, полиэфирной, полиуретановой и силиконовой, а для пластмасс растворы смол, кроме перечисленных, поливиниловых соединений, полиамидов, полиакрилатов, производных каучука и аминопластов. Отверждение клеящего вещества осуществляется или посредством химической реакции или посредством испарения и диффузии.

К клеям предъявляют следующие требования: нейтральность к склеиваемым материалам, стойкость к воде, к воздействию различных сред, к нагреванию, охлаждению, резким перепадам температур; грибостойкость; высокие адгезионные и когезионные свойства; простота нанесения на поверхность; хорошее заполнение зазоров между соединяемыми поверхностями; продолжительная жизнеспособность приготовленного клея; возможность склеивания при комнатной и повышенных температурах и низком давлении.

При выборе клея необходимо учитывать физико-химические и технические свойства, а также условия эксплуатации изделия.

Краткая характеристика клеев: предел прочности при сдвиге при температуре 20°C – 60...320 кгс/см², соединяют в зависимости от марки клея различные металлы с металлами и неметаллами, неметаллы с неметаллами, стойкость к воздействию внешних сред (бензина, керосина, масла, температуры, холода и др.), интервал рабочих температур (-60...250°C), виброустойчивость и др. Лучшими клеями для склеивания полимера является раствор или расплав этого полимера.

Для достижения электропроводности при сохранении прочности и применяют токопроводящие клеи (контаколы)- смеси токопроводящего материала (металлического порошка или пудры и т.п.) со связующей смолой. Такие клеи склеивают различные электро- и радиодетали, их применяют для изготовления печатных схем. Для склеивания серебряных, медных, платиновых, палладиевых поверхностей, покрытых припоем ПОС61 применяют клей контакол К-4.

6.3. Технологический процесс склеивания

Технологический процесс склеивания состоит из следующих операций:

1. подготовка поверхностей клеиваемых деталей,
2. подготовка клея,

3. нанесение клея на склеиваемые поверхности,
4. сушка (открытая выдержка) нанесенного клея перед сборкой соединяемых деталей,
5. сборка деталей,
6. запрессовка,
7. отверждение клеевых швов (открытая выдержка при определенных температуре и давлении в течении заданного времени),
8. зачистка клеевых соединений,
9. контроль качества соединения.

Качество подготовки поверхностей в значительной мере определяет прочность соединения. Поверхности тщательно пригоняют одна к другой, очищают от загрязнений, в некоторых случаях повышают шероховатость поверхности для увеличения поверхности склеивания, создают промежуточные слои, имеющие повышенную адгезию к поверхности металла, а клеи к ним. Оптимальная шероховатость поверхности $R_z=20\text{...}6,3$ мкм. Иногда перед склеиванием на поверхность наносят защитное покрытие, препятствующее коррозии.

Обработку выполняют механическим, химическим или физическим способами.

Механическим способом удаляют:

- а) остатки лака, грязь, оксидные слои, окалину после прокатки, прессовочные пленки и прилипшие отслаивающиеся вещества (удаляют посредством пескоструйной или дробеструйной обработки обезжиренным материалом, шлифования, зачистки наждаком, полирования, очистки стальными щетками, пламенной струи, снятия стружки);
- б) лаки и жиры удалять растворителями при погружении деталей в ацетон, бензин, хлористые и фтористые углеводороды или водные растворы моющих веществ (акрил, акрилсульфанол, щелочные растворы тринатрий фосфата). Быстро очищают поверхность при ультразвуковой обработке с мощностью колебаний $5\text{...}10$ Вт/см².

Химические способы обработки поверхности применяют только для пластмасс; способы оказывают термическое или электрическое воздействие на поверхность детали. К термическим способам относят пламенные способы (например, обработка газовым пламенем).

