

Министерство образования Республики Беларусь
БЕЛОРУССКИЙ НАЦИОНАЛЬНЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ

Кафедра «Детали машин и подъемно-транспортные машины и механизмы»

И.П. Ким, А.А. Калина

НЕРАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ И СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

Учебно-методическое пособие

к решению задач по дисциплине «Детали машин»

для студентов инженерно-технических специальностей

Учебное электронное издание

М и н с к 2 0 1 0

УДК 621.791.052 + 621.884 (075.4)

Авторы:

И.П. Ким, А.А. Калина

Рецензенты:

В.Л. Басинюк, кандидат технических наук, доцент;

В.М. Сурин, доктор технических наук, профессор

Учебно-методическое пособие содержит описание конструкций сварных, паяных, клеевых, заклепочных соединений и соединений с натягом, а также вывод расчетных формул. Предложены решения типичных задач по разделам «Неразъемные соединения» и «Соединения с натягом». Пособие предназначено для студентов инженерно-технических специальностей, изучающих дисциплины «Детали машин» и «Прикладная механика».

Белорусский национальный технический университет
Пр-т Независимости, 65, г. Минск, Республика Беларусь
Тел (017) 292-77-52 факс (017) 292-91-37
Регистрационный № БНТУ/МСФ27-1.2010

© БНТУ, 2010

© Ким И.П., Калина А.А., 2010

СОДЕРЖАНИЕ

1. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	4
1.1. Основные понятия и определения.....	4
1.2. Обозначение швов сварных соединений.....	6
1.3. Расчет сварных соединений.....	10
1.3.1. Стыковые соединения.....	10
1.3.2. Соединения, выполненные при помощи угловых швов.....	12
1.3.3. Расчет швов точечного соединения.....	17
1.4. Свариваемость сталей. Электроды. Выбор допускаемых напряжений.....	19
1.5. Примеры решения задач расчета сварных соединений.....	24
2. ПАЯНЫЕ И КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	35
2.1. Паяные соединения.....	35
2.2. Клеевые соединения.....	40
2.3. Примеры решения задач расчетов паяных и клеевых соединений.....	43
3. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ.....	47
3.1. Общие сведения.....	47
3.2. Расчет прочных швов.....	52
3.3. Расчет прочноплотных швов.....	56
3.4. Примеры решения задач расчета заклепочных соединений.....	60
4. СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ.....	71
4.1. Общие сведения.....	71
4.2. Расчет соединений с натягом.....	72
4.3. Расчет деталей соединения на прочность.....	78
4.4. Соединения посадкой на конус.....	81
4.5. Фрикционные соединения коническими кольцами.....	82
4.6. Пример решения задачи соединения фрикционными кольцами.....	85
ЛИТЕРАТУРА.....	86

1. СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

1.1. Основные понятия и определения

Сварка – технологический процесс получения неразъемных соединений посредством установления межатомных связей между соединяемыми частями при их нагревании, расплавлении кромок (сварка плавлением) и (или) совместном пластическом деформировании за счет приложения внешнего усилия (сварка давлением).

К сварке плавлением относятся: электродуговая, электрошлаковая, газовая, электронно-лучевая, плазменная. К сварке давлением – газопрессовая, термитная, контактная, ультразвуковая, диффузионная, трением и другие.

Сварное соединение – неразъемное соединение, выполненное сваркой. Различают следующие основные виды сварных соединений: С – стыковые (рис. 1.1, а), Н – нахлесточные (рис. 1.1, б), Т – тавровые (рис. 1.1, в), У – угловые (рис. 1.1, г) и Ц – торцовые (рис. 1.1, д).

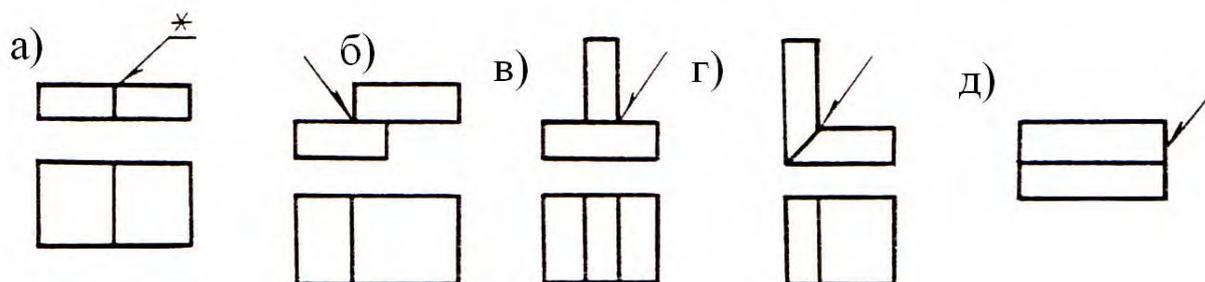


Рис. 1.1. Виды сварных соединений:

а – стыковое; б – нахлесточное; в – тавровое; г – угловое; д – торцовое

Примеры обозначения сварных швов приведены в п. 1.2.

Сварной шов – участок сварного соединения, образовавшийся в результате кристаллизации расплавленного металла, или в результате пластической деформации при сварке давлением, или сочетания кристаллизации и деформации.

Стыковой шов – сварной шов стыкового соединения. Примеры форм поперечного сечения стыковых швов показаны на рис. 1.2.

* Здесь и далее для упрощения сварные швы обозначаются без указания стандарта и типа шва.

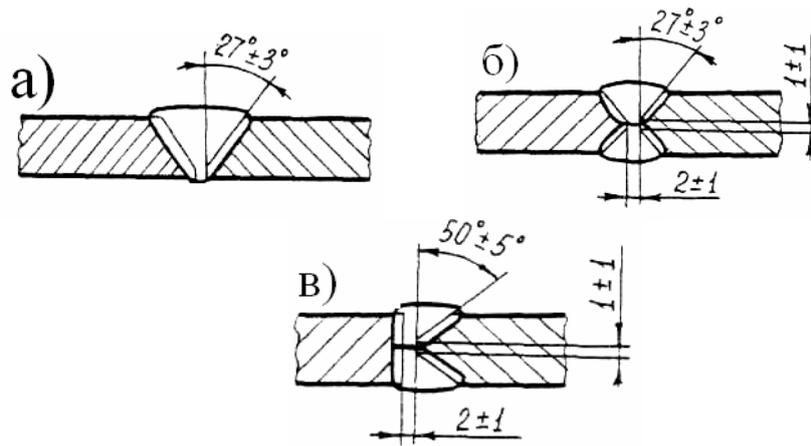


Рис. 1.2. Формы поперечного сечения стыковых швов:
а – V-образный; б – X-образный; в – К-образный

Выбор характера подготовки кромок для сварки зависит от толщины соединяемых элементов.

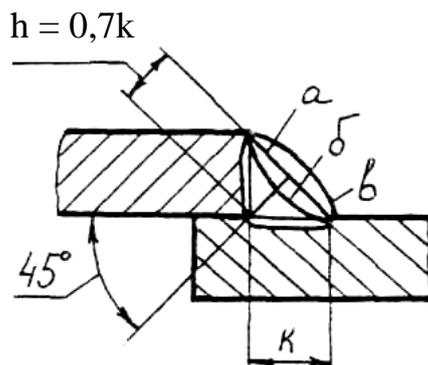


Рис. 1.3. Угловой шов:
а – нормальный; б – вогнутый;
в – выпуклый; к – катет; h – высота
углового шва

Стыковое соединение – сварное соединение двух элементов, примыкающих друг к другу торцовыми поверхностями.

Угловой шов – сварной шов углового, нахлесточного или таврового соединений (рис. 1.3). В ответственных конструкциях рекомендуется угловые и тавровые соединения выполнять стыковыми швами с подготовкой кромок (рис. 1.4).

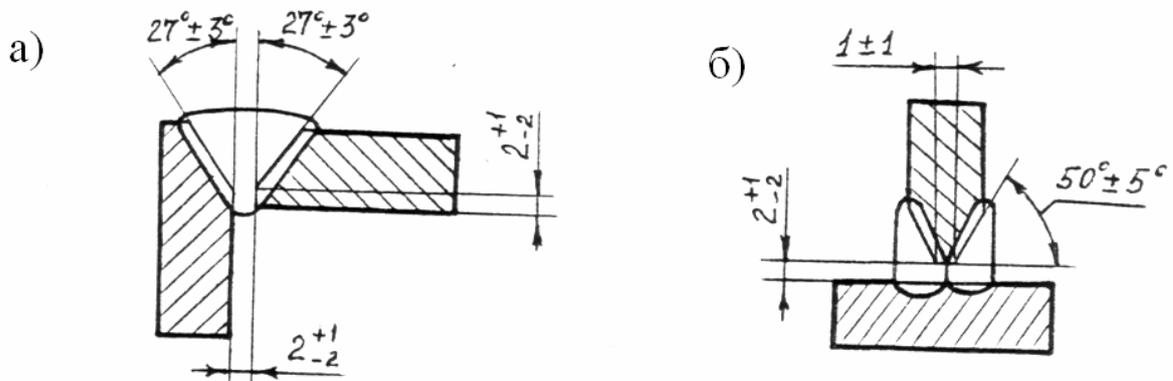


Рис. 1.4. Угловое (а) и тавровое (б) соединения с подготовкой кромок

В зависимости от формы и расположения относительно линии действия силы различают лобовые (рис. 1.5, а), фланговые (рис. 1.5, б), комбинированные (рис. 1.5, в), косые (рис. 1.5, г), кольцевые (рис. 1.5, д) швы.

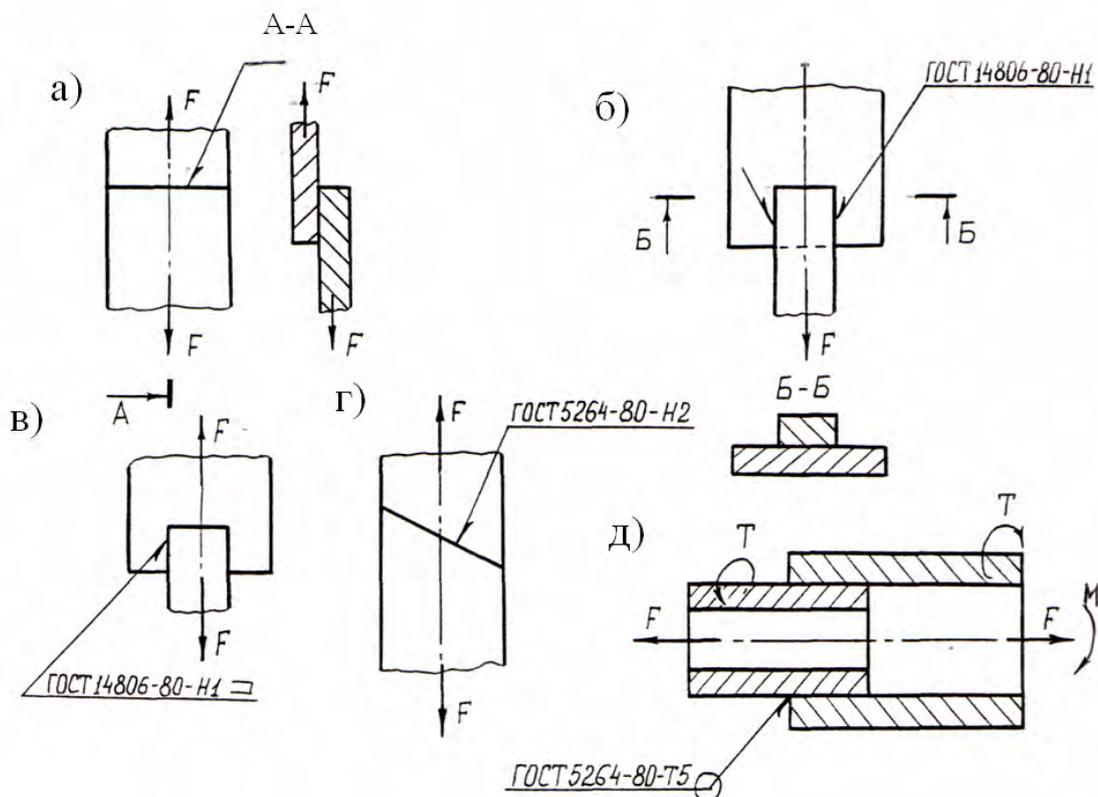


Рис. 1.5. Виды швов в зависимости от формы и расположения:
 а – лобовой; б – фланговый; в – комбинированный; г – косой; д – кольцевой

1.2. Обозначение швов сварных соединений

Сварные швы всех типов по ГОСТ 2.312-72 условно изображают сплошными основными линиями (видимый шов 1 на рис. 1.6) или штриховыми линиями (невидимый шов 2 на рис. 1.6). Видимую сварную точку условно изображают знаком, выполняемым сплошными основными линиями (точка 3 на рис. 1.6). Невидимую сварную точку не изображают. К изображениям сварных швов подводят линии-выноски, оканчивающиеся односторонними стрелками. Линии-выноски предпочтительно проводить от видимого шва. Условное обозначение шва наносят над полкой линии-выноски для шва на лицевой стороне и под полкой – для шва на оборотной стороне.

* Обозначение швов дано упрощенно.

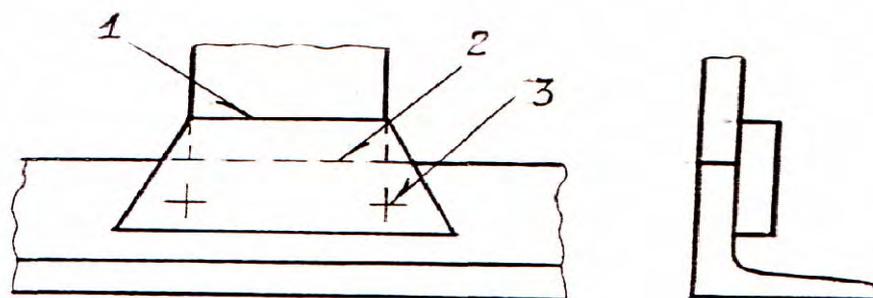


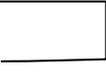
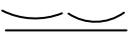
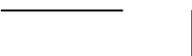
Рис. 1.6. Изображение сварных швов:
1 – видимого; 2 – невидимого; 3 – сварной точки

Структура условного обозначения стандартного шва или одиночной сварной точки по ГОСТ 2.312-72 приведена на рис. 1.7.

Вспомогательные знаки, обозначающие механическую обработку шва, расположение точек или участков прерывистого шва, замкнутость линии шва и т. п. показаны в табл. 1.1.

Таблица 1.1

Условные знаки в обозначениях сварных швов

№ знака	Знак	Что означает
1		Шов по замкнутой линии
2		Шов по незамкнутой линии; знак применяют, если расположение шва ясно из чертежа
3		Знак, после которого ставят размер катета шва в миллиметрах
4		Шов прерывистый или точечный с цепным расположением
5		Шов прерывистый или точечный с шахматным расположением
6		Усиление шва снять
7		Наплывы и неровности шва обработать с плавным переходом к основному металлу
8		Шов выполнять при монтаже изделия

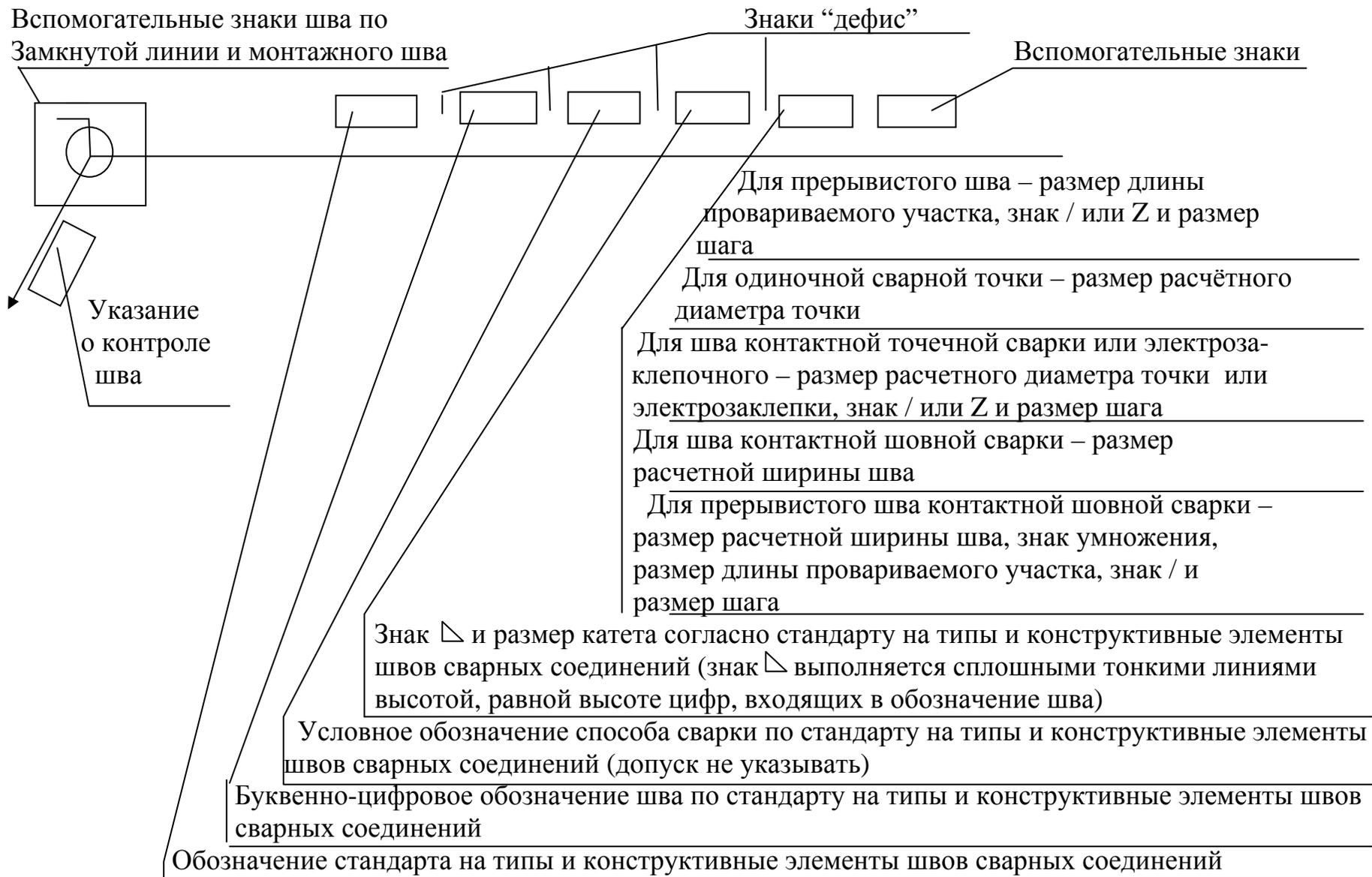
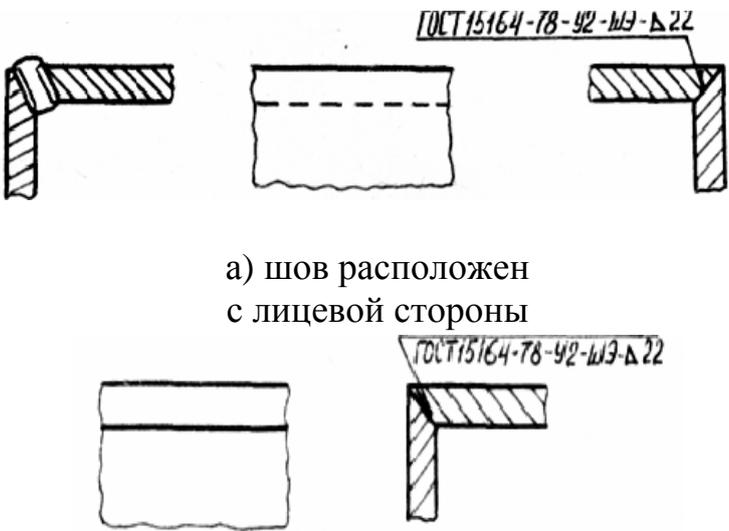
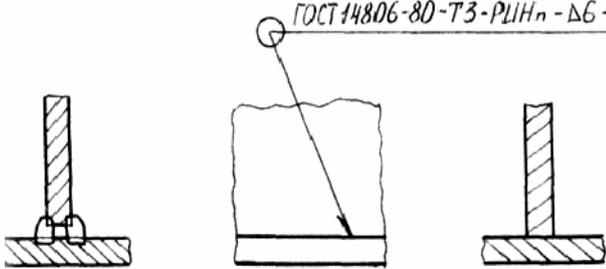


Рис. 1.7. Структура условного обозначения стандартного шва или одиночной точки

Примеры обозначения сварных швов приведены в табл. 1.2.

Таблица 1.2

Примеры обозначения швов сварных соединений

Характеристика шва	Форма поперечного сечения	Условное обозначение шва, изображенного на чертеже
<p>Шов углового соединения со скосом кромок, выполненный электрошлаковой сваркой проволочным электродом, катет шва 22 мм</p>	 <p>а) шов расположен с лицевой стороны</p> <p>б) шов расположен с внутренней стороны</p>	<p>ГОСТ 15164-78-У2-ШЗ-Δ22</p> <p>ГОСТ 15164-78-У2-ШЗ-Δ22</p>
<p>Шов таврового соединения без скоса кромок, двухсторонний, прерывистый с шахматным расположением, выполненный дуговой ручной сваркой в защитных газах неплавящимся металлическим электродом по замкнутой линии, катет шва 6 мм, длина провариваемого участка 50 мм, шаг 100 мм</p>		<p>ГОСТ 14806-80-ТЗ-РШН_n-Δ6-50Z100</p>

При наличии в сборочной единице одинаковых швов обозначение следует нанести у одного из швов, а от изображений остальных одинаковых швов провести линии-выноски с полками. Одинаковым швам присваивают один номер, который наносят на линии-выноске с полкой, на которой находится обозначение шва, и указывают число швов. У остальных швов наносят только номер шва соответственно над полкой или под полкой линии-выноски (рис. 1.8). Номера швам можно не присваивать, если швы на чертеже одинаковы и изображены с

одной лицевой (или оборотной) стороны. Линиями-выносками без полок отмечены швы, не имеющие обозначения.

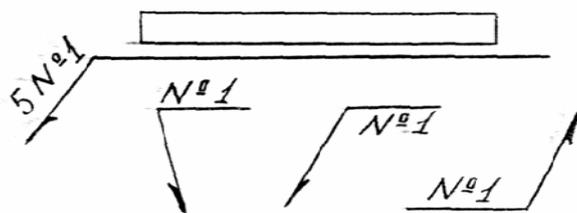


Рис. 1.8. Обозначение одинаковых швов

1.3. Расчет сварных соединений

1.3.1. Стыковые соединения

Стыковые соединения могут разрушаться по шву, месту сплавления металла шва с металлом детали и сечению самой детали в зоне термического влияния. При качественном выполнении сварки зона стыкового шва должна обладать той же прочностью, что и основной металл детали, поэтому разрушение происходит преимущественно в зоне термического влияния. Зона термического влияния – прилегающий ко шву участок детали, в котором в результате нагревания при сварке понижаются механические свойства металла. Поэтому рассчитывают стыковые сварные соединения на прочность по размерам сечения детали в вышеуказанной зоне, в зависимости от вида действующих нагрузок, по тем же формулам, что и целые детали. Возможное снижение прочности деталей, связанное со сваркой, учитывают при назначении допускаемых напряжений (п. 1.4).

Например, допустимое напряжение при растяжении (сжатии) материала шва, МПа:

$$[\sigma'_p] = \varphi[\sigma_p], \quad (1.1)$$

где $[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение при растяжении основного металла, МПа;
 $\varphi = 0,9 \dots 1,0$ – коэффициент прочности сварного соединения. При расчете косоугольного шва $\varphi = 1,0$.

Условие прочности при действии продольной (растягивающей) силы

$$\sigma' = F/A = F/(\delta \cdot l) \leq [\sigma'_p], \quad (1.2)$$

где F – внешняя нагрузка, действующая в плоскости соединяемых листов перпендикулярно шву, Н;

δ и l – толщина и длина сварного шва, соответственно, мм.

Допускаемая растягивающая (сжимающая) нагрузка в сварных швах:
 прямом (рис. 1.9, а)

$$[F] = [\sigma'_p] \cdot \delta \cdot l; \quad (1.3)$$

косым (рис. 1.9, б)

$$[F] = [\sigma'_p] \cdot \delta \cdot l / \sin \beta, \quad (1.4)$$

где β – угол между образующей косого шва и линией действия силы.

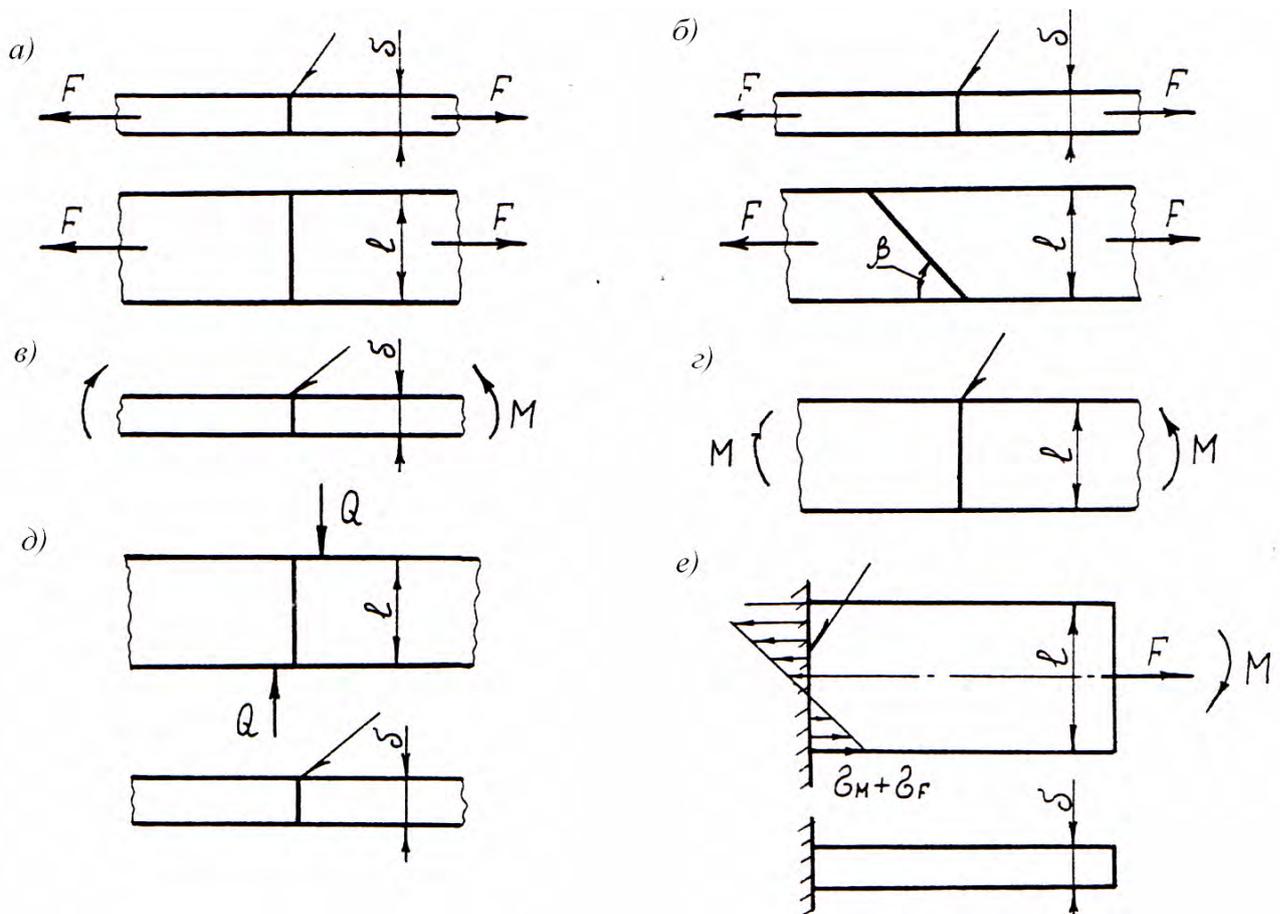


Рис. 1.9. Варианты нагружения сварных стыковых соединений:
 а, б - растягивающей силой; в, г - изгибающим моментом;
 д - перерезывающей силой; е - растягивающей силой и изгибающим моментом

Напряжения в сварном стыковом шве от действия момента распределяются неравномерно по сечению шва (аналогично случаю изгиба). Расчет соединения на прочность при действии только момента производят по формуле (рис. 1.9, в, г):

$$\sigma' = \frac{M}{W} \leq [\sigma'_p], \quad (1.5)$$

где M – нагружающий момент, Нмм;

$$W = \frac{\delta^2 \cdot l}{6} \quad (\text{см. рис. 1.9, в});$$

$$W = \frac{\delta \cdot l^2}{6} \quad (\text{см. рис 1.9, г});$$

$W = 0,1d^3$ (для круглого сечения) – момент сопротивления сечения шва; мм³;
 d – диаметр свариваемых частей стержня.

При любых схемах нагружения напряжения в стыковом шве от действия нескольких силовых факторов суммируются геометрически.

Например, для стыкового таврового соединения, нагруженного растягивающей силой и изгибающим моментом (рис. 1.9, е), суммарное напряжение находится по формуле:

$$\sigma' = \sigma'_M + \sigma'_F = \frac{M}{W} + \frac{F}{A} \leq [\sigma'_p]. \quad (1.6)$$

При расчете на срез от действия перерезывающей силы Q , действующей в плоскости шва (рис. 1.9, д), условие прочности имеет вид:

$$\tau' = \frac{Q \cdot S_{ш}}{I_{ш} \cdot \delta} \leq [\tau'], \quad (1.7)$$

где τ' и $[\tau']$ – напряжение в шве и допустимое напряжение при срезе материала шва, МПа (табл.1.3);

Q – перерезывающая расчетная нагрузка, Н;

$S_{ш} = \frac{\delta l^2}{8}$ – статический момент относительно оси сечения сварного шва, расположенного выше (ниже) уровня рассматриваемых волокон, мм³;

$I_{ш} = \frac{\delta l^3}{12}$ – момент инерции сечения сварного шва, мм⁴.

1.3.2. Соединения, выполненные при помощи угловых швов

Угловые швы независимо от их вида рассчитывают на срез по наименьшему (опасному) сечению шва, проходящему через биссектрису прямого угла (см. рис. 1.3).

Площадь опасного (расчетного) сечения:

$$A = k \cdot \sin 45^\circ \cdot L = 0,7k \cdot L,$$

где k – катет треугольника поперечного сечения шва;

L – общая длина (периметр) сварного шва.

Размер катета шва k , как правило, равен толщине свариваемых деталей δ , но может быть и меньше.

Фланговый шов – шов, расположенный параллельно линии действия нагружающей силы (рис. 1.10, а). Основными напряжениями флангового шва являются касательные напряжения τ' в биссекторном сечении, которые распределены неравномерно по длине шва. Неравномерность распределения напряжений возрастает с увеличением длины шва и разности податливостей деталей. На практике применяют фланговые швы длиной не более $(50-60)k$.

Расчет таких швов (см. рис. 1.10, а) производят по формуле:

$$\tau' = F / (0,7k \cdot L) \leq [\tau'], \quad (1.8)$$

где $[\tau']$ – допускаемое напряжение в шве при срезе, МПа;

$L = 2l$ – общая длина двух швов, мм.

При конструировании сварных соединений швы целесообразно располагать таким образом, чтобы они были нагружены равномерно. Поэтому приварку симметричного элемента следует производить симметрично расположенными швами. Если вышеуказанный элемент присоединить к конструкции односторонним фланговым швом, то шов и приваренный элемент будут нагружены дополнительным моментом. При сварке элементов несимметричных профилей, например, уголков, предполагается, что основные напряжения растяжения (сжатия) распределяются по сечению равномерно и, следовательно, их равнодействующая проходит через центр тяжести поперечного сечения (рис. 1.10, б).

В таком случае нагрузка на каждый фланговый шов определяется по закону рычага:

$$F_1 = F \cdot \frac{e_2}{e_1 + e_2} \quad ; \quad F_2 = F \cdot \frac{e_1}{e_1 + e_2},$$

где F_1 и F_2 – усилия, передаваемые швами;

e_1 и e_2 – расстояния от швов до центра тяжести течения.

Для соблюдения условия равнопрочности швы выполняются с различной

длиной l_1 и l_2 , причем $\frac{l_1}{l_2} = \frac{e_2}{e_1}$.

Если соединение фланговыми швами нагружено моментом (рис. 1.10, в), то распределение напряжений по длине шва неравномерно. Неравномерность распределения напряжений тем больше, чем больше отношение длины швов к расстоянию между ними $(1/b)$.

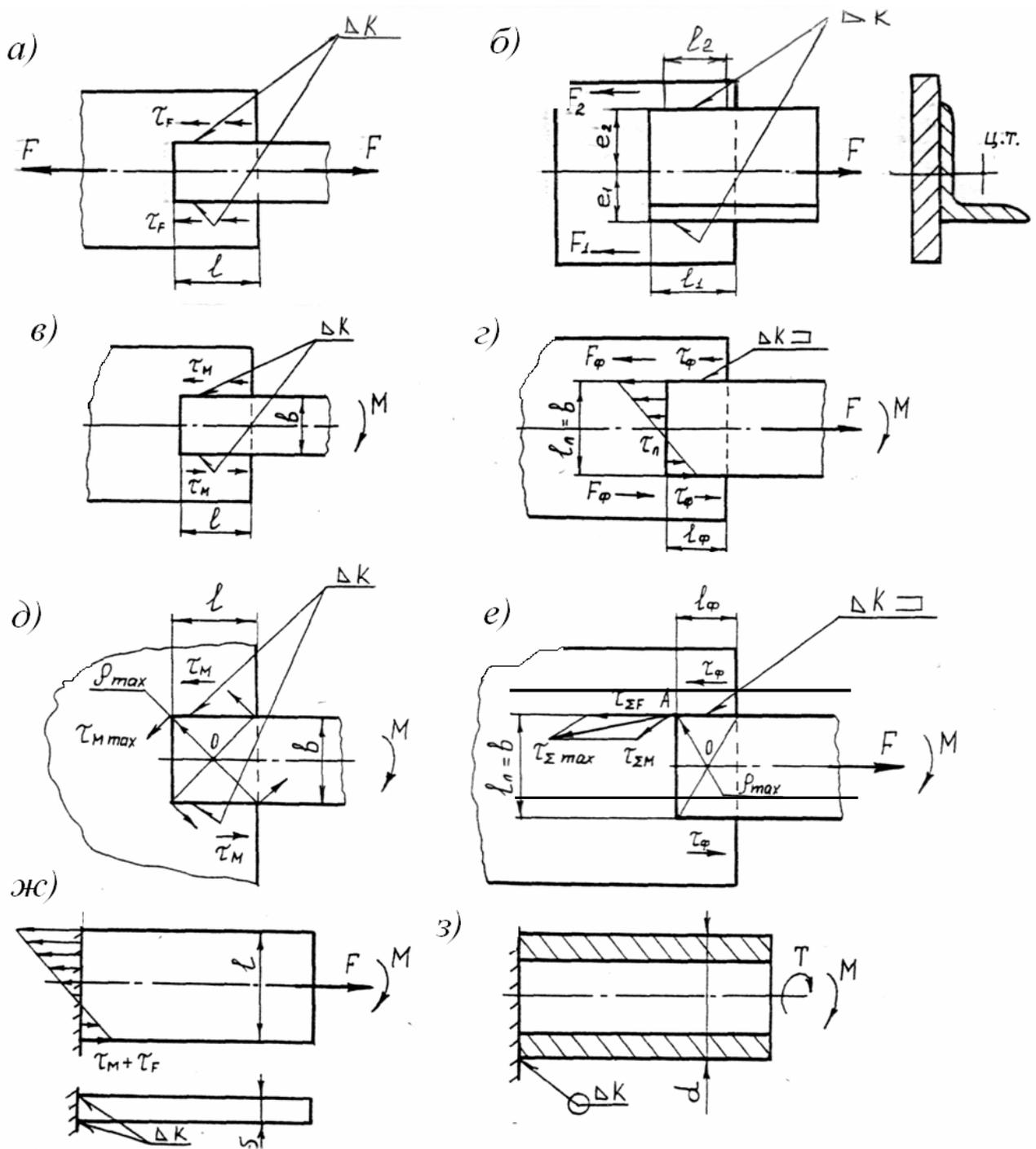


Рис. 1.10. Варианты нагружений угловых швов:
 а, б - растягивающей силой; в, д - изгибающим моментом; г, е, ж - силой и моментом;
 з - изгибающим и крутящим моментами

Максимальные напряжения определяются по формуле:

$$\tau^F = \frac{M}{W_F}; \quad (1.9)$$

где M – действующий момент, Н·мм;

W_p – полярный момент сопротивления сечения швов в плоскости разрушения, мм^3 .

Для коротких швов ($l < b$), предполагая, что напряжения направлены вдоль швов и распределены равномерно, условие прочности записывается следующим образом:

$$\tau' = \frac{M}{0,7k \cdot b \cdot l} \leq [\tau'] \quad (1.10)$$

Лобовой шов – шов, расположенный перпендикулярно линии действия нагружающей силы (см. рис. 1.5, а).

При действии на лобовой шов сосредоточенной силы (рис. 1.10, г) условие прочности имеет вид:

$$\tau' = \frac{F}{A} = \frac{M}{0,7k \cdot l_l} \leq [\tau'] \quad (1.11)$$

где l_l – длина лобового шва, мм.

При действии момента (см. рис. 1.10, г) расчетное напряжение

$$\tau' = \frac{M}{W} = \frac{6M}{0,7k \cdot b^2} \quad (1.12)$$

где b – ширина листа, мм ($b \geq k$).

Комбинированные сварные швы (лобовые и фланговые) применяются для увеличения прочности соединения, если она не обеспечивается каким-нибудь одним из вышеуказанных типов швов. Приближенный расчет комбинированных швов, нагруженных изгибающим моментом в плоскости стыка (см. рис. 1.10, г), выполняют с допущением, что швы работают независимо, а короткие фланговые швы передают только усилия, направленные вдоль линии их расположения.

Условие равновесия в данном случае можно записать, принимая, что изгибающий момент M уравнивается парой сил в горизонтальных швах и моментом в вертикальном шве:

$$M = M_\phi + M_l = A_\phi \cdot \tau'_M \cdot b + \tau'_M W_l \quad ,$$

где $A_\phi = 0,7k l_\phi$ – площадь опасного сечения одного флангового шва;

b – расстояние между фланговыми швами (ширина привариваемой детали), $b = l_l$, мм;

$W_l = 0,7k \cdot b^2 / 6$ – момент сопротивления сечения лобового шва, мм^3 .

Тогда, расчетное уравнение примет следующий вид:

$$\tau'_M = \frac{M}{A_\phi \cdot b + W_l} = \frac{6M}{6 \cdot 0,7k \cdot l_\phi \cdot b + 0,7k \cdot b^2} \leq [\tau'] \quad (1.13)$$

Из уравнения (1.13) при известных M и $[\tau']$ можно определить один из параметров сварного шва (k или l_ϕ). Размеры привариваемого элемента обычно определяют из расчета его на прочность (в данном случае на изгиб) под действием приложенной нагрузки. Таким образом, размер l и толщина δ привариваемого элемента к моменту расчета сварного шва уже известны. Если же задаться l_ϕ и k , то последнее уравнение становится проверочным. По нему определяются действующие касательные напряжения и сравниваются с допускаемыми.

При уточненном расчете принимают, что привариваемый элемент стремится повернуться вокруг центра тяжести площади опасных сечений швов (рис. 1.10 д).

Тогда максимальное напряжение среза находится по формуле

$$\tau'_M = \frac{M \cdot \rho_{\max}}{I_p} \leq [\tau'], \quad (1.14)$$

где ρ_{\max} – расстояние от центра тяжести площади сечений швов до наиболее удаленной точки шва, мм;

l_ϕ – полярный момент инерции сечения шва определяется как сумма осевых моментов инерции: $I_p = I_x + I_y$.