К электрическим способам относят: облучение элементарными частицами, обладающими большой энергией; обработка электрическим разрядом в газовой атмосфере; обработка тлеющим разрядом низкого давления. Подготовка клея заключается в тщательном смешивании исходных

компонентов. Смешивание выполняется в тех случаях, когда клеящее вещество состоит из двух и более компонентов. При смешивании не должны быть замешаны воздушные пузырьки. Для приготовления больших количеств клея используют вакуумные смесители. Срок применения холодных клеящих веществ ограничен. Обычно смешивание производят перед их употреблением.

Способ нанесения клея определяется его консистенцией (пустотой, вязкостью).

Жидкотекучие клеи наносят кистью, пульверизатором или погружением и накатыванием с помощью валика. Пастообразные клеи наносят шпателем. Твердые клеи перед употреблением сначала разжижают (для хорошего смачивания поверхностей). Для этого склеиваемые детали нагревают, и их поверхность посыпают порошком клеящего вещества. При автоматическом склеивании используют клеевые пленки.

Соединение склеиваемых деталей производится в приспособлениях, обеспечивающих при отверждении клея фиксирование деталей в определенном положении.

Фиксирование деталей выполняют с помощью стальных стяжных лент, болтовых соединений снабженных пружинами, грузов, струбцин, скоб, прессов и прессформ.

При склеивании на всю поверхность должно действовать постоянное давление.

Величина давления зависит от марки клея. Отверждение клея производится в нагревательных печах, обеспечивающих равномерный нагрев.

Для нагревания соединяемых элементов при сушке применяют сушильные камеры (шкафы), обдувку теплым воздухом, контактные и рефлекторные электронагреватели, ТВЧ, инфракрасные лучи.

Сборку склеиваемых деталей производят запрессовкой в пневматических, гидравлических, винтовых прессах, автоклавах и с помощью специальных приспособлений. Требуемый подогрев деталей при сборке выполняют на прессах с электроподогревом или паровым обогревом. Режимы склеивания (время, давление, температура) определяет применяемый состав клея.

Контроль соединения в готовых изделиях выполняют по этапам:

- внешний осмотр изделия, простукивание и проверка с помощью специальных приборов без разрушения соединения
- испытания образцов - свидетелей или образцов, вырезанных из изделий
- испытания разрушением определенного процента изделий от серии и др.

6.4. Прочность клеевых соединений

Вид клеевого соединения выбирается так, чтобы возникали в нем в основном сдвигающие нагрузки, а остальные виды нагрузок были минимальными (рис. 6.1).