Если комбинированный шов нагружен только силой F , действующей вдоль осей фланговых швов, то условие прочности имеет вид

$$\tau'_F = \frac{F}{A} = \frac{F}{0,7k(2l_\phi + l_n)} \leq [\tau']. \quad (1.15)$$

При одновременном действии силы и момента (рис.1.10) касательные напряжения от обоих факторов суммируются геометрически. В приближенных расчетах суммарное максимальное напряжение можно находить по формуле

$$\tau'_{\Sigma \max} = \tau'_F + \tau'_M \leq [\tau']. \quad (1.16)$$

Для угловых тавровых швов (рис. 1.10, ж) суммарное напряжение определяется аналогично:

$$[\tau_\Sigma] = \tau'_M + \tau'_F = \frac{M}{2 \cdot W} + \frac{F}{2 \cdot A} = \frac{6M}{2l^2 \cdot 0,7k} + \frac{F}{2l \cdot 0,7k} \leq [\tau']. \quad (1.17)$$

Для таврового соединения трубы, нагруженной крутящим и изгибающим моментом (рис. 1.10, з), и с учетом того, что векторы возникающих касательных

напряжений расположены во взаимно перпендикулярных плоскостях, условие прочности имеет вид:

$$\tau'_2 = \sqrt{(\tau'_M)^2 + (\tau'_T)^2} \leq [\tau'] \quad (1.18)$$

где $\tau'_T = \frac{2l}{0,7k\pi d^2}$ – напряжение в шве от крутящего момента, МПа;

$\tau'_M = \frac{4M}{0,7k\pi d^2}$ – напряжение в шве от изгибающего момента, МПа.

Если на кольцевой шов действует осевая растягивающая сила F , то возникающие касательные напряжения находят по формуле:

$$\tau'_F = \frac{F}{0,7k\pi d} \quad (1.19)$$

где d – наружный диаметр трубы, мм.

1.3.3. Расчет швов точечного соединения

Точечной сваркой обычно соединяют между собой детали с плоскими поверхностями. Суммарная толщина свариваемых элементов не превышает 10 мм. Расчет данного соединения производят в предположении равномерного распределения нагрузки по всем точкам. Неравномерность распределения усилий между точками учитывают снижением допускаемых напряжений среза $[\tau']$ на 10-20 %.

Максимальное напряжение среза находится в самой нагруженной точке (рис. 1.11)

$$\tau = \frac{4 R_{max}}{\pi \cdot d^2} \leq [\tau'_{cp}] \quad (1.20)$$

где d – диаметр сварных точек, мм;

R_{max} – равнодействующая в наиболее нагруженной точке, Н;

$[\tau'_{cp}] = 0,4[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение среза, МПа.

При действии на соединение силы F и изгибающего момента M равнодействующая находится по теореме косинусов:

$$R_{max} = \sqrt{(R_{i\ max}^M)^2 + (R_{i\ max}^F)^2 - 2R_{i\ max}^M \cdot R_{i\ max}^F \cdot \cos\alpha} \quad (1.21)$$

где i – число сварных точек;

$$R_i^F = \frac{F}{i} \text{ – усилие в точке от силы } F;$$

$$R_{i \max}^M = \frac{M}{\sum \rho_i^2} \cdot \rho_{\max} \text{ – усилие наиболее нагруженной точки от момента } M;$$

ρ_i – расстояние от центра тяжести соединения до центров сварных точек;

ρ_{\max} – расстояние от центра тяжести соединения до центра наиболее удаленной точки.

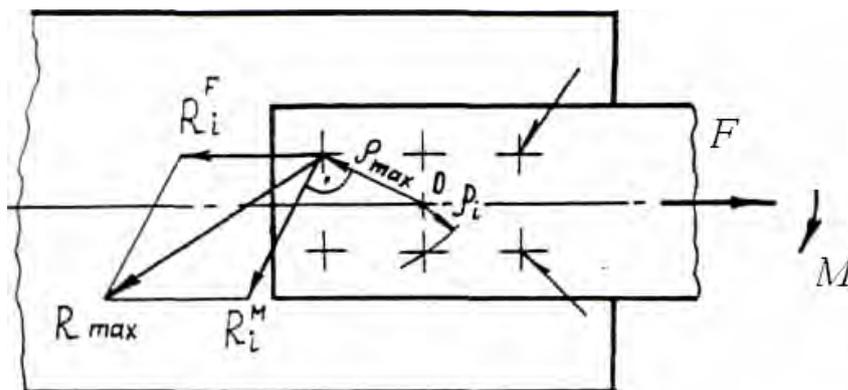


Рис. 1.11. Точечное сварное соединение

Условие прочности соединения роликовой сваркой (рис. 1.12):

$$\tau'_{cp} = \frac{F}{b \cdot l} \leq [\tau'_{cp}]. \quad (1.22)$$

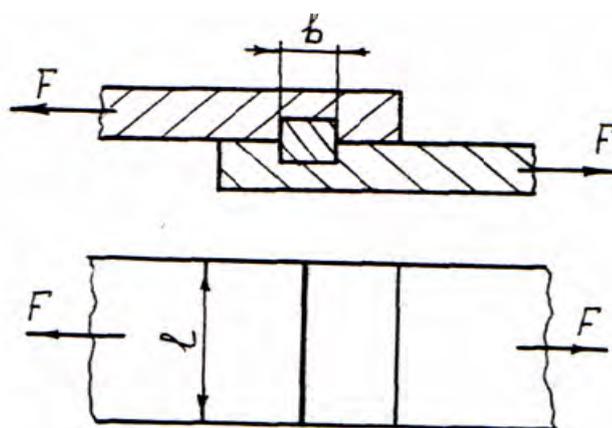


Рис. 1.12. Соединение роликовой сваркой

1.4. Свариваемость сталей. Электроды. Выбор допускаемых напряжений

Основными характеристиками свариваемости сталей являются их склонность к образованию трещин и механические свойства сварного шва.

По свариваемости стали подразделяют на три группы:

1 – хорошая свариваемость (БСт1 - БСт4, стали 08; 10; 15; 20; 25; 15Г; 20Г; 15Х; 20Х; 20ХГСА; 12ХН2 и т.д.);

2 – удовлетворительная свариваемость (БСт5, стали 30; 35; 30Л; 35Л; 20ХН3А; 12Х2Н4А и др.);

3 – ограниченная свариваемость (40Г; 50Г; 65Г; У7; У8; У10; 65; 75; 85; 50ХГ; 50С2; 60С2А; Х12; 8Х3; 5ХГМ и др.)

Сварочные материалы, применяемые для сварки стальных конструкций, должны обеспечивать механические свойства материала шва и сварного соединения (предел прочности, предел текучести, относительное удлинение, угол загиба, ударную вязкость) не менее нижнего предела свойств основного материала конструкции.

В зависимости от марки стали, склонности к образованию трещин, требований, предъявляемых к конструкциям, при самом распространенном виде сварки – дуговой, применяют электроды различных марок (ГОСТ 9467 – 75):

Э38; Э42; Э46; Э50 – для сварки углеродистых и низколегированных конструкционных сталей с временным сопротивлением разрыву σ_b до 500 МПа;

Э42А; Э46А; Э50А – для сварки углеродистых и низколегированных конструкционных сталей с σ_b до 500 МПа, когда к металлу сварных швов предъявляют повышенные требования по пластичности и ударной вязкости;

Э55; Э60 – для сварки для сварки углеродистых и низколегированных сталей $500 \leq \sigma_b \leq 600$ МПа;

Э70; Э85; Э100; Э125; Э150 – для сварки легированных конструкционных сталей повышенной и высокой прочности с $\sigma_b > 600$ МПа;

Э-09М; Э-09МХ; Э-09Х1М; Э-05Х2М; Э-09Х2М1; Э-10Х5МФ – для сварки легированных теплоустойчивых сталей.

Допускаемые напряжения в сварных швах при статической внешней нагрузке (табл. 1.3) назначают в зависимости от способа сварки, типа электрода и от допускаемых напряжений, принятых для основного металла.

Для некоторых сталей значения допускаемых напряжений при растяжении указаны в табл. 1.4.

При действии на конструкцию переменных нагрузок допускаемые напряжения определяются при умножении допускаемых напряжений при статических нагрузках на коэффициент γ .

$$\gamma = \frac{1}{(aK_{\sigma} \pm b) - (aK_{\sigma} \pm b) \cdot R} \cdot K_L \leq 1, \quad (1.23)$$

где a и b – коэффициенты (для углеродистой стали $a = 0,9$; $b = 0,3$);
 K_{σ} – эффективный коэффициент концентрации напряжений (табл. 1.5 и 1.6);
 R – коэффициент асимметрии цикла;
 K_L – коэффициент долговечности.

Таблица 1.3

Допускаемые напряжения в швах сварных соединений при постоянной нагрузке

Вид сварки	Допускаемые напряжения для сварных швов		
	при растяжении [σ'_p]	при сжатии [σ'_c]	при сдвиге (срезе) [τ']
Автоматическая и ручная электродами Э42А, S46А, Э50А; в среде защитного газа; контактная стыковая с оплавлением	[σ_p]	[σ_p]	0,65 [σ_p]
Ручная электродами Э42 и Э50	0,9 [σ_p]	[σ_p]	0,6 [σ_p]
Ручная электродами Э34	0,6 [σ_p]	0,75 [σ_p]	0,5 [σ_p]
Контактная точечная и шовная	0,3 [σ_p]*	–	0,5 [σ_p]

*Соединения, выполненные точечной контактной сваркой, на растяжение практически не работают.

Примечание. Допускаемое напряжение для основного металла при растяжении [σ_p] ориентировочно можно принимать равным (0,6...0,8) σ_T .

Таблица 1.4

Допускаемые напряжения для стали

Сталь	Ст0 Ст2	Ст3 Ст4	Ст5	Низколегированная
Допускаемое напряжение, МПа	140	160	190	250

Таблица 1.5

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для сварных швов

Вид сварного шва	Коэффициент k_{σ} (k_{τ}) для стали	
	углеродистой	низко-легированной
Стыковой с полным проваром корня шва:		
при автоматической и ручной сварке и контроле швов	1,0	1,0
при ручной сварке без контроля качества шва	1,2	1,4
при автоматической сварке без контроля качества шва	1,1	1,2
Угловой лобовой:		
при ручной сварке	2,3	3,2
при автоматической сварке	1,7	2,4
угловой фланговый шов, работающий на срез от осевой силы	3,4	4,4

Таблица 1.6

Эффективные коэффициенты концентрации напряжений для сварных точечных и роликовых соединений

Материал	Состояние материала	Толщина соединяемых элементов в мм	Коэффициент k_{σ} (k_{τ}) для сварных соединений	
			точечных	роликовых
Сталь 10	Нормализованная	3-3	7,5	5,0
Сталь 30ХГСА	состояние поставки	1,5-1,5	12	-
Титановый сплав ВТ1	“	1,5-1,5	10,0	5,0
Алюминиевый сплав Д16Т	“	1,5-1,5	5,0	2,25

Коэффициент асимметрии цикла определяют как отношение наименьшего и наибольшего по абсолютному значению напряжений или усилий, взятых со своими знаками:

$$R = R_{\sigma} = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{F_{min}}{F_{max}} \quad \text{и} \quad R = R_{\tau} = \frac{\tau_{min}}{\tau_{max}} = \frac{F_{min}}{F_{max}}.$$

Верхние знаки в знаменателе формулы γ принимают, если наибольшими по абсолютному значению являются напряжения растяжения, а нижние – если напряжения сжатия.

Коэффициент долговечности находится по формуле:

$$K_L = \sqrt[m]{\frac{N_0}{N_{LE}}}, \quad (1.24)$$

где $N_0 = 3,4 \cdot 10^6$ – базовое число циклов перемены напряжений, соответствующее длительному пределу выносливости [7];

$$m = \frac{12}{K_{\sigma D}};$$

$$K_{\sigma D} = \frac{K_{\sigma}}{\varepsilon \beta} - \text{коэффициент, учитывающий суммарное влияние основных}$$

факторов на предел выносливости;

$\varepsilon \leq 1$ – масштабный фактор (рис. 1.13, [7]);

β – коэффициент упрочнения или коэффициент влияния качества обработки поверхности (рис. 1.14, [7]);

N_{LE} – эквивалентное число циклов нагружения определяется в зависимости от вида циклограммы нагружения.

В общем виде эквивалентное число циклов нагружения для сварных соединений определяется по формуле:

$$N_{LE} = \sum \left[\left(\frac{Q_i}{Q_{max}} \right)^{m'} \cdot N_{ci} \right], \quad (1.25)$$

где Q_i – переменная нагрузка, действующая на соединение (нагрузкой Q может быть усилие F , изгибающий M и крутящий T моменты и т.д.);

Q_{max} – максимальная из действующих нагрузок;

$m' = m$ – показатель степени при расчетах на изгиб, кручение, растяжение, сжатие;

$N_{ci} = 60 n_i l_{hi}$ – числа циклов изменения напряжений при действии нагрузок;

$Q_i ; n_i$ – частота изменения напряжения в минуту;

L_{me} – число часов работы под нагрузкой Q_i .

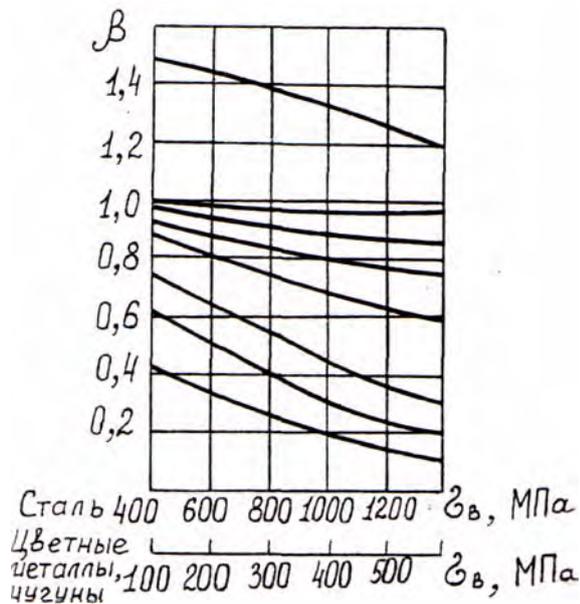


Рис. 113. Масштабный фактор β :

1' и 2' - пределов прочности углеродистых и легированных сталей; 1 и 2 - пределов текучести и выносливости этих же сталей; 4 и 6 - пределов выносливости тех же сталей при высокой концентрации напряжений; 3 - прочностные характеристики чугуна и цветных металлов; 5 - пределов выносливости этих же металлов при наличии концентрации

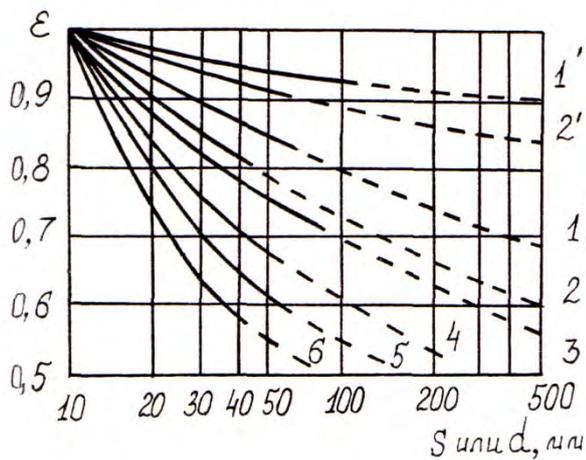


Рис. 1.14 Коэффициент, учитывающий состояние поверхности β :

1 - зеркальное полирование; 2 - грубое полирование или тонкое шлифование; 3 – тонкая обработка резцом (обтачивание, фрезерование); 4 - грубое шлифование или грубое обтачивание; 5 - наличие окалины или коррозии до работы; 6 - коррозия в пресной воде в процессе работы; 7 - то же в морской воде; 8 - наличие поверхностного упрочнения

1.5. Примеры решения задач расчета сварных соединений

Задача 1.5.1.

Рассчитать сварное стыковое соединение (см. рис. 1.9, в) двух горячекатанных полос толщиной 14 мм из стали Ст3, испытывающее действие изгибающего момента $M = 0,2$ кН·м. Допускаемое напряжение для материала шва $[\sigma'] = 160$ МПа.

Решение.

Примем толщину сварного шва равной толщине свариваемых деталей $k = \delta = 14$ мм.

Шов выполнен с предварительной разделкой кромок (см. рис. 1.2).

Из условия прочности сварного стыкового шва при действии момента (см. уравнение (1.5)) определим необходимую длину шва l .

$$\sigma' = \frac{M}{W} \leq [\sigma'_p],$$

где $W = \frac{\delta^2 l}{6}$, откуда $l = 6M / (\delta^2 \cdot [\sigma'_p]) = 6 \cdot 0,2 \cdot 10^6 / (14^2 \cdot 160)$

Расчетная ширина полосы $l = 38,26$ мм.

Округляем до стандартного значения 40 мм (ГОСТ 103-76).

Задача 1.5.2.

Определить высоту кронштейна из полосы толщиной $\delta = 14$ мм, приваренной к вертикальной стойке двумя угловыми швами (см. рис. 1.10, ж), при действии на него момента $M = 1,8$ кН·м. Материал деталей соединения сталь Ст3. Сварка ручная электродами Э42. Нагрузка статическая.

Решение.

По табл. 1.4 (см. п. 1.4) определяем допускаемое напряжение растяжения для материала балки $[\sigma_p] = 160$ МПа.

Допускаемое напряжение среза для угловых швов (см. табл. 1.3)

$[\tau'] = [\sigma_p] \cdot 0,65 = 160 \cdot 0,65 = 104$ МПа.

Условие прочности углового таврового соединения из формулы (1.17) запишется в виде:

$$\tau'_M = \frac{M}{2 \cdot W} = \frac{6M}{2 \cdot l^2 \cdot 0,7 \cdot k} \leq [\tau'],$$

где l – длина шва, примерно равная высоте листа, мм;
 k – катет шва, значение которого задаем равным 3 мм.
 Находим требуемую высоту листа.

$$h = l = \sqrt{\frac{6M}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot [\tau']}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 1,8 \cdot 10^6}{2 \cdot 0,7 \cdot 14 \cdot 104}} = 72,79 \text{ мм}.$$

Округляем полученное значение до стандартного по ГОСТ 103-76.
 Принимаем высоту кронштейна равной 75 мм.

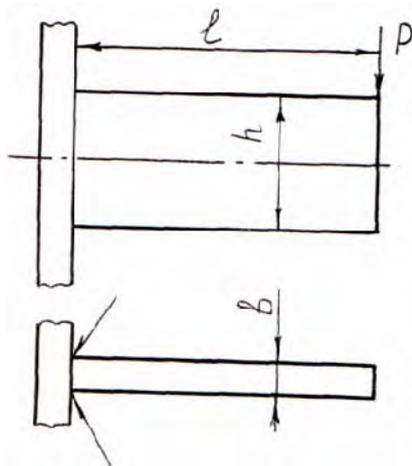
Задача 1.5.3.

Консольная балка ($l = 600$ мм; $h = 60$ мм; $B = 10$ мм) соединена с колонной втавр двумя сварными швами (рис. 1.15). Определить допускаемую величину силы P , исходя из соответствующего условия прочности для двух вариантов:

1. Угловые швы с катетами $k = 6$ мм выполнены вручную электродами Э42А, допускаемое напряжение при растяжении для материала балки $[\sigma_p] = 160$ МПа;

Соединение выполнено сварным швом с подготовкой кромок и глубоким проплавлением (влияние поперечной силы не учитывать).

Решение.



Допускаемое напряжение среза для угловых швов (см. табл. 1.3)

$$[\tau'] = 0,65 [\sigma_p] = 0,65 \cdot 160 = 104 \text{ МПа}.$$

В сварных швах возникают касательные напряжения от поперечной силы P и изгибающего момента M . Так как векторы τ'_p и τ'_m взаимно перпендикулярны, то величина суммарного напряжения находится по формуле:

$$\tau'_\Sigma = \sqrt{(\tau'_p)^2 + (\tau'_m)^2}.$$

Рис. 1.15. Крепление балки к колонне втавр

Пользуясь формулой (1.17), определяем τ'_p и τ'_m :

$$\tau'_p = \frac{P}{2 \cdot A_{шв}} = \frac{P}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot h},$$

где $A_{шв} = 0,7Kh$ – площадь опасного сечения одного углового шва, мм².

$$\tau'_p = \frac{P}{2 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot 60} = \frac{P}{504} \text{ МПа},$$

$$\tau'_M = \frac{M}{2 \cdot W_{шв}} = \frac{6 \cdot P \cdot l}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot h^2},$$

где $W_{шв} = 0,7 \frac{k \cdot h^2}{6}$ – момент сопротивления опасного сечения углового шва, мм³.

$$\tau_M = \frac{6 \cdot 600 \cdot P}{2 \cdot 0,7 \cdot 6 \cdot (60)^2} = \frac{60 \cdot P}{504} \text{ МПа},$$

$$\tau_{\Sigma} = \sqrt{\left(\frac{P}{504}\right)^2 + \left(\frac{60 \cdot P}{504}\right)^2} = \frac{61 \cdot P}{504} \text{ МПа}.$$

Из условия прочности

$$\frac{61 \cdot P}{504} \leq 104.$$

Отсюда $[P] = 859,3 \text{ Н}$.

Для стыкового шва, если не учитывать действие силы P (как при расчете балок на изгиб), условие прочности запишется в виде (см. формулу (1.5)):

$$\sigma'_p = \frac{M}{W_{шв}} \leq [\sigma'_p],$$

где $W_{шв} = \frac{bh^2}{6}$ – момент сопротивления сечения шва, равный моменту сопротивления балки, мм³.

$$\sigma'_p = \frac{6Pl}{bh^2} = \frac{6 \cdot 600 \cdot P}{10 \cdot 60^2} = \frac{P}{10} \text{ МПа}.$$

Из условия прочности $\frac{P}{10} \leq 160 \text{ Н}$, следовательно $[P] = 1600 \text{ Н}$.

Задача 1.5.4.

Проверить прочность сварных швов, соединяющих диск с зубчатым ободом и диск с уступцей (см. рис. 1.16). Мощность, передаваемая колесом,

$P = 18$ кВт, его угловая скорость $\omega = 10$ с⁻¹, величины катетов $k_1 = 6$ мм, $k_2 = 8$ мм, диаметры $d_1 = 550$ мм, $d_2 = 140$ мм.

Сварка полуавтоматическая электродами Э34. Материал диска – сталь Ст3, материал обода и ступицы – сталь 40.

Решение.

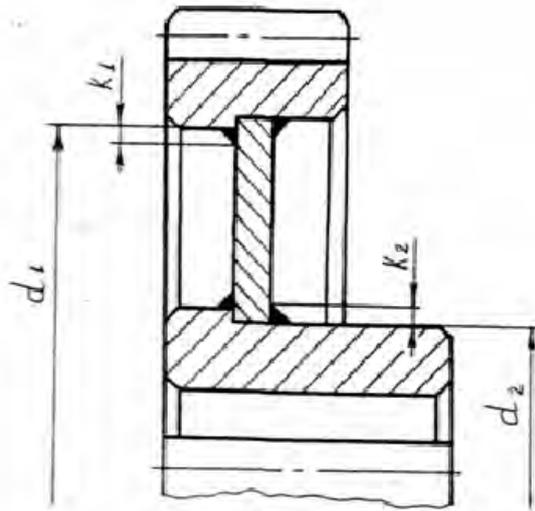


Рис. 1.16. Соединение диска и обода зубчатого колеса

Допускаемое напряжение среза для угловых швов при полуавтоматической сварке (табл.1.3):

$$[\tau'] = 0,65[\sigma_p] = 0,65 \cdot 160 = 104 \text{ МПа},$$

где $[\sigma_p] = 160$ МПа – допускаемое напряжение растяжения для материала сталь Ст3, так как расчет производится по наименьшим напряжениям.

Окружные усилия на наружном и внутреннем диаметрах диска:

$$F_{r1} = \frac{2T}{d_1} = \frac{2 \cdot 1,8}{0,55} = 5,8 \text{ кН},$$

$$F_{r2} = \frac{2T}{d_2} = \frac{2 \cdot 1,8}{0,14} = 25,7 \text{ кН},$$

$$T = \frac{P}{\omega} = \frac{18 \cdot 10^3}{10} = 1800 \text{ Нм}.$$

Длины фланговых швов:

$$l_{1\text{фл}} = \pi \cdot d_1 = \pi \cdot 550 \approx 1728 \text{ мм};$$

$$\ell_{2\text{фл}} = \pi \cdot d_2 = \pi \cdot 140 \approx 440 \text{ мм};$$

Рекомендуемая длина фланговых швов $L_{\text{фл}} \leq 50 k$.
Следовательно:

$$\ell_{1\text{фл}} = 50 \cdot 8 = 400 \text{ мм} < 1728 \text{ мм};$$

$$\ell_{2\text{фл}} = 50 \cdot 8 = 300 \text{ мм} < 440 \text{ мм}.$$

Для выполнения вышеуказанного условия сплошные швы заменяем прерывистыми – 6 участков длиной $\ell = 5k$.

Так как $F_{t2} > F_{t1}$, а $\ell_{2\text{фл}} < \ell_{1\text{фл}}$, то более нагружен шов по внутреннему периметру диска. Для него высота катета $k = 8$ мм.

Расчетное напряжение среза для этого шва определяем по формуле (1.8):

$$\tau'_{\text{ср}2} = \frac{F_{t2}}{l \cdot 0,7k_2 \cdot (6 \cdot l)} = \frac{25,7 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 8 \cdot 6 \cdot 5 \cdot 8} = 9,56 \text{ МПа} < 104 \text{ МПа},$$

$i = 2$, так как шов двухсторонний, а $\tau'_R = \frac{F_{t2}}{l \cdot A_{\text{шв}}}$ не учитывается из-за малости значения. Прочность шва обеспечивается.

Задача 1.5.5.

Проверить прочность сварного соединения трубы с плитой (рис. 1.17), выполненного путем обварки по контуру. Диаметр трубы $d = 160$ мм, катет углового шва $k = 10$ мм. На соединение действуют: крутящий момент $T = 15$ кНм, изгибающий момент $M = 10$ кНм, растягивающая сила $F = 5$ кН.

Материал трубы – сталь Ст3 ($\sigma_T = 220$ МПа), сварка ручная электродом Э42. Нагрузка статическая.

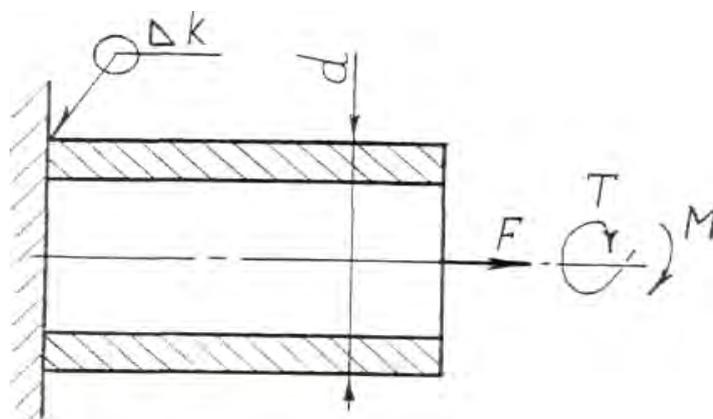


Рис. 1.17. Соединение трубы с плитой методом сварки

Решение.

Определяем допускаемые напряжения для основного металла (см. примечание к табл. 1.3) $[\sigma_p] = (0,6...0,8) \cdot \sigma_T = (0,6...0,8) \cdot 220 = 132...176$ МПа.

Для дальнейших расчетов принимаем среднее значение $[\sigma'_p] = 154$ МПа, сварного шва (см. табл. 1.3)

$$[\tau'] = 0,6 [\sigma_p] = 0,6 \cdot 154 = 92,4 \text{ МПа.}$$

Находим значения напряжений от действия F, T и M по формулам (1.18), (1.19):

$$\tau'_F = \frac{F}{0,7k\pi d} = \frac{5 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 10 \cdot \pi \cdot 160} = 1,42 \text{ МПа,}$$

$$\tau'_T = \frac{2T}{0,7k\pi d^2} = \frac{2 \cdot 15 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 10 \cdot \pi \cdot 160^2} = 53,3 \text{ МПа,}$$

$$\tau'_M = \frac{4M}{0,7k\pi d^2} = \frac{4 \cdot 10 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 10 \cdot \pi \cdot 160^2} = 71,05 \text{ МПа.}$$

Определяем суммарное напряжение

$$\tau'_B = \sqrt{(\tau'_F + \tau'_M)^2 + (\tau'_T)^2} = \sqrt{(1,42 + 71,05)^2 + (53,3)^2} = 89,96 \text{ МПа}$$

89,96 МПа < 92,4 МПа – условие прочности выполняется.

Задача 1.5. 6.

Рассчитать сварное соединение, крепящее неподвижный блок монтажного устройства к плите, если $F = 40$ кН, $h = 500$ мм, $\alpha = 30^\circ$ (рис. 1.18), материал электрода и метод сварки выбрать самостоятельно, недостающими данными задаться.

Решение.

Рассчитать сварное соединение – значит найти параметры шва (например, катет и длину углового шва) из соответствующего условия прочности. Длиной сварного шва или величиной катета можно задаться, а второй параметр найти. Предположим, что соединение угловыми швами выполнено вручную электродами Э34. Материал кронштейна сталь Ст3. Тогда допускаемое напряжение среза для сварного шва (см. табл. 1.3):

$$[\tau'] = 0,5 \cdot [\sigma_p] = 0,5 \cdot 160 = 80 \text{ МПа.}$$

Зададимся длиной одного шва $L = 400$ мм.

Рассмотрим, какие напряжения возникают в сварных швах в результате действия силы F . Для этого перенесем точки приложения сил $F/2$ в центр тяжести соединения (см. рис. 1.18). Получаем две проекции силы и опрокидывающий момент.

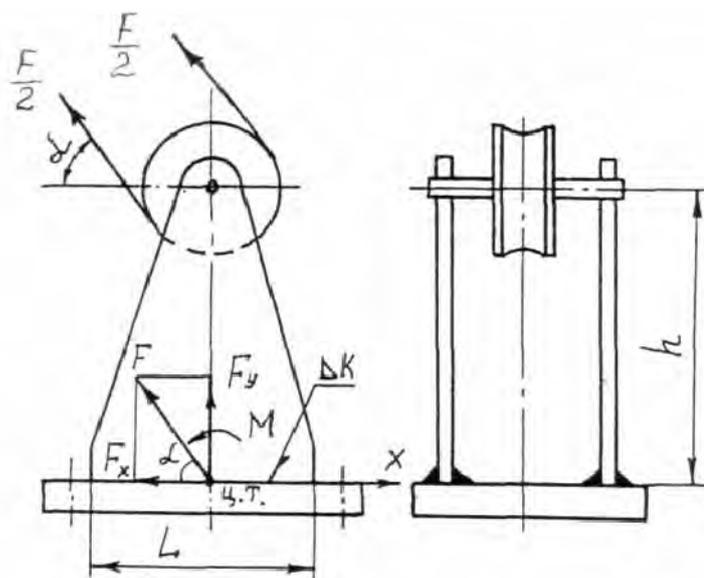


Рис. 1.18. Крепление неподвижного блока к плите

$$F_x = F \cdot \cos\alpha = 40 \cdot \cos 30^\circ = 34,64 \text{ кН};$$

$$F_y = F \cdot \sin\alpha = 40 \cdot \sin 30^\circ = 20 \text{ кН};$$

$$M = F_x \cdot h = 34,64 \cdot 0,5 = 17,32 \text{ кНм}.$$

Векторы касательных напряжений $\vec{\tau}'_{F_y}$ и $\vec{\tau}'_M$, возникающих в сварном шве от действия составляющей F_y ($\vec{\tau}'_{F_x}$) и момента M ($\vec{\tau}'_M$), расположены в одной плоскости, а векторы касательных напряжений от составляющей F_x ($\vec{\tau}'_{F_x}$) перпендикулярны плоскости действия $\vec{\tau}'_{F_x}$ и $\vec{\tau}'_M$. При геометрическом сложении величину суммарного касательного напряжения в сварном шве находят по формуле:

$$\tau'_S = \sqrt{(\tau'_{F_y} + \tau'_M)^2 + \tau'^2_{F_x}}$$

Найдем значения возникающих напряжений в каждом из четырех швов (см. формулы (1.8)...(1.12)):

$$\tau'_{F_y} = \frac{F_y}{4A_{шв}} = \frac{F_y}{4 \cdot 0,7 \cdot k \cdot L},$$

где $A_{шв} = 0,7 \text{ kL}$ – площадь опасного сечения одного, мм^2 ;

$$\tau'_{FY} = \frac{20 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,7 \cdot k \cdot 400} = \frac{17,86}{k} \text{ МПа},$$

$$\tau'_{FY} = \frac{M}{4 \cdot W_{ув}} = \frac{6 \cdot M}{4 \cdot 0,7 \cdot k \cdot L^2} \text{ МПа},$$

где $W_{ув} = \frac{0,7 \cdot k \cdot L^2}{6}$ – момент сопротивления опасного сечения шва, мм³.

$$\tau'_M = \frac{6 \cdot 17 \cdot 32 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,7 \cdot k \cdot 400^2} = \frac{231,92}{k} \text{ МПа},$$

$$\tau'_{FX} = \frac{F_x}{4A_{ув}} = \frac{34,64 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,7 \cdot k \cdot L} = \frac{34,64 \cdot 10^3}{4 \cdot 0,7 \cdot k \cdot 400} = \frac{30,92}{k} \text{ МПа},$$

$$\tau'_\Sigma = \sqrt{\left(\frac{17,86}{k} + \frac{231,96}{k}\right)^2 + \left(\frac{30,92}{k}\right)^2} = \frac{251,73}{k} \text{ МПа}.$$

Суммарное расчетное напряжение должно быть меньше допускаемого, т.е. должно выполняться условие: $\frac{251,73}{k} \leq 80 \text{ МПа}$.

Следовательно, величина катета $k \geq \frac{251,73}{80} \geq 3,15 \text{ мм}$.

По условиям технологии принимают $k \geq 3 \text{ мм}$, если толщина привариваемого листа $\delta \geq 3 \text{ мм}$. В большинстве случаев $k = \delta$.

Задача 1.5.7.

Рассчитать сварное соединение, состоящее из двух неравнобоких уголков и косынки (рис. 1.19), если действующее усилие $2F = 130 \text{ кН}$, сварка выполнена вручную электродом Э42, нагрузка знакопеременная. Коэффициент долговечности принять равным $K_L = 1$.

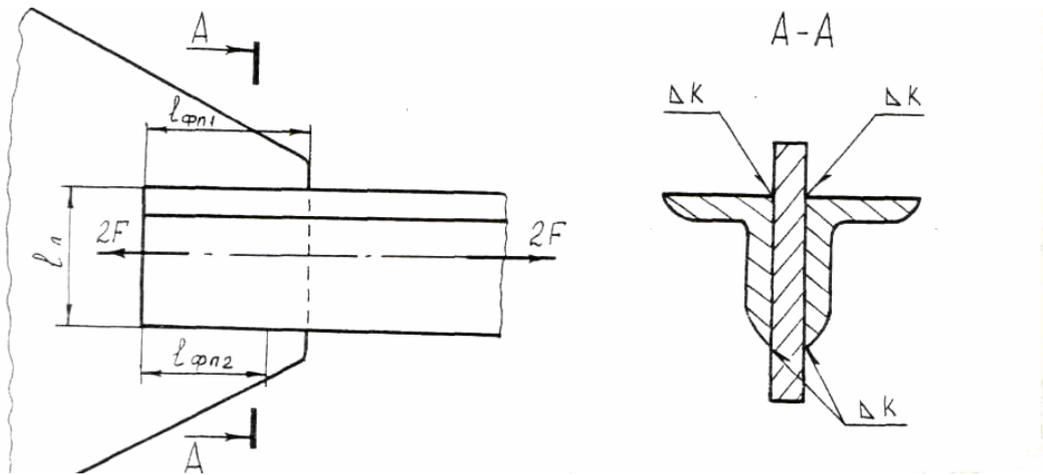


Рис.1.19. Крепление двух уголков к косынке

Решение.

Задаемся характеристикой цикла напряжений $R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} = -0,3$ (при знакопеременной нагрузке) и материалом сталь Ст3 для уголков и косынки. Определяем допускаемые напряжения. Для этого значения допускаемых напряжений, выбранные по табл. 1.3, умножаем на коэффициент γ , учитывающий переменность нагрузки. Таким образом, из табл. 1.3 $[\tau'] = 0,6 [\sigma_p]$, где $[\sigma_p] = 160$ МПа (см.табл. 1.4);

$$[\tau'] = 0,6 \cdot 160 = 96 \text{ МПа.}$$

Так как соединение выполнено комбинированными угловыми швами, то находим допускаемые напряжения среза для лобовых и фланговых швов:

$$[\tau]_{\text{л}} = [\tau'] \cdot \gamma_{\text{л}} ; \quad [\tau]_{\text{фл}} = [\tau'] \cdot \gamma_{\text{фл}} ,$$

где при $a = 0,9$; $b = 0,3$; $R = -0,3$; $k_{\sigma\text{л}} = 2,3$; $k_{\sigma\text{фл}} = 3,4$ и $k_{\text{л}} = 1$ (см. табл. 1.5).

Используя формулу (1.23) для коэффициента γ , учитывающего переменность нагрузки, запишем:

$$\gamma_{\text{л}} = \frac{1}{(0,6 \cdot 2,3 + 0,2) - (0,6 \cdot 3,4 - 0,2)(-0,3)} = 0,52 ;$$

$$\gamma_{\text{фл}} = \frac{1}{(0,6 \cdot 3,4 + 0,2) - (0,6 \cdot 3,4 - 0,2)(-0,3)} = 0,36 .$$

Тогда,

$$[\tau]_{\text{л}} = 96 \cdot 0,52 = 49,9 \text{ МПа;}$$

$$[\tau]_{\text{фл}} = 96 \cdot 0,36 = 34,6 \text{ МПа.}$$

Дальнейшие расчеты производятся по меньшим напряжениям. Выбираем уголок 90x56x8 (ГОСТ 8510-86). Задаемся размером катета угловых швов, приравнивая его толщине полки уголка $k = 8$ мм. Длина лобового шва l_l равна высоте уголка – 90 мм. Общая длина фланговых швов $l_{фл} = l - l_l$, где l - длина комбинированного шва для одного уголка.

$$l = \frac{2F}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot [\tau']_{фл}} = \frac{130 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 8 \cdot 34,6} = 336 \text{ мм},$$

$$l_{фл} = 336 - 90 = 246 \text{ мм}.$$

Определяем нагрузку на фланговые швы одного уголка:

$$F_{фл} = \frac{F}{l} \cdot l_{фл} = \frac{65 \cdot 10^3}{336} \cdot 246 = 47,6 \text{ кН}.$$

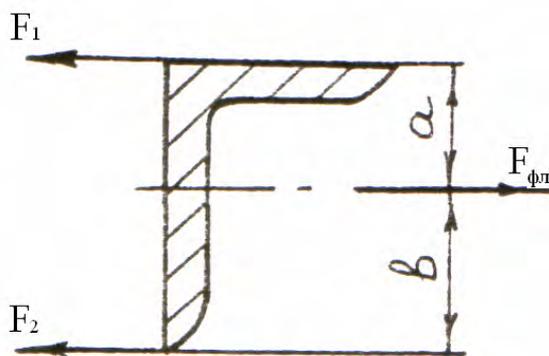


Рис. 1.20. Сечение стандартного уголка

Нагрузка на каждый фланговый шов находится согласно правилу рычага (см. раздел 1.3.2), так как швы расположены несимметрично относительно центра тяжести сечения уголка (рис. 1.20). Расстояния a и b принимаются по ГОСТ 8510-85: $a = 30,4$ мм; $b = 59,6$ мм.

$$F_1 = F_{фл} \cdot \frac{b}{a + b} = 47,6 \cdot \frac{59,6}{90} = 31,52 \text{ кН};$$

$$F_2 = F_{фл} \cdot \frac{a}{a + b} = 47,6 \cdot \frac{30,4}{90} = 16,08 \text{ кН}.$$

Длина каждого флангового шва:

$$l_{1фл} = \frac{F_1}{0,7K \cdot [\tau]_{фл}} = \frac{31520}{0,7 \cdot 8 \cdot 34,6} = 163 \text{ мм};$$

$$e_{2\phi\lambda} = \frac{F2}{0,7K \cdot [\sigma]_{\phi\lambda}} = \frac{16080}{0,7 \cdot 8 \cdot 34,6} = 83 \text{ мм.}$$

Учитывая дефекты шва (непровар в начале и кратер в конце), принимаем длину фланговых швов несколько больше расчетной:

$$l_{1\phi\lambda} = 180 \text{ мм,}$$

$$l_{2\phi\lambda} = 100 \text{ мм.}$$

Так как, по рекомендациям, длина фланговых швов не должна превышать 50 K проверим это условие для рассматриваемого случая:

$$l_{\phi\lambda \max} = 50 \cdot K = 50 \cdot 8 = 400 \text{ мм} < 180 \text{ мм} - \text{условие выполняется.}$$

2. ПАЯНЫЕ И КЛЕЕВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

2.1. Паяные соединения

В отличие от сварки при пайке межатомные связи между элементами образуются путем нагрева соединяемых материалов ниже температуры их плавления» смачивания поверхностей припоем, затекания припоя в зазор и последующей его кристаллизации.