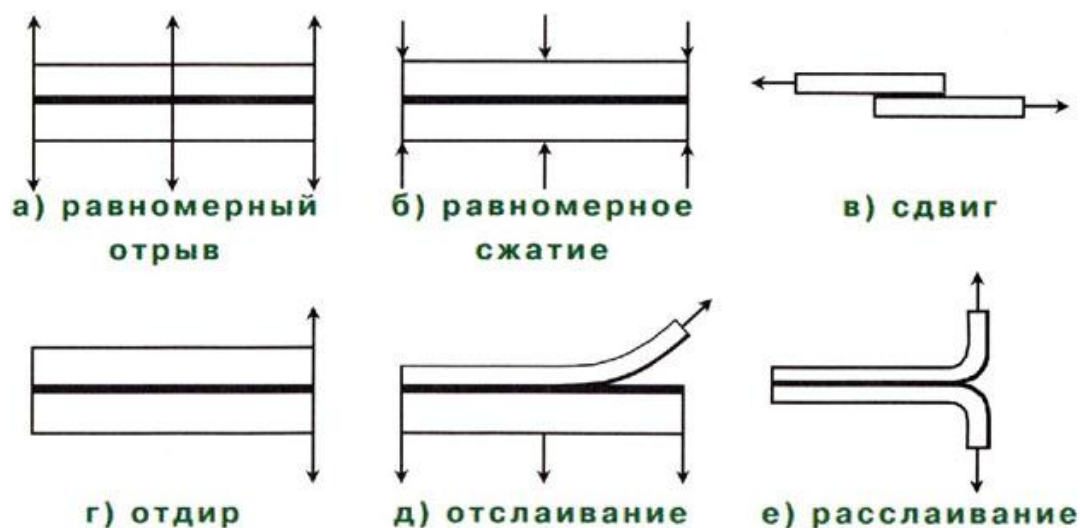


Рис. 6.1. Виды нагрузок на клеевые соединения

При всех видах соединений клеевой шов должен воспринимать всю нагрузку и поэтому должен иметь возможно большую поверхность, однако длина соединения должна быть ограничена некоторой величиной. Изгибание, как и скалывающие нагрузки, приводят к надрыву соединения у концов перекрытия. С увеличением толщины шва увеличивается изгибающий момент, поэтому толщина пленки клеящего вещества должна быть равномерной не превышать 0,2 мм.

Прочность соединения определяется свойствами отвержденного клея в клеевом соединении, прочностью склеиваемого материала и видам соединения.

Вид клеевого соединения определяется конфигурацией детали и нагрузкой.

Прочным клеевым соединением является одинарная нахлестка, двойная нахлестка, нахлестка с подсечкой, соединение с скошенными кромками, полушиповое, с двойной накладкой, со скошенными накладками и др. (рис. 6.2.). Кроме того клеевые соединения часто применяют в комбинации с другими типами соединений (сварными, клепанными, резьбовыми) для придания соединениям дополнительных свойств – герметичности, прочности, вибростойкости.