Припой – материал для пайки с температурой плавления ниже температуры плавления паяемых материалов. Пайку используют для соединения как однородных, так и разнородных материалов. С помощью пайки соединяют черные и цветные металлы и сплавы, стекло, керамику, графит. При этом применяют оловянносвинцовые, серебряные, медные, медноцинковые, цинковые и другие припои. Некоторые типовые конструкции паяных соединений показаны на рис. 2.1, а их обозначения приведены в скобках в подрисуночной надписи.

Паяные швы изображают по ГОСТ 2.313-82 на видах и разрезах сплошной линией толщиной 2S. К этой линии подводят линию-выноску, в которой ставят знак в виде полуокружности (см. рис. 2.1, а - ж). Паяные швы, выполненные по замкнутой линии, обозначают линией-выноской с окружностью (Ø3...4 мм) на конце (см. рис. 2.1, г). Форма и размеры профиля паяного шва могут быть показаны в сечении. Обозначение материала припоя указывают в спецификации или на чертеже детали в технических требованиях. Некоторые сведения о наиболее широко применяемых припоях приведены в табл. 2.1.

Допускаемые напряжения в паяных соединениях зависят от многих факторов: свойств основного материала, припоев, шла соединения, толщины шва, рода силовых нагрузок, температурного режима эксплуатации и других. При расчете паяных соединений допускаемые напряжения определяются по формулам:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_\epsilon}{n}; [\tau] = \frac{\tau_\epsilon}{n}, \quad (2.1)$$

где $[\sigma_p]$ и $[\tau]$ – допускаемые напряжения на растяжение и срез;

σ_ϵ и τ_ϵ – разрушающие напряжения при растяжении и срезе соответственно;

n – коэффициент запаса прочности при статических нагрузках принимают $n = 2, 5 \dots 3$, а при переменных нагрузках – $n = 3 \dots 5$.

Значения разрушающего напряжения на растяжение σ_b приведены в табл. 2.1.

Примеры предела прочности на срез паяных соединений металлов приведены в табл. 2.2 и 2.3.

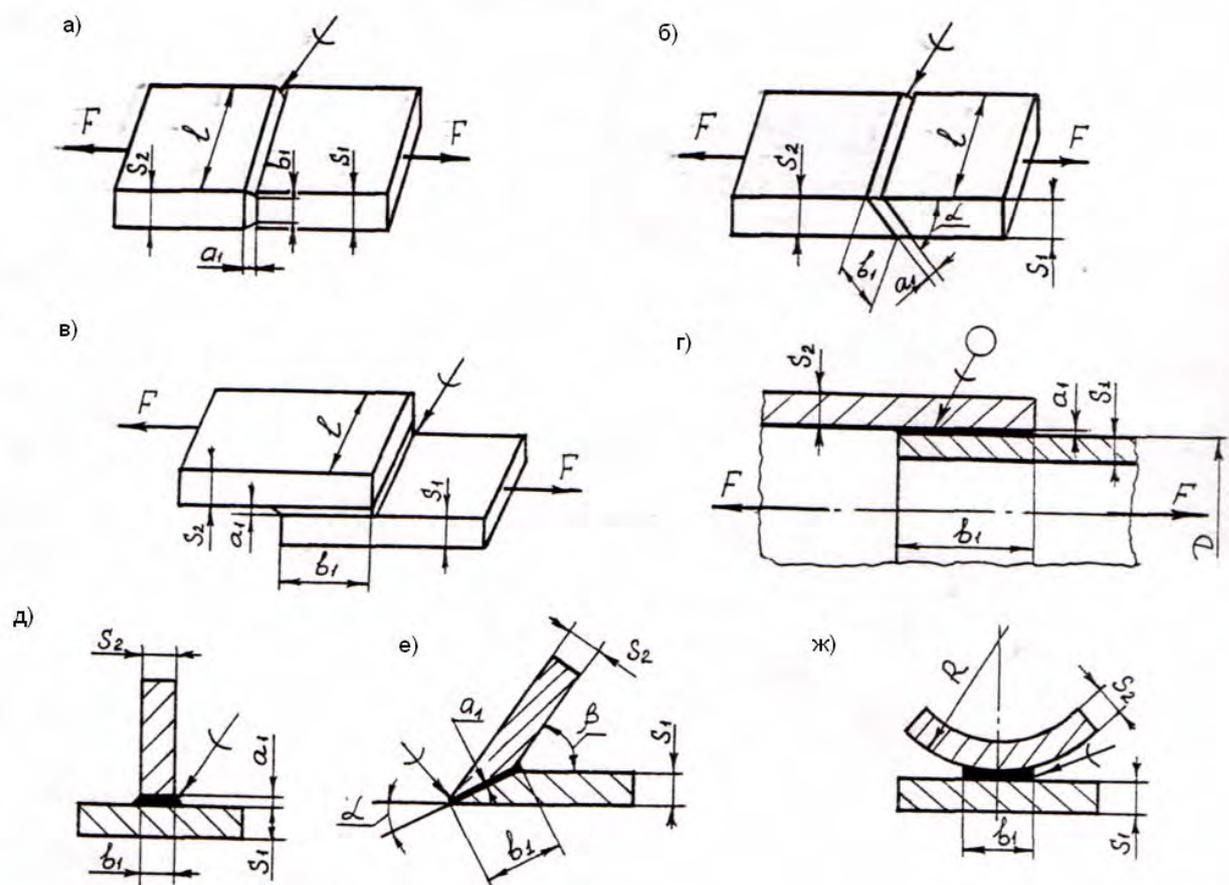


Рис.2.1. Паяные соединения:

а - стыковое (ПВ-1); б - косое (ПВ-3); в - нахлесточное (ПН1); г - телескопическое (ПН-4); д - тавровое (ПТ-I); е - угловое (ПУ-2); ж - соприкасающееся (ПС-3); a_1, a_2 - толщина шва; l - длина слоя припоя; b_1, b_2 - ширина шва; R - радиус кривизны детали; S_1, S_2 - толщина основного металла; α - угол скоса; β - угол соединения деталей

Области применения и некоторые механические характеристики указаны в табл. 2.1.

Таблица 2.1.

Области применения и некоторые механические характеристики
распространенных припоев

Припой	Основной металл припоя	Предел прочности σ_B , МПа	Относительное удлинение, %	Назначение
ПСр 40 ПСр 45	серебро медь	380-440 370-440	18-37 16-35	пайка трубопроводов, патрубков и других деталей и узлов из конструкционных сталей, работающих при температуре 350-450 °С
ПОС 61 ПОС 40 ПОС 10 ПОССу 61-0,5	олово свинец	43 38 32 45	46 52 44 35	пайка электроаппаратуры, приборов, реле, оцинкованных радиодеталей при жестких требованиях к температуре
ПОССу 18-2 ПОССу 4-4	олово свинец сурьма	36 65	35 15	пайка в автомобилестроении
ПОССу 40-2	сурьма	45	48	пайка холодильных устройств тонколистовой упаковки припой широкого назначения
МПЦ 54	медь цинк	350	21	пайка меди, томпака и стали

Примечание. Буквы в обозначении марок припоев:

П – припой; О – олово; С – свинец; Ср – серебро; Су – сурьма; М – медь; Ц – цинк.

Цифры после буквенного обозначения указывают содержание этих элементов в процентах.

Надежным методом определения допускаемых напряжений в паяных соединениях является испытание образцов при условиях, близких к производственным. Для паяных соединений встык рекомендуется испытание до момента разрушения.

Поэтому условие прочности при работе слоя припоя на растяжение имеет вид (см. рис. 2.1 а)

$$\sigma_P = \frac{F}{A} = \frac{F}{b \cdot l} \leq [\sigma_P], \quad (2.2)$$

где F – нагрузка, на соединение, Н;

A – площадь слоя припоя в сечении, перпендикулярном к направлению действующей нагрузки, мм²;

b – ширина шва, равная минимальной толщине соединяемых деталей без радиуса галтели (утяжки) шва (условно принимают $b = (S_{\min} - 0,5)$ мм);

l – длина слоя припоя, мм.

Таблица 2.2

Значения τ_b соединений оловянно-свинцовым припоем ПОС 40[1]

Основной металл	Предел прочности, МПа, при температуре, °С					
	-196 - 183 -96 - 60 +20 +85	-183	-96	-60	+20	+85
Сталь 20	60	55	55	51	28	22
Сталь 12Х18Н9Т	30	34	30	50	32	20
Медь МЗ	35	33	34	35	27	16
Латушь Л63	29	29	31	27	22	22

Таблица 2.3

Значения τ_b соединений серебряными припоями [1]

Основной металл	Предел прочности, МПа		
	ПСр 40	ПСр 45	ПСр 25
12Х18Н9Т	240 - 290	180 - 260	190 - 240
40ХНМА	330 - 460	-	-
ЗОХГСА	350 - 460	350 - 410	350 - 430
Медь	250	250	-

Стыковые соединения в паяных изделиях стараются применять реже из-за невысокой прочности. Косой стык следует выполнять под углом не более 30° [5]. Наиболее распространены при пайке нахлесточные соединения, так как позволяют изменением величины нахлестки достигать равнопрочности паяного соединения. Испытания последнего типа соединения проводятся на образцах, имеющих длину нахлестки (ширину шва) $b = 2,5 S$. Тогда условие прочности при работе слоя припоя на срез запишется в виде (см. рис. 2.1, в, г):

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{2,5s \cdot l} \leq [\tau], \quad (2.3)$$

где A – площадь нахлестки соединяемых элементов, мм²;

S – толщина образца, мм;

l – длина слоя нахлестки (равна ширине соединяемых плоских деталей или длине окружности по диаметру стыка трубчатых деталей; в последнем случае $l = \pi \cdot D$), мм.

Телескопическое паяное соединение испытывается на образцах аналогичных конструкций, поэтому разрушающее напряжение τ вычисляется по последней формуле. На качество соединения существенное влияние оказывают величина паяльного зазора (табл. 2.4) и условия течения припоя в ней. Чем лучше припой смачивает поверхность основного металла, тем меньшим можно назначить зазор. При увеличении зазоров прочность паяного соединения уменьшается из-за образования пустот, не заполненных припоем, флюсовых включений и т.п.

Указанные в табл. 2.4 зазоры должны быть выдержаны при нагреве до температуры пайки.

Таблица 2.4

Зазоры, применяемые при пайке металлов [2]

Основной металл	Основа припоя	Зазор, мм
Углеродистые стали	Медь	0,02 - 0,15
	Латунь	0,05 - 0,30
	Серебро	0,05 - 0,15
Коррозионно-стойкие стали	Медь	0,05 - 0,12
	Латунь	0,05 - 0,30
	Серебро	0,05 - 0,12
	Никель-хром	0,05 - 0,10
Медь и медные сплавы	Медь-цинк	0,10 - 0,30
	Медь-фосфор	0,02 - 0,15
	Серебро	0,03 - 0,15
Алюминиевые сплавы	Алюминий	0,10 - 0,30

2.2. Клеевые соединения

Склеивание применяют для соединения однородных и разнородных материалов, преимущественно для соединения слабонагруженных деталей, деталей из листового материала, труб и т.п. (рис. 2.2).

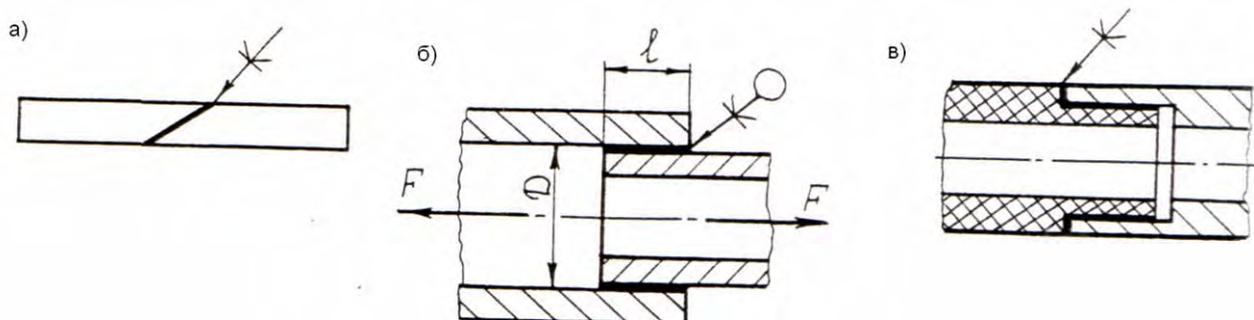


Рис. 2.2. Клеевые соединения и их условное изображение:
а) стыковое «в ус»; б) нахлесточное, соединение из труб алюминиевого сплава по замкнутой линии; в) стыковое ступенчатым швом из разнородных материалов

Конструкция клеевых соединений подобна конструкции паяных, только в данном случае припой заменен клеем, а при образовании соединения необходимо сжатие соединяемых частей и только для некоторых сортов клея производят незначительный нагрев деталей (чаще нагрев не требуется). Силы сцепления (силы адгезии) возникают при затвердевании жидкого клея.

Клеевые швы изображают по ГОСТ 2.313-68 на видах и разрезах сплошной линией толщиной 2S. К этой линии подводят линию-выноску, на которой ставят специальный знак (см. рис. 2.2, а, б, в). Клеевые швы, выполненные по замкнутой линии, обозначают линией-выноской с окружностью (\varnothing 3...4 мм) на конце (см. рис. 2.2, б). Обозначение марки клея указывают в спецификации в разделе "Материалы" или на чертеже детали в технических требованиях.

Перед склеиванием соединяемые поверхности подвергаются механической и химической подготовке.

Механическая подготовка за счет создания шероховатости способствует увеличению площади поверхности склеивания. Для этого металлические детали обрабатывают на металлорежущих станках или напильником, сложные поверхности подвергают пескоструйной обработке. Резиновые детали зачищают наждачной шкуркой. Пластмассовые детали обрабатывают резанием или зачищают шкуркой. Детали из стекла и фарфора не подвергают механической обработке перед склеиванием.

Химическая подготовка заключается в обезжиривании склеиваемых поверхностей ацетоном, спиртом, бензином или бензолом.

Прочность клеевых соединений в большей степени зависит от толщины клеевого слоя, оптимальные значения которой находятся в пределах от 0,05 до

0,15 м. С применением швов толщиной более 0,5 мм прочность клеевого соединения значительно снижается.

Клеевые соединения лучше работают на сдвиг, хуже на отрыв. Поэтому предпочтительны нахлесточные соединения. Расчеты на прочность производят по тем же формулам, что и для паяных соединений (см. п. 2.1). Однако качество клеевого соединения характеризуется не только его прочностью (табл. 2.5) но также водостойкостью, теплостойкостью и другими показателями (табл. 2.6).

Часто для повышения прочности применяют комбинацию клеевого соединения с резьбой, сварным и заклепочным. Для определения допускаемых напряжений при статическом нагружении коэффициент запаса прочности следует принимать равным $n = 1,5 \dots 3,0$.

Таблица 2.5

Предел прочности клеевого соединения при отрыве при кратковременном напряжении [1]

Марка клея	$\sigma_{отр}$ МПа при температуре, 0°С					
	-60	20	60	100	200	300
БФ – 4 Основные	7	15	9	5	1.5	-
ПЭФ - 2/10	-	20	16	10	6	2.5

Таблица 2.6

Основные характеристики некоторых клеевых соединений

Показатели	Марка клея				
	БФ -2	БФ - 4	ПЭФ – 2/10	ВК - 37	88
1	2	3	4	5	6
Технические условия	ГОСТ 12172-74		ВТУ ПЗ8-56		ТУ МХП 1542-49
Склеиваемые материалы	Цветные металлы, нержавеющие стали; эти металлы с неметаллами: пластмассой, деревом, фиброй, кожей, тканями		Металлы с металлом, резиной, пластмассой, органическим стеклом, текстолитом, кожей	Алюминиевые сплавы, сталь ЗОХГСА	Металлы с металлами, дюралюминий с кожей и резиной, сталь с пробкой, резина с резиной и брезентом
Предел прочности при сдвиге τ_v , МПа, не менее					
при 20 °С	20(17)*	20(16)*	20	23,5	-
при 60 °С	9	9	16	-	-
при 100 °С	5	5	10	21,5 (до 120°С)	-
при 150-200 °С	-	-	6	3,82	-
Стойкость:					
к воде	Устойчив		-	-	Устойчив
к маслам и бензину	Устойчив		Устойчив	-	-
К кислотам	Устойчив		-	-	-
К спирту, ацетону	Ограничено стоек		-	-	-
Вибростойкость	Стойк		Стойк	-	-
Режим склеивания	Требует нагрева		Горячее и холодное склеивание	-	При комнатной температуре

* В скобках приведены величины для 1-го сорта марок клеев, без скобок - для высшего сорта.

2.3. Примеры решения задач расчетов паяных и клеевых соединений

Задача 2.3.1 .

Определить допустимую нагрузку на соединение крепления троса клеем ПЭФ-2/10 при температуре до 100 °С. $d = 18\text{ мм}$; $\ell = 80\text{ мм}$ (рис. 2.3).

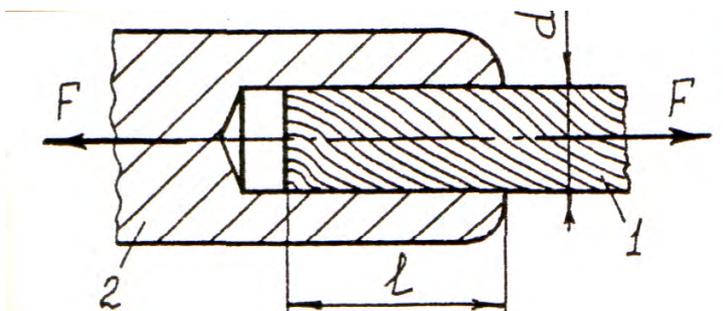


Рис. 2.3. Клеевое соединение

Решение.

Условие прочности на срез для телескопического соединения рассчитывается по формуле (2.3):

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{\pi d \ell} \leq [\tau],$$

где F – нагрузка, действующая на соединение, Н;

$A = \pi d \ell$ – площадь нахлестки соединяемых элементов мм^2 узла крепления

троса;

d – диаметр троса;

ℓ – длина участка склеивания;

$[\tau]$ – допустимое напряжение при статической нагрузке, МПа.

$$[\tau] = \frac{\tau_B}{n},$$

где $\tau_B = 10\text{ МПа}$ – предел прочности соединения клеем ПЭФ-2/10 при температуре 100 °С (см. табл. 2.6);

$n = 2$ – коэффициент запаса прочности.

Допустимая нагрузка на соединение определяется из условия прочности на срез:

$$[F] \leq [\tau] \cdot \pi d \ell = 5 \cdot 3,14 \cdot 18 \cdot 80 = 22,61\text{ кН}.$$

Задача 2.3.2.

Проверить прочность стыкового соединения труб, изображенного на рис. 2.4, при температуре до 60 °С, выполненного клеем БФ-2 при $F = 2$ кН; $D_{\text{ср}} = 42$ мм; $S = S_1 = 4$ мм; $b = S - 0,5$ мм (за счет усадки). Коэффициент запаса прочности принять равным двум.

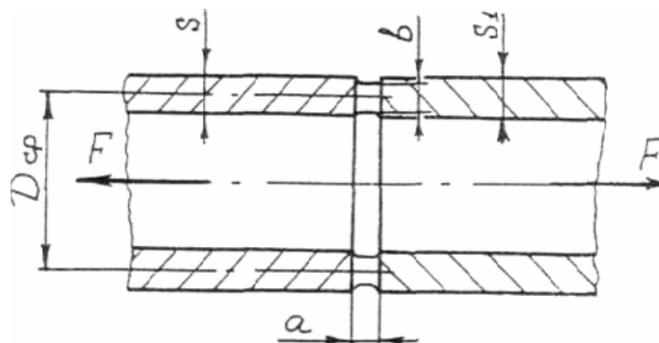


Рис. 2.4 Стыковое соединение труб:

S, S_1 - толщина труб; $D_{\text{ср}}$ - средний диаметр труб; b - ширина шва; a - толщина шва

Решение.

Условие прочности соединения при растяжении по формуле (2.2):

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{F}{b\ell} \leq [\sigma_p],$$

где F – нагрузка, действующая на соединение, Н;

$A = b\ell$ – площадь клеевого слоя в сечении, перпендикулярном к направлению действующей нагрузки, мм²;

$\ell = \pi D_{\text{ср}}$ – длина клеевого слоя, мм;

$[\sigma_p] = \frac{\sigma_b}{n}$ – допускаемое напряжение при растяжении, МПа;

$\sigma_b = 9$ МПа – предел прочности при отрыве;

$n = 2$ – коэффициент запаса прочности.

$$[\sigma_p] = \frac{9}{2} = 4,5 \text{ МПа}.$$

Ширина шва $b = S - 0,5 = 4 - 0,5 = 3,5$ мм; длина $L = \pi \cdot D_{\text{ср}} = \pi \cdot 42 = 131,88$.

$$\sigma = \frac{2 \cdot 10^3}{3,5 \cdot 131,88} = 4,33 \text{ МПа} < 4,5 \text{ МПа}.$$

Условие прочности выполняется.

Задача 2.3.3.

Рассчитать паяное нахлесточное соединение (см. рис. 2.1, а), если действующая на соединение нагрузка $F = 20$ кН, размеры соединения: $S_1 = S_2 = 4$ мм; $L = 50$ мм. Температура 20 °С. Материал соединяемых деталей – сталь 20.

Решение.

Допускаемое напряжение среза для припоя ПОС 40 при соединении элементов из стали 20

$$[\tau] = \frac{\tau_B}{n},$$

где $\tau_B = 28$ МПа – разрушающее напряжение при срезе (см. табл.2.2);

$n = 2,5$ – коэффициент запаса прочности при действии статической нагрузки.

$$[\tau] = \frac{28}{2,5} = 11,2 \text{ МПа.}$$

Расчетное напряжение соединения

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{2,5 \cdot S \cdot l} = \frac{20 \cdot 10^3}{2,5 \cdot 4 \cdot 50} = 40 \text{ МПа} > 11,2 \text{ МПа.}$$

Условие прочности не выполняется. Следует по возможности заменить пайку сваркой.

Задача 2.3.4.

Рассчитать паяное телескопическое соединение (см. рис. 2.1, г), если действующая на соединение нагрузка $F = 30$ кН, а размеры соединения: $D = 30$ мм; $S_1 = S_2 = 2$ мм.

Материал соединяемых деталей – медь М2. Припой – ПСр 45.

Решение.

Допускаемое напряжение среза для припоя ПСр 45 при соединении элементов из меди.

$$[\tau] = \frac{\tau_B}{n} = \frac{250}{2,5} = 100 \text{ МПа ,}$$

где $\tau_B = 250$ МПа – разрушающее напряжение при срезе по табл.2.3;

$n = 2,5$ – коэффициент запаса прочности при статических нагрузках.
Расчетное напряжение соединения по формуле (2.3):

$$\tau = \frac{F}{A} = \frac{F}{2,5 \cdot S \cdot \pi \cdot D} = \frac{30000}{2,5 \cdot 2 \cdot \pi \cdot 30} = 63,66 \text{ МПа} < 100 \text{ МПа} .$$

Условие прочности выполняется.

3. ЗАКЛЕПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

3.1. Общие сведения

Заклепочные соединения применяют при изготовлении тонколистовых оболочковых, ферменных конструкций сложной формы, выполненных из легких сплавов или разнородных металлов, где необходимо исключить сопутствующее сварке термическое воздействие: неизбежную поводку или коробление, а так же для конструкций, подверженных динамическим и вибрационным нагрузкам.

По назначению и конструктивным особенностям различают прочные швы, применяемые в силовых конструкциях, и прочноплотные швы, обеспечивающие наряду с восприятием сил герметичность соединения и применяемые при изготовлении резервуарного типа. Различают холодную и горячую клепку, последнюю рекомендуют применять при диаметре заклепок более 8-10 мм. Основные типы заклепок и ориентировочные соотношения между размерами отдельных элементов заклепки представлены в табл. 3.1.

Многообразие конструктивных форм заклепок зависит от их функционального назначения и технологии клепки. Различают стержневые, трубчатые, теслонные, закладные и специальные заклепки. При соединении деталей в зависимости от их относительного расположения различают заклепочные швы внахлестку (рис. 3.1), встык с одной накладкой (рис. 3.1, а, б, в) и встык с двумя накладками (рис. 3.1, г, д).

По расположению заклепок швы могут быть однорядными (см. рис. 3.1, а, г), двухрядными (см. рис. 3.1, б, д) и многорядными (см. рис. 3.1, в).

При склепывании материалов разной толщины исходят из суммарной толщины S_{Σ} . При $S_{\Sigma} = (5 - 60)$ мм диаметр заклепки определяют по формуле:

$$d = (3 \dots 3,5) \sqrt{S_{\Sigma}} \quad (3.1)$$

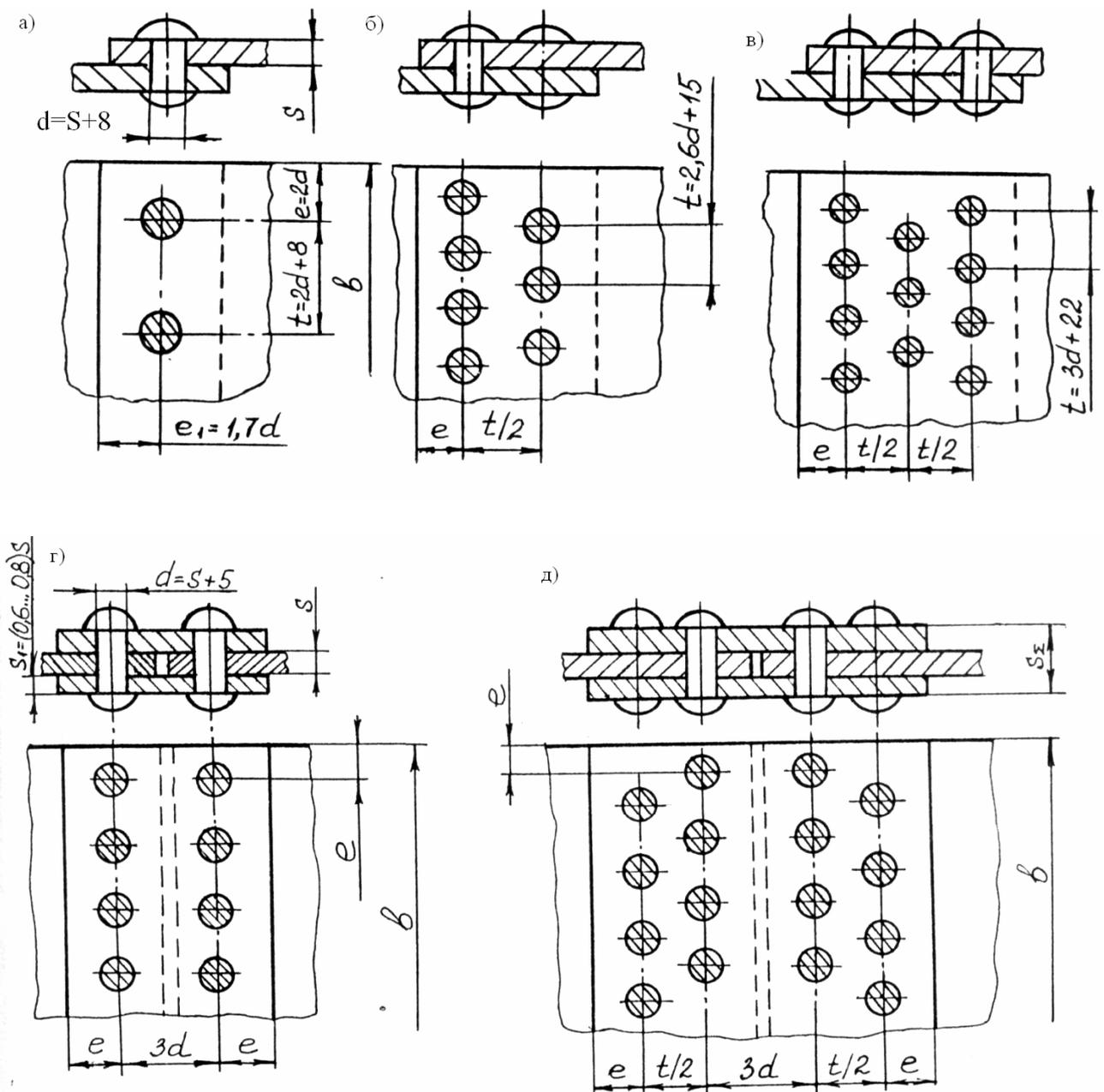
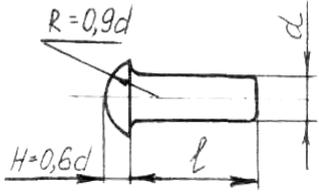
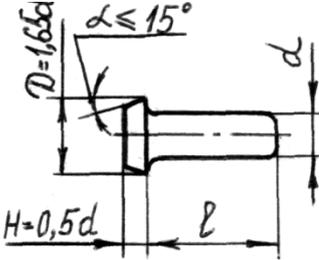
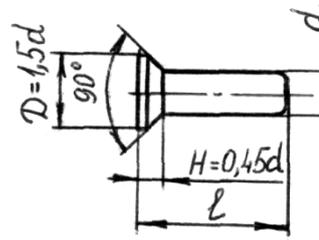
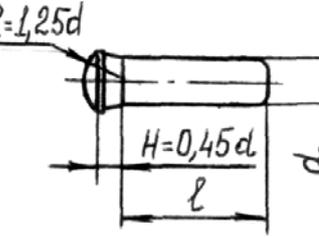
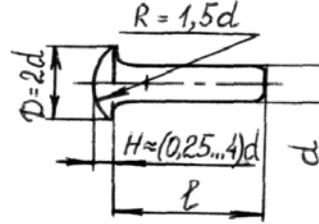


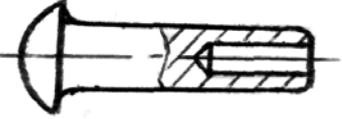
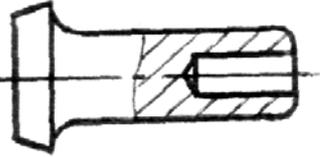
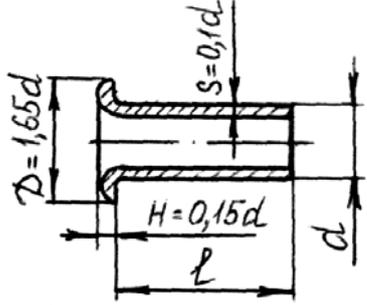
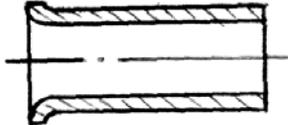
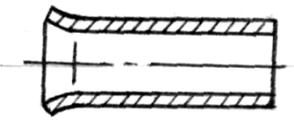
Рис. 3.1. Параметры заклепочных швов:

а - однорядный односрезный; б - двухрядный односрезный; в - трехрядный односрезный;
 г - однорядный двухсрезный; д - двухрядный двухсрезный

Таблица 3.1

Основные типы заклепок

Форма закладной головки	Эскиз	ГОСТ		Диаметр, мм
		Нормальной точности	Повышенного качества	
1	2	3	4	5
Со сплошным стержнем				
Полукруглая		10299-80	14797-85	1 - 36 1 - 10
Плоская		103303-80	14801-85	2 - 36 2 - 10
Потайная		103300-80	14798-85	1 - 36 1 - 10
Полупотайная		10301-80		2 - 36
Полукруглая низкая головка		10302-80	14800-85	2 - 10 2 - 8

1	2	3	4	5
Полупустотелые				
Полукруглая		12641-80		1 - 10
Плоская		12642-80		1 - 10
Потайная		12643-80		1 - 10
Пустотелые				
Плоская		12638-80		1 - 20
Потайная		12639-80		1 - 20
		12640-80		1 - 10

Отверстия под заклепки продавливают или просверливают, их диаметры d_0 принимают несколько большими, чем диаметры заклепок. Практически пользуются соотношениями (рис. 3.2):

$$d = s + (4 \dots 8) \text{ мм};$$

$$3d < t < 6d;$$

$$1,5d < e < 2d;$$

где d – диаметр заклепки (табл. 3.2);
 t – шаг заклепочного шва;
 e – расстояние до кромки.

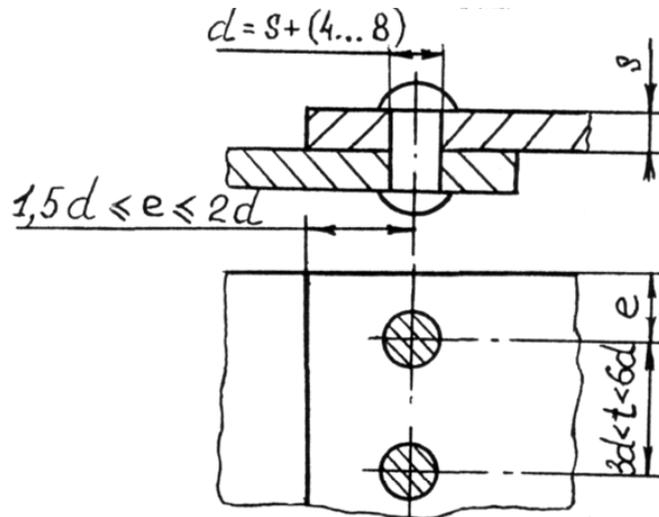


Рис. 3.2. Конструктивные соотношения в заклепочных соединениях

Обозначение заклепки

Х.	ХхХХ.		ХХ.	Х...Х.	ХХХ ГОСТ...	
1	2	3	4	5	6	7

- 1 – исполнение (исполнение I не указывается);
- 2 – диаметр заклепки;
- 3 – длина заклепки;
- 4 – марка или группа материала, не предусмотренная в настоящем стандарте;
- 5 – материал;
- 6 – условное обозначение вида покрытия;
- 7 – толщина покрытия.

Пример условного обозначения.

Заклепка 2. 8x20. 21. 12X189Т. 126 ГОСТ... – заклепка исполнения 2, диаметром $d = 8$ мм, длиной $l = 20$ мм, из материала группы 21, из стали марки 12X18 Н9Т, с серебряным покрытием толщиной 6 мкм.

Для прочноплотных швов применяют заклепки с усиленными головками, обычно с коническими, обеспечивающими герметичность посадки заклепки в отверстии. Заклепки в прочноплотных соединениях, работающих при высоких температурах, ставят в горячее состоянии независимо от толщины склепываемых деталей. Швы обычно делают двух- или трехрядными.

Диаметры заклепок с полукруглой и потайной головкой

Диаметр заклепки d, мм	Диаметр отверстия d_0 (мм) при сборке	
	точной	грубой
4, 5, 6, 7, 8, 10	+ 0,5	+ 0,7
12, (14)*, 16, (18)	+ 0,5	+ 1,0
20, (22), 24, 30, 36	+ 1,0	+ 2,0

*Диаметры заклепок в скобках применять не рекомендуется.

3.2. Расчет прочных швов

Из условия равнопрочности заклепок и склепываемых деталей прочность заклепки проверяют на срез и смятие, а плоскости отверстий соединяемых деталей – на смятие, разрыв по ослабленным сечениям, а их краев – на срез (выкалывание).

Предполагая равномерное распределение осевого усилия между всеми заклепками, условие прочности:

$$\tau_{cp} = \frac{F}{\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot Z \cdot i} \leq [\tau_{cp}], \quad (3.2)$$

где F – общая нагрузка на соединение;

d_0 – диаметр отверстия под заклепку;

Z – число заклепок по одну сторону стыка;

i – число плоскостей среза одной заклепки (см. рис. 3.1, а, б, в заклепки односрезные, см. рис. 3.1, г, д – двухсрезные);

$[\tau_{cp}]$ – допускаемое напряжение (табл. 3.3).

Расчет на смятие:

$$\sigma_{cm} = \frac{N}{d_0 \cdot S_{min} \cdot Z} \leq [\sigma_{cm}], \quad (3.3)$$

где S_{min} – наименьшая общая толщина элементов, сдвигаемых в одном направлении.

Расчет склепываемых деталей на растяжение:

$$\sigma_p = \frac{N}{(b - d_0 \cdot Z')S} \leq [\sigma]_p, \quad (3.4)$$

где N – продольная сила в проверяемом сечении;

b – ширина склепываемой детали;

Z' – число заклепок в ряду;

S – толщина детали (листа); на срез (скалывание) края склепываемой детали.

Расчет на срез кромки листа:

$$\tau_{ср} = \frac{N}{Z \cdot 2 \cdot \left(e - \frac{d_0}{2}\right) S} \leq [\tau]_{ср}. \quad (3.5)$$

При пульсирующей нагрузке значения допускаемых напряжений снижают на 10- 20 %, при знакопеременной – на 30-50 % .

При действии сдвигающих сил и изгибающего момента определяют суммарную нагрузку для наиболее нагруженной заклепки, а затем по ней производят расчеты по ранее приведенным формулам.

Изгибающий момент, передаваемый заклепками (рис. 3.3):

$$M = 2 \cdot n(F_1 \cdot \ell_1 + F_2 \cdot \ell_2 + \dots + F_i \cdot \ell_i), \quad (3.6)$$

где n – число вертикальных рядов заклепок.

Выразим

$$F_2 = F_1 \frac{\ell_2}{\ell_1}, \quad F_3 = F_1 \frac{\ell_3}{\ell_1},$$

тогда максимальная сила, действующая на наиболее удаленную от нейтральной линии заклепок:

$$F_{\max} = \frac{M \cdot \ell_1}{2 \cdot n(\ell_1^2 + \ell_2^2 + \dots + \ell_i^2)}. \quad (3.7)$$

Таблица 3.3

Допускаемые напряжения для заклепок и в соединяемых деталях при статических нагрузках

Вид напряжения	Способ изготовления отверстий	Допускаемые напряжения (МПа) для	
		конструкций и заклепок из низкоуглеродистых сталей	соединений из цветных сплавов
Срез [$\tau_{ср}$]	сверление продавливание	140 100	(0,25...0,3) σ_T (табл.3.4)
Смятие [$\sigma_{см}$]	сверление продавливание	320 280	(0,6...1) σ_T
Элементов конструкции [σ_p]	-	160	(0,4...0,5) σ_T

Таблица 3.4

Механические характеристики сплавов

Сплавы	Предел текучести σ_T , МПа
Латунь Л62	110
Дюралюмин Д18П	170
Алюминиевый сплав В65	220

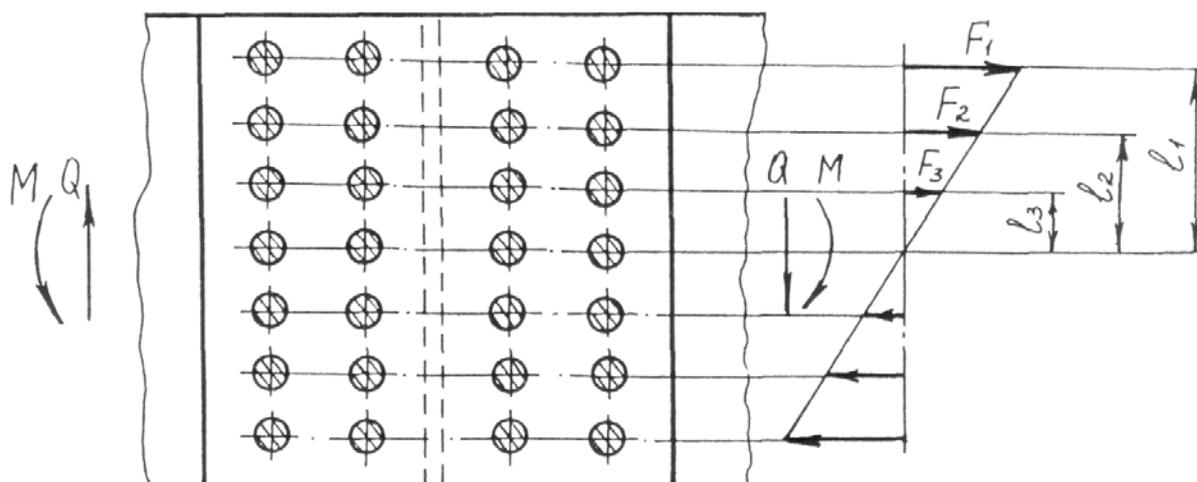


Рис. 3.3. Заклепочное соединение, нагруженное сдвигающей силой и изгибающим моментом

Сдвигающая сила, приходящаяся на одну заклепку:

$$F_Q = \frac{Q}{Z}, \quad (3.8)$$

где Q – сдвигающая сила, действующая на соединение;

Z – число заклепок в полунакладке.