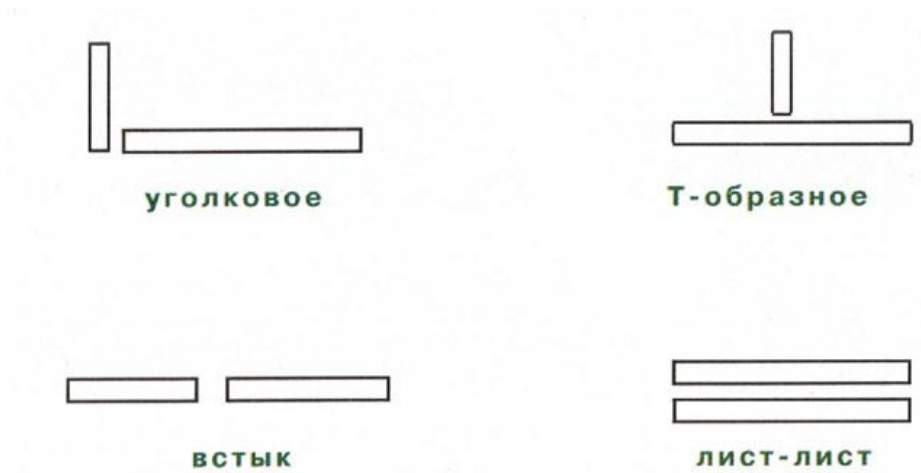


Рис. 6.2. Основные типы клеевых соединений

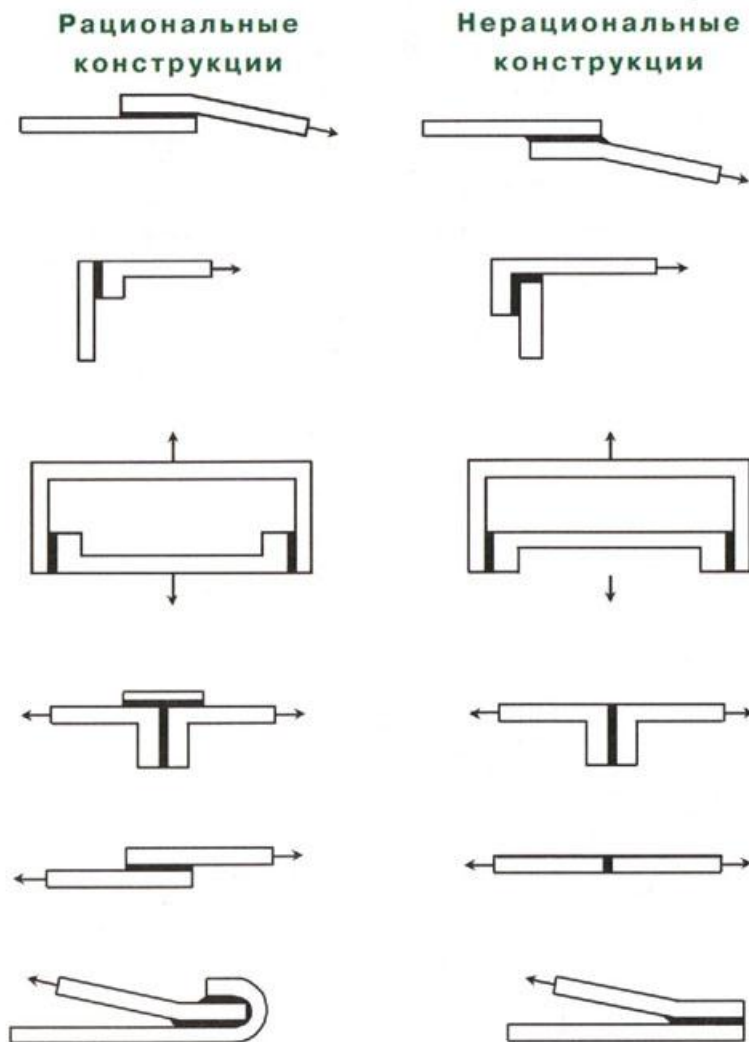


Рис. 6.3. Схемы рациональных и нерациональных конструкций клеевых соединений

ОГЛАВЛЕНИЕ

1.	ШПОНОЧНЫЕ И ШЛИЦЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	1
1.1.	Введение.....	1
1.2.	Соединение клиновыми и тангенциальными шпонками.....	2
1.3.	Соединение призматическими шпонками.....	3
1.4.	Расчет шпоночного соединения	5
1.5.	Подвижные шпоночные соединения.....	6
1.6.	Сегментная шпонка (Woodruff).....	7
1.7.	Конструкция соединения с цилиндрической шпонкой.....	7
1.8.	Зубчатые (шлицевые) соединения.....	8
1.9.	Расчет зубчатых соединений	10
2.	РЕЗЬБОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	12
2.1.	Классификация резьб.....	12
2.2.	Достоинства резьбовых соединений	13
2.3.	Геометрические параметры резьбы.....	13
2.4.	Основные типы резьб.....	14
2.5.	Конструктивные формы резьбовых соединений	16
2.6.	Способы стопорения резьбовых деталей.....	19
2.7.	Теория винтовой пары	21
2.8.	Распределение осевой нагрузки винта по виткам резьбы.....	23
2.9.	Расчет резьбовых соединений на прочность.....	24
2.10.	Расчет на прочность стержня винта (болта) при различных случаях нагружения	26
2.11.	Расчет соединений, включающих группу болтов.....	31
3.	ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	35
3.1.	Введение.....	35
3.2.	Области применения.....	35
3.3.	Материалы заклепок	36

3.4.	Методика расчета заклепочных швов.....	37
4.	СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	40
4.1.	Введение.....	40
4.2.	Классификация сварных швов.....	41
4.3.	Основные геометрические параметры сварного шва.....	46
4.4.	Расчет на прочность сварных швов.....	48
5.	ПАЯНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ	53
5.1.	Введение.....	53
5.2.	Основные паяные соединения	54
5.3.	Технология пайки.....	56
5.4.	Припой.....	58
5.1.	Расчет паяных соединений на прочность	60
6.	КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	62
6.1.	Достоинства и недостатки.....	62
6.2.	Физико-химические основы склеивания	62
6.3.	Технологический процесс склеивания.....	63
6.4.	Прочность клеевых соединений	66