Суммарная сила на наиболее нагруженную заклепку:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{\max}^2 + F_Q^2}, \quad (3.9)$$

По правилам статики (рис. 3.4) силу F , действующую в плоскости стыка, приводим к центру тяжести площадей поперечных сечений заклепок – к точке O , получаем нейтрально приложенную силу F и пару сил с моментом $M = F \cdot \ell$. Предполагая равномерное распределение силы F между всеми заклепками, определяем силу на одну заклепку направленную параллельно силе F :

$$F_F = \frac{F}{z}, \quad (3.10)$$

Наибольшее усилие, приходящееся на заклепку от момента:

$$F_{M_{\max}} = \frac{M \cdot r_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2}. \quad (3.11)$$

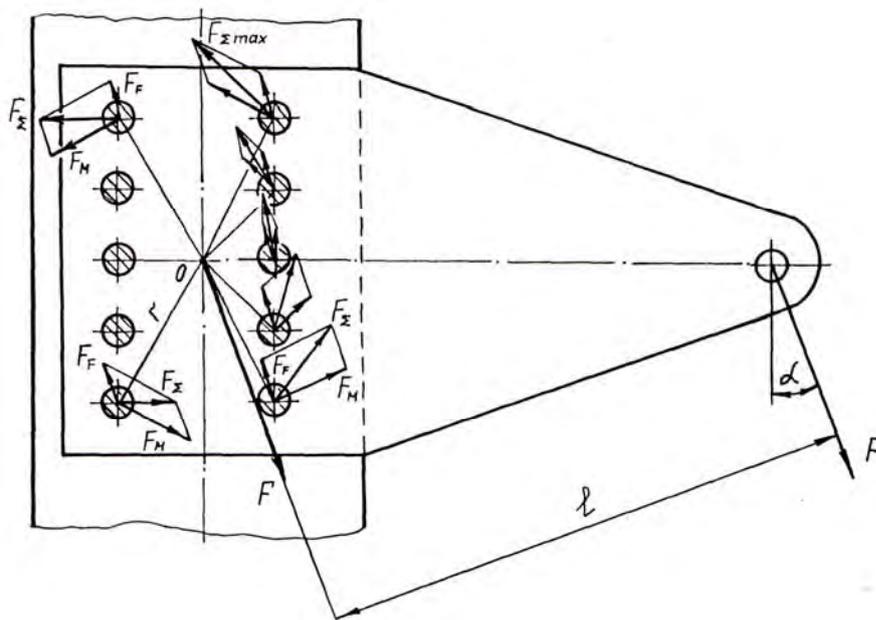


Рис. 3.4. Заклепочное соединение, нагруженное силой в плоскости стыка

В соединении, изображенном на рис. 3.4, наибольшие усилия от момента действуют на заклепки 1, 5, 6, 10. Суммарное усилие F_{Σ} , действующее на каждую из заклепок, равно геометрической сумме усилий F_F и F_M . Наиболее нагруженной заклепкой по рис. 3.4 является шестая заклепка. По определенным максимальным усилиям на заклепки (см. рис. 3.3 и рис. 3.4) выполняют проверочные расчеты на срез и смятие.

Степень ослабления соединяемых элементов заклепочными отверстиями называют коэффициентом прочности заклепочного шва.

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

Рекомендуется принимать $[\varphi] = 0,6 \dots 0,85$.

При проектном расчете площадь поперечного сечения A (брутто) детали, работающей на растяжение от силы F , расположенной поперек шва, вычисляется по формуле:

$$A = \frac{F}{[\varphi] \cdot [\sigma_p]} \quad (3.13)$$

Момент сопротивления сечения W (брутто) детали, работающей на изгиб от изгибающего момента M , определяется по формуле:

$$W = \frac{M}{[\varphi] \cdot [\sigma_u]} \quad (3.14)$$

где $[\sigma_p]$ и $[\sigma_u]$ – соответственно допускаемые напряжения на растяжение и на изгиб для рассчитываемой детали.

3.3. Расчет прочноплотных швов

Для резервуаров с давлением $p < 2,2$ МПа толщина стенок определяется по формуле:

$$S = \frac{p \cdot D}{2[\varphi][\sigma_p]} + \Delta \quad (3.15)$$

где D – диаметр резервуара, мм;
 p – давление в резервуаре, МПа;

$[\varphi]$ – коэффициент прочности шва, определяемый в зависимости от типа продольного заклепочного шва (табл. 3.5);

$\Delta=1\dots3$ мм – припуск на коррозию;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение при растяжении для листов.

Рекомендуется выбирать в зависимости от температуры стенки сосуда:

при $t^{\circ}\text{C} < 250^{\circ}$ $[\sigma_p]$ следует брать в зависимости от предела прочности σ_B материала листов по формуле:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_B}{n_B}; \quad (3.16)$$

при $t^{\circ}\text{C} = 250^{\circ} \dots 350^{\circ}$ $[\sigma_p]$ определяется в зависимости от предела текучести σ_T материала листов при соответствующей температуре стенок сосуда по формуле

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{n_T}, \quad (3.17)$$

где n_B и n_T – коэффициенты запаса прочности.

Значения σ_B и σ_T и запасов прочности n_B и n_T даны в табл. 3.5, 3.6 и 3.7.

Таблица 3.5

Предел прочности σ_B для листовой стали

Марка стали	σ_B , Н/мм ²	Относительное удлинение, %	Назначение материала
Ст 2	330...412	26	Для деталей, подвергающихся действию пламени (жаровые трубы, огневые камеры и т.п.)
Ст 3	370...460	22	Листы, подвергающиеся бортовке и штамповке (днища, крепления внутри котла и т.п.)
Ст 4	412...20	20	Листы, не подвергающиеся действию пламени и не проходящие огневой обработки (корпуса и барабаны, дымовые камеры и т.п.)

Таблица 3.6

Предел текучести σ_T для листовой стали

$\sigma_B, \text{Н/мм}^2$	σ_T при температуре, °С				
	250	275	300	325	350
370	170	160	150	140	130
440	195	185	175	165	150

Таблица 3.7

Коэффициенты n_B и n_T

Тип шва	σ_B	n_T
1	2	3
Внахлестку и с одной накладкой	4,75	-
Встык с двухсторонними накладками при однорядном и 1,5-рядном расположении заклепок	4.25	2.00

Для прочноплотного соединения характеристикой плотности шва служит коэффициент скольжения – сила сопротивления проскальзыванию листов, условно отнесенная к единице площади поперечного сечения заклепок:

$$\xi = \frac{4F_0}{\pi d_0^2 K i} \leq [\xi], \quad (3.18)$$

где F_0 – сила, приходящаяся на участок шва, равный шагу;

K – число заклепок шва по его длине, равной шагу;

$[\xi]$ – допускаемое значение коэффициента скольжения определяется экспериментально;

i – количество поверхностей среза.

После определения толщины листов для каждого шва сосуда определяется диаметр заклепок и размеры шва согласно рис. 3.1, 3.2, после чего проверяют коэффициент прочности шва:

$$\varphi = \frac{t - d_0}{t} \geq [\varphi] \quad (3.19)$$

Основные характеристики прочноплотных швов

$\frac{PD}{2}$, Н/мм	Продольный шов	Диаметр заклепки d, мм	φ	$[\xi]$, МПа	Поперечный шов
500	нахлесточный: - однорядный	S + 8	0,56	60...70	однорядный внахлестку
350...	- двухрядный		0,70	60...65	
950	- трехрядный		0,75	60	
450... 1350	- однорядный с двумя накладками	S + 5	0,67	47,5 ... 57,5	двухрядный внахлестку
	- двухрядный с двумя накладками		0,75	2·(47,5... 57,5)	
550... 2200	- трехрядный с двумя накладками		0,85	---	трехрядный внахлестку

Заклепку проверяют по условному расчету ее на срез по силе F_0 , действующей на одну заклепку, определяемой для заклепок продольного шва по формуле:

$$F_0 = \frac{P \cdot D \cdot t}{2 \cdot K} \quad (3.20)$$

Для поперечного шва:

$$F_0 = \frac{P \cdot D \cdot t}{4 \cdot K} \quad (3.21)$$

где K – число заклепок шва по его длине, равной шагу.

Проверка заклепок на срез осуществляется по формуле:

$$\tau_{\text{усл}} = \frac{F_0}{\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot i} \leq [\tau_{\text{усл}}] \quad (3.22)$$

где i – число плоскостей среза заклепки;

$[\tau_{\text{усл}}]$ – допускаемое условное напряжение на срез (табл. 3.9).

Если принятые размеры шва не удовлетворяют условиям $\xi \leq [\xi]$ и $\varphi > [\varphi]$, то следует изменить размеры шва, а в случае необходимости и тип шва и повторить расчеты.

Допускаемое условное напряжение на срез

Швы	[$\tau_{\text{усл}}$], МПа	
	односрезные	двухсрезные
Однорядные	70	120
Двухрядные	65	115
Трехрядные	60	100

3.4. Примеры решения задач расчета заклепочных соединений**Задача 3.4.1.**

Определить максимальную знакопеременную нагрузку на заклепочное соединение внахлестку (рис. 3.5). Материал заклепок – сталь Ст 3, диаметр заклепок – $d = 20$ мм, отверстия просверлены. Проверить прочность полосы.

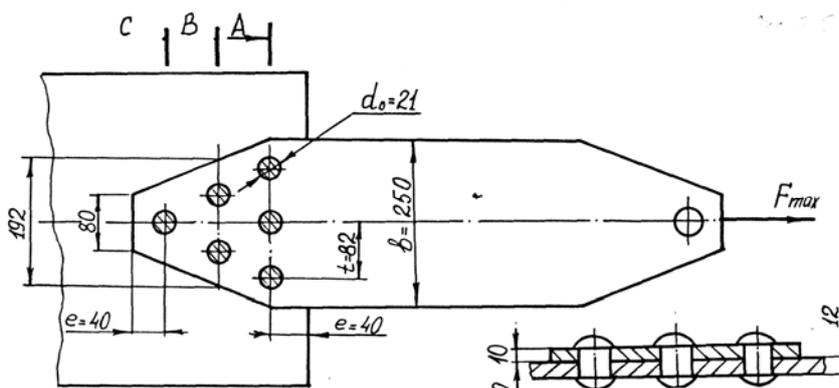


Рис. 3.5. Соединение внахлестку

Решение.

По табл. 3.3 принимаем допускаемые напряжения при знакопеременной нагрузке $[\tau_{\text{ср}}] = 70$ МПа; $[\sigma_{\text{см}}] = 160$ МПа.

Максимальная нагрузка:

из условия среза заклепки при $d_0 = 21$ мм (см. табл. 3.2) по формуле (3.2)

$$[F_{\text{ср}}] = \frac{\pi d_0^2}{4} \cdot z \cdot i \cdot [\tau]_{\text{ср}} = \frac{3,14 \cdot 21^2}{4} \cdot 6 \cdot 1 \cdot 70 = 145,4 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

из условия смятия заклепки (см. формулу (3.3))

$$[F_{\text{ср}}] = d_0 \cdot S_{\text{мин}} \cdot [\sigma]_{\text{см}} = 21 \cdot 10 \cdot 6 \cdot 160 = 201,6 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Следовательно, $F_{\max} = 145,4 \cdot 10^3$ Н.

Нормальные напряжения растяжения в сечениях полосы:
сечение А-А по формуле (3.4)

$$\sigma_p = \frac{F_{\max}}{(b - 3d_0)S_{\min}} = \frac{145,4 \cdot 10^3}{(250 - 3 \cdot 21) \cdot 10} = 77,75 \text{ МПа}$$

$$\sigma_p < [\sigma_p],$$

$\sigma_p = 80 \text{ МПа}$ (см. табл. 3.3),
сечение В-В

$$\sigma_p = \frac{F_{\max} - \frac{3}{6}F_{\max}}{A_{B-B}} = \frac{1 \cdot 145,5 \cdot 10^3}{3 \cdot (192 - 2 \cdot 21) \cdot 10} = 32,3 \text{ МПа},$$

$$\sigma_p < [\sigma_p]$$

сечение С-С

$$\sigma_p = \frac{F_{\max} - \frac{5}{6}F_{\max}}{A_{C-C}} = \frac{1 \cdot 145,5 \cdot 10^3}{6 \cdot (80 - 21) \cdot 10} = 41 \text{ МПа},$$

$$\sigma_p < [\sigma_p]$$

Прочность полосы обеспечена.

Проверяем на срез (скалывание) края полосы по формуле (3.5):

$$\tau_{cp} = \frac{\frac{1}{6}F_{\max}}{z \cdot 2(\ell - \frac{d_0}{2})S} = \frac{1 \cdot 145,5 \cdot 10^3}{6 \cdot 1 \cdot 2(40 - \frac{21}{2})10} = 41 \text{ МПа}$$

$$\tau_{cp} < [\tau_{cp}]; [\tau_{cp}] = 70 \text{ МПа}.$$

Косынку на растяжение не проверяем, так как она заведомо прочнее полосы (размеры сечений больше).

Задача 3.4.2.

Определить количество заклепок и их диаметр, при помощи которых крепится днище резервуара (рис. 3.6). Материал заклепок – сталь Ст 2, резервуара – сталь Ст 3.

Решение.

При склепывании деталей разной толщины диаметр заклепки определяется по формуле (3.1):

$$d \approx 3\sqrt{S_{\Sigma}} = 3\sqrt{6 + 8} = 11,2 \text{ мм}$$

Принимаем диаметр заклепки $d = 12 \text{ мм}$, а диаметр просверленного отверстия под заклепку $d_0 = 12,5 \text{ мм}$ (см. табл. 3.2).

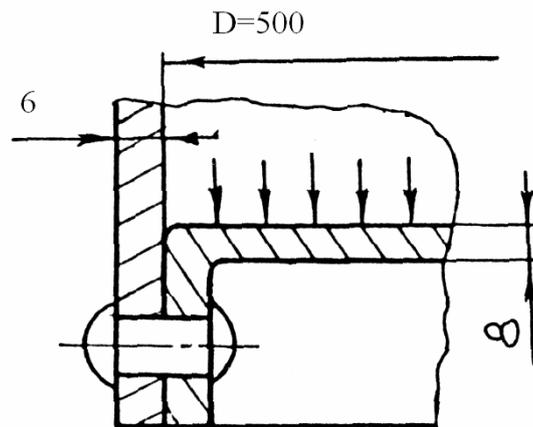


Рис. 3.6. Соединение крепления дна резервуара

Сила, действующая на заклепку от внутреннего давления:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} \cdot P = \frac{3,14 \cdot 500^2}{4} \cdot 0,8 = 157 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Число заклепок из условия среза (см. формулу (3.2)):

$$Z_{cp} = \frac{F}{\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot i \cdot [\tau_{cp}]} = \frac{157 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot 12,5^2}{4} \cdot 1 \cdot 140} = 9,14$$

$Z_{cp} = 10$.

Число заклепок из условия смятия (см. формулу (3.3)):

$$Z_{cm} = \frac{F}{d_0 \cdot s_{min} \cdot [\sigma_{cm}]} = \frac{157 \cdot 10^3}{12,5 \cdot 6 \cdot 320} = 6,54$$

$Z_{cm} = 7$.

Принимаем большее из двух значений $Z=10$.

Задача 3.4.3.

Элемент фермы, состоящий из двух прокатных равнобоких уголков, растянут с усилием $F = 800$ кН. Подобрать уголки и рассчитать заклепочное соединение уголков с листом узла фермы (рис. 3.7). Материал листа – сталь Ст 3, заклепок – сталь Ст 2. Отверстия под заклепки просверлены.

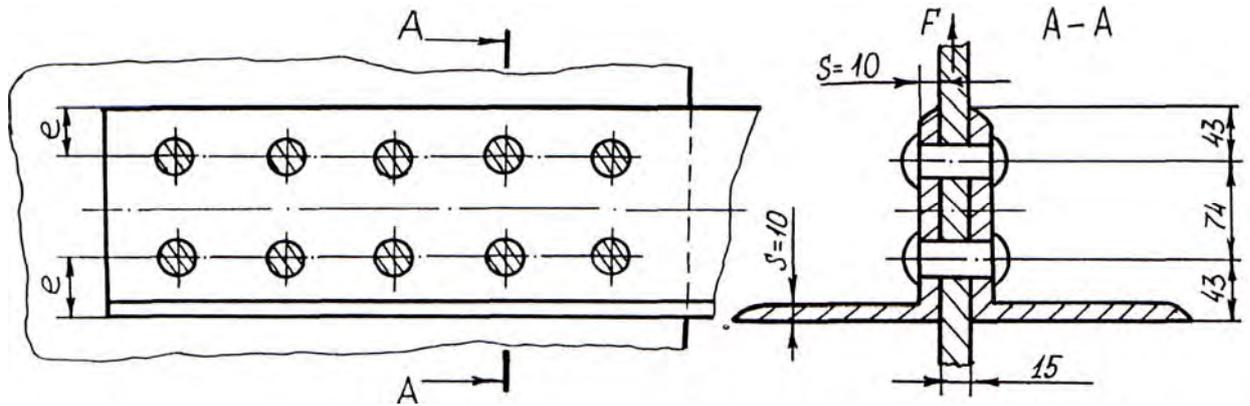


Рис. 3.7. Ферма

Решение.

Требуемая площадь ослабленного поперечного сечения двух уголков

$$A_{TP} \geq \left[\frac{F}{\sigma_p} \right] = \frac{800 \cdot 10^3}{160} = 5 \cdot 10^3 \text{ мм}^2,$$

где $[\sigma_p] = 160$ МПа (см. табл. 3.3).

Принимая ориентировочно полную площадь сечения одного уголка на 20% больше ослабленной, найдем

$$A_1 = 1,15 \cdot \frac{A_{TP}}{2} = 1,2 \cdot \frac{5 \cdot 10^3}{2} = 3000 \text{ мм}^2$$

По ГОСТ 8509 - 72 выбираем уголок № 16: $A = 314$ мм², 160x160x12.

Определяем по формуле (3.1) диаметр заклепки:

$$d \approx 3\sqrt{S_\Sigma} = 3\sqrt{10 + 10 + 15} = 17,7 \text{ мм}$$

Принимаем $d = 20$ мм, $d_0 = 21$ мм (см. табл. 3.2).

Число заклепок из условия среза определяем по формуле (3.2):

$$Z_{cp} = \frac{F}{\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot i [\tau_{cp}]} = \frac{800 \cdot 10^3}{\frac{3,14 \cdot 21^2}{4} \cdot 2 \cdot 140} = 8,25,$$

где $[\tau_{cp}] = 140$ МПа (см. табл. 3.3).

Число заклепок из условия смятия определяем по формуле (3.3):

$$Z_{cm} = \frac{F}{d_0 \cdot s_{min} \cdot [\sigma_{cm}]} = \frac{800 \cdot 10^3}{21 \cdot 15 \cdot 320} = 7,93,$$

где $[\sigma_{cm}] = 320$ МПа (см. табл. 3.3).

Окончательно устанавливаем 10 заклепок в два ряда.

Проверяем на срез (скалывание) края уголка по формуле (3.5) (табл. 3.3)

$$\tau_{cp} = \frac{F}{Z \cdot 2 \left(\ell - \frac{d_0}{2} \right) S \cdot 2} = \frac{800 \cdot 10^3}{5 \cdot 2 \left(43 - \frac{21}{2} \right) \cdot 10 \cdot 2} = 123 \text{ МПа}$$

Условие прочности выполняется:

$$\tau_{cp} < [\tau_{cp}].$$

Уголок проверяем на растяжение

$$\sigma_p = \frac{\frac{1}{2} F}{A_{1_{нетто}}} = \frac{F}{2(A_1 - 2d_0S)} = \frac{800 \cdot 10^3}{2 \cdot (3140 - 2 \cdot 21 \cdot 10)} = 147 \text{ МПа},$$

$$[\sigma_p] = 160 \text{ МПа (табл.3.3)},$$

$$\sigma < [\sigma_p].$$

Условие прочности соблюдается.

Задача 3.4.4.

Рассчитать заклепочное соединение по рис. 3.8.

Определить число и диаметр заклепок, соединяющих косынку 1 со швеллерной балкой 2, и высоту косынки h , если сила $F = 40$ кН.

Материал косынки, швеллера и заклепок – сталь Ст 3.

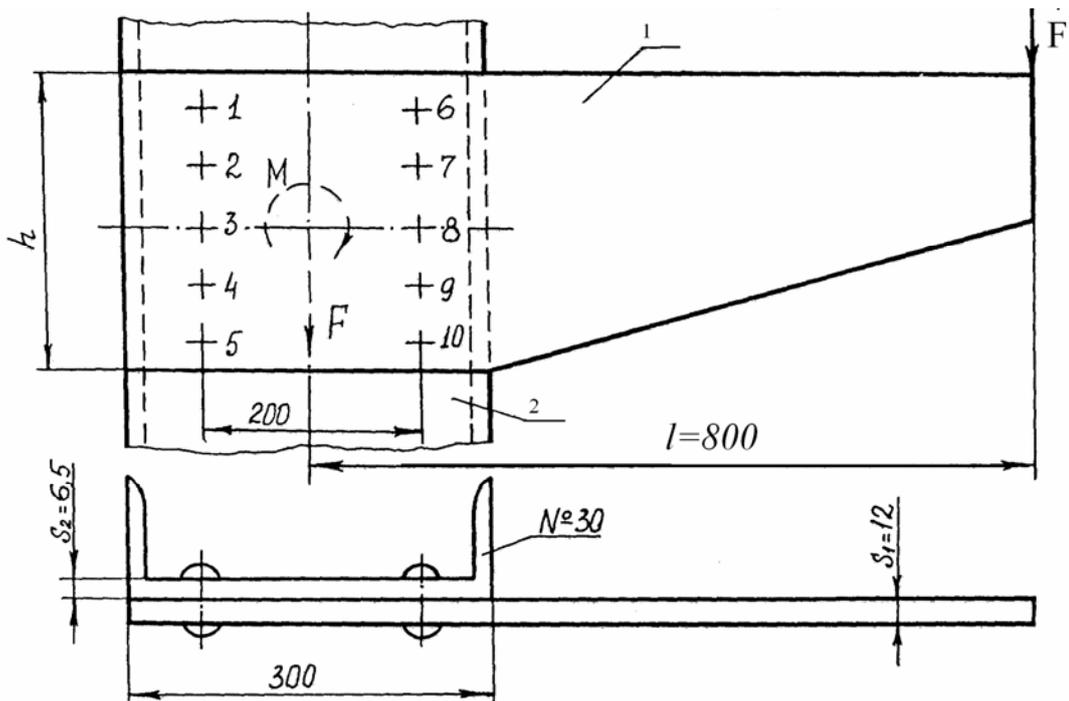


Рис. 3.8. Заклепочное соединение косынки со швеллером

Решение.

Считаем, что отверстия под заклепку просверлены. На заклепочное соединение действуют изгибающий момент M и сила сдвига F .

$$M = F \cdot \ell = 40 \cdot 10^3 \cdot 0,8 = 32 \cdot 10^3 \text{ НМ.}$$

Из условия прочности пластин на изгиб определяем величину ослабленного сечения косынки 1.

$$W_1 \geq \frac{M}{[\sigma_{и}]} = \frac{32 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{160} = 2 \cdot 10^5 \text{ мм}^3,$$

где $[\sigma_{и}] \approx [\sigma_p] = 160 \text{ МПа}$ (см.табл.3.3).

Момент сопротивления сечения косынки

$$W = \frac{h^2 S}{6},$$

тогда

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot 2 \cdot 10^5}{12}} = 316 \text{ мм.}$$

Учитывая, что сечение ослаблено отверстиями под заклепки, ориентировочно полученное значение высоты косынки h увеличиваем на 10%.

$$h_{\text{брутто}} = 1,1 \cdot h = 1,1 \cdot 316 = 347,6 \text{ мм.}$$

Принимаем $h_{\text{брутто}} = 345$ мм.

Диаметр заклепки, учитывая толщины сечения косынки и швеллера, по формуле (3.1)

$$d = (3 \dots 3,5) \sqrt{S_{\Sigma}} = (3 \dots 3,5) \sqrt{6,5 + 12} = 15 \text{ мм}$$

Принимаем $d = 16$ мм, $d_0 = 16,5$ мм (см. табл.3.2).

Заклепки установлены по контуру соединения внахлестку, шаг соединения $3d \leq t \leq 6d$

Принимаем шаг $t = 4,5 d = 4,5 \cdot 16 = 72$ мм.

Число заклепок $Z = 10$ (рис. 3.9).

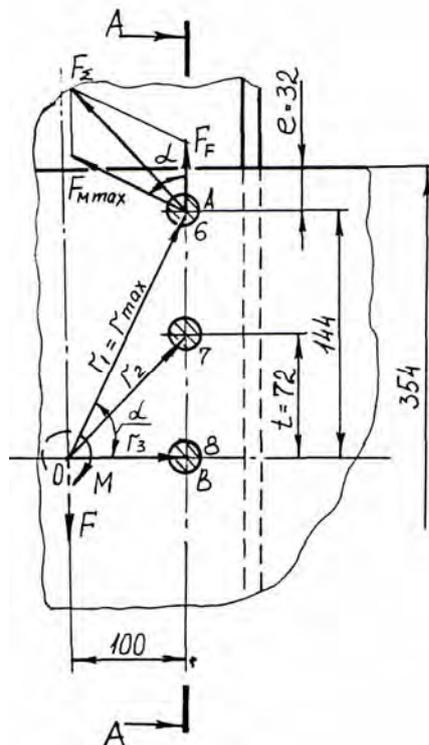


Рис.3.9. Элемент чертежа заклепочного соединения косынки со швеллером

Усилие, приходящееся на одну заклепку от сдвигающей силы при условии равномерного распределения ее действия между всеми заклепками (см. формулу (3.10)):

$$F_F = \frac{F}{Z} = \frac{4 \cdot 10^3}{10} = 4000 \text{ Н.}$$

Наибольшее усилие, приходящееся на заклепку от момента М (см. формулу (3.11)):

$$F_{M_{\max}} = \frac{M \cdot r_{\max}}{\sum_{i=1}^z r_i^2} = \frac{32 \cdot 10^3 \cdot 10^3 \cdot 175}{4 \cdot 175^2 + 4 \cdot 123^2 + 2 \cdot 100^2} = 27584 \text{ Н.}$$

Суммарное усилие, действующее на наиболее нагруженные заклепки 6 и 10, равно геометрической сумме сил F_A и $F_{M_{\max}}$

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_F^2 + F_{M_{\max}}^2 + 2F_F \cdot F_{M_{\max}} \cos \alpha} =$$

$$r_1 = r_{\max} = \sqrt{100^2 + 144^2} = 175 \text{ мм};$$

$$r_2 = \sqrt{100^2 + 72^2} = 123 \text{ мм};$$

$$r_3 = 100 \text{ мм}.$$

Из треугольника АОВ

$$\cos \alpha = \frac{100}{175} = 0,5714.$$

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_{F6}^2 + F_{M_{\max 6}}^2 + 2 \cdot F_{F6} \cdot F_{M_{\max 6}} \cos \alpha},$$

$$F_{\Sigma} = \sqrt{4000^2 + 27584^2 + 2 \cdot 4000 \cdot 0,5714} = 28977 \text{ Н.}$$

По усилию F_{Σ} проверяем заклепку на срез (см. формулу (3.2)):

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F_{\Sigma}}{\frac{\pi d_0^2}{4} \cdot i} = \frac{28977 \cdot 4}{3,14 \cdot 16,5^2 \cdot 1} = 135 \text{ МПа.}$$

$$\tau_{\text{ср}} < [\tau_{\text{ср}}]$$

где $[\tau_{\text{ср}}] = 140 \text{ МПа}$ (см. табл.3.3)).

Проверяем заклепку на смятие (см. формулу (3.3)):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\Sigma}}{d_0 \cdot S_2} = \frac{28977}{16,5 \cdot 6,5} = 270 \text{ МПа.}$$

$\sigma_{\text{см}} < [\sigma_{\text{см}}]$, где $[\sigma_{\text{см}}] = 320 \text{ МПа}$ (см. табл.3.3).

Напряжение изгиба косынки по сечению А-А:
момент инерции сечения

$$I = \frac{12 \cdot 354^3}{12} - 2 \left[\left(\frac{12 \cdot 16,5^3}{12} + 72^2 \cdot 12 \cdot 16,5 \right) + \left(\frac{12 \cdot 16,5^3}{12} + 144^2 \cdot 12 \cdot 16,5 \right) \right] - \frac{12 \cdot 16,5^3}{12} = 3921,6 \cdot 10^4 \text{ мм}^4;$$

момент сопротивления сечения

$$W_{\text{нетто}} = \frac{I}{Y_{\text{max}}} = \frac{3921,6 \cdot 10^4}{177} = 221559 \text{ мм}^3;$$

$$\sigma_u = \frac{M_{A-A}}{W_{\text{нетто}}} = \frac{40 \cdot 10^3 \cdot 700}{221559} = 129 \text{ МПа}.$$

$\sigma_u < [\sigma_u]$ – условие прочности соблюдается.

Задача 3.4.5.

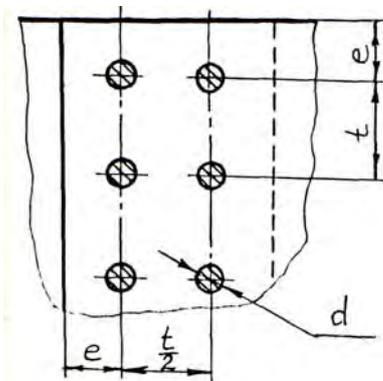


Рис.3.10. Заклепочное соединение накладок с цилиндрическим автоклавом

Определить толщину листов, накладок и размеры продольного и поперечного заклепочных швов цилиндрического автоклава (рис. 3.10), предназначенного для испытания деталей под давлением. Диаметр автоклава $D = 50$ мм, давление жидкости в автоклаве $P = 1,5$ МПа.

Решение.

Материал автоклава, накладок и заклепок – сталь Ст 4, $\sigma_b = 480$ МПа.
По табл. 3.8 при

$$\frac{p \cdot D}{2} = \frac{1,5 \cdot 500}{2} = 375 \frac{H}{\text{мм}^2}$$

принимаем двухрядный шов внахлестку.

Тогда:

$n_B = 4,75$ (см. табл. 3.7);

$\varphi = 0,7$ – коэффициент прочности шва.

Допускаемое напряжение при растяжении

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_B}{n_B} = \frac{480}{4,75} = 100 \text{ МПа} .$$

Толщина стенок автоклава (см. формулу (3.15)):

$$S = \frac{P \cdot D}{2 \cdot \varphi \cdot [\sigma_p]} + \Delta = \frac{1,5 \cdot 500}{2 \cdot 0,7 \cdot 100} + 2 = 5,36 + 2 = 7,36 \text{ мм} .$$

Принимаем $S = 8$ мм.

Диаметр заклепок

$$d = S + 8 = 8 + 8 = 16 \text{ мм} .$$

Принимаем $d = 16$ мм, $d_0 = 16,5$ мм (см. табл. 3.2).

Шаг двухрядного шва внахлестку (см. рис. 3.1, б)

$$t = 2,6d + 15 = 2,6 \cdot 16 + 15 = 56,6 \text{ мм} .$$

Принимаем $t = 56$ мм.

Коэффициент прочности шва (см. формулу (3.19)):

$$\varphi = \frac{t - d}{t} = \frac{56 - 16}{56} = 0,71 .$$

Расчетная нагрузка на одну заклепку:

продольного шва по формуле (3.20)

$$F_0 = \frac{P \cdot D \cdot t}{2 \cdot K} = \frac{1,5 \cdot 500 \cdot 56}{2 \cdot 2} = 10500 \text{ Н};$$

а поперечного шва по формуле(3.21)

$$F_0 = \frac{P \cdot D \cdot t}{4 \cdot K} = \frac{1,5 \cdot 500 \cdot 56}{4 \cdot 2} = 5250 \text{ Н};$$

Проверка заклепок на срез производится по формуле (3.22)

$$\tau_{\text{усл}} = \frac{F_0}{i \frac{\pi d_0^2}{4}} = \frac{10500 \cdot 4}{1 \cdot 3,14 \cdot 16,5^2} = 49,13 \text{ МПа} .$$

где $[\tau_{\text{усл}}] = 65 \text{ МПа}$ (см. табл.3.9)

Коэффициент скольжения определяется по формуле (3.18)

$$\xi = \frac{4F_0}{\pi d_0^2 K i} = \frac{4 \cdot 10500}{3,14 \cdot 16,5^2 \cdot 2} = 24,56.$$

$$\xi < [\xi],$$

$$[\xi] = (60 \dots 65) \frac{H}{\text{мм}^2}.$$

$$\ell = 1,5d = 1,5 \cdot 16 = 24 \text{ мм}.$$

$$t = 2,6d + 15 = 2,6 \cdot 16 + 15 = 56 \text{ мм}.$$

4. СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

4.1. Общие сведения

Соединения с натягом – это соединения деталей, полученные в результате возникновения упруго-пластических деформаций при сборке вследствие разности сопрягаемых размеров, обеспечивающих гарантированный натяг.

По форме поверхностей контакта различают: цилиндрические, конические и цилиндро-конические соединения.

Соединения с натягом применяют для неразборных или редко разбираемых сопряжений. Нагрузки передаются за счет сил трения между двумя деталями и пропорциональны величине натяга в соединении. Посадки, имеющие большой натяг со значительным разбросом (H/u; H/x; H/Z) рекомендуется проверять опытным путем. Для запрессовок втулок в шкивы, зубчатые колеса, для закрепления зубчатых колес на валах коробок скоростей, установки венцов червячных колес используют посадки H/r; H/s; H/t. Для передачи небольших нагрузок в соединениях тонкостенных деталей применяют посадку H/p. При использовании посадок с малым натягом (например, для подшипников качения) повреждения сопрягаемых поверхностей незначительны либо не наблюдаются даже при многократных сборках и разборках. В таких случаях соединение может считаться разъемным.

Сборку цилиндрических соединений с натягом выполняют либо прессованием, либо нагревом охватывающей детали (втулки), либо охлаждением охватываемой детали (вала). Запрессовка деталей осуществляется на гидравлических, винтовых или рычажных прессах. Для предупреждения задиров и уменьшения величины силы запрессовки сопрягаемые поверхности предварительно смазывают маслом. Скорость запрессовки не должна превышать 5 мм/с.

При сборке температурным деформированием нагрев должен осуществляться до значений, меньших температуры низкого отпуска, чтобы не происходило структурных изменений в металле. Для охлаждения вала используют углекислоту или жидкий воздух.

В настоящее время все большее применение получают термомеханические соединения деталей, изготовленных из сплавов с памятью формы. Такие сплавы (например, никель-титановые), деформированные при низкой температуре (в мартенситном состоянии), восстанавливают свою форму (прежние размеры) в процессе последующего нагрева и перехода в аустенитное состояние и создают тем самым натяг в соединении. Термомеханические соединения находят широкое применение в авиационной, космической и других областях техники.

Прочность сцепления деталей, собираемых с помощью температурного деформирования, более чем в 1,5 раза превышает прочность соединений

запрессовкой при одинаковом расчетном натяге, так как в процессе запрессовки из-за сглаживания неровностей на сопрягаемых поверхностях величина расчетного натяга уменьшается.

Соединения с натягом просты конструктивно, обеспечивают хорошее центрирование сопрягаемых деталей, могут воспринимать значительные статические и динамические нагрузки. Однако, существуют и недостатки: высокая трудоемкость сборки при больших натягах, возможность повреждения посадочных поверхностей при сборке, высокая концентрация напряжений (эффективный коэффициент концентрации напряжений $K_{\sigma} \leq 3,5$) особенно у краев отверстия втулки, склонность к контактной коррозии из-за неизбежных осевых микроперемещений точек деталей вблизи краев соединения понижение прочности при переменных нагрузках отсутствие жесткой фиксации деталей.

4.2. Расчет соединений с натягом

Основная задача расчета соединения с натягом состоит в определении наименьшего требуемого натяга, обеспечивающего взаимную неподвижность деталей при передаче заданной нагрузки, наибольшего натяга, допускаемого из условия прочности соединяемых деталей и выбора соответствующей посадки. Кроме того, при механическом способе сборки необходимо определять усилие запрессовки, а при тепловом – разность температур соединяемых деталей.

Для обеспечения неподвижности соединения давление между сопряженными поверхностями деталей P должно быть таким, чтобы силы трения $F_{тр}$ превышали внешние сдвигающие силы $F_{вн}$.

В цилиндрических соединениях величина давления на сопряженных поверхностях деталей для различных случаев нагружения определяется из условия работоспособности

$$F_{тр} \geq F_{вн}.$$

При действии только осевой нагрузки F_a (рис. 4.1) условие работоспособности соединения имеет вид

$$\pi d l p f = \kappa F_a, \quad (4.1)$$

где d – номинальный диаметр соединения, мм;

l – длина соединения, мм;

p – посадочное давление, МПа;

$\kappa = 2 \dots 4$ – коэффициент запаса сцепления (большие значения принимают с целью недопущения контактной коррозии);

f – коэффициент сцепления (трения).

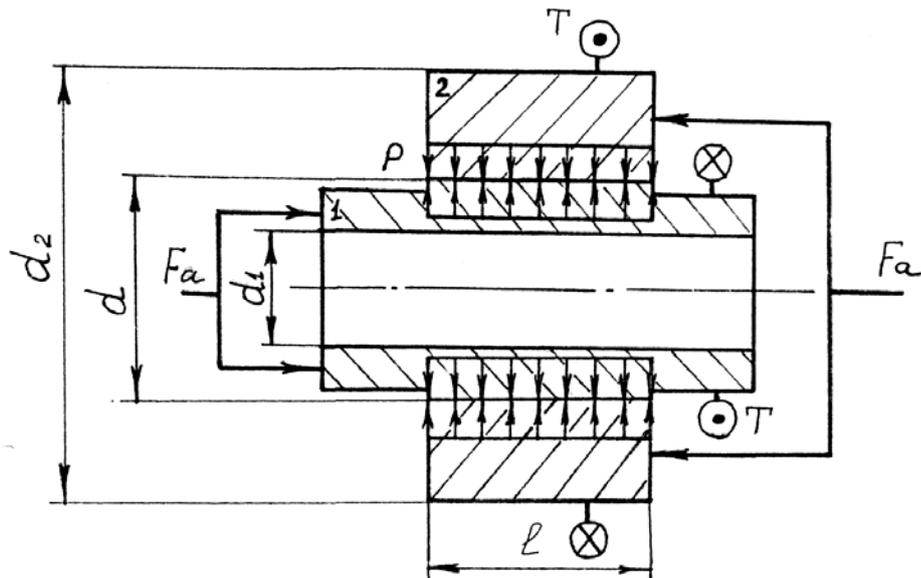


Рис. 4.1. Нагружение соединения осевой силой и крутящим моментом:
 d - диаметр сопрягаемых элементов, d_1 - диаметр отверстия в охватываемой детали,
 d_2 - наружный диаметр охватывающей детали

Тогда

$$p = \frac{KF_a}{\pi d l f} \quad (4.2)$$

Для соединения, нагруженного крутящим моментом T , условие работоспособности записывается следующим образом:

$$\pi d l p f = K F_t,$$

где $F_t = \frac{2T}{d}$ - окружное усилие, Н.

Отсюда

$$P = \frac{2KT}{\pi d^2 l f} \quad (4.3)$$

При одновременном действии на соединение осевой силы и крутящего момента расчет производится по условной суммарной окружной силе и удельному давлению:

$$F_{\Sigma} = \sqrt{F_a^2 + F_t^2} = \frac{\pi d l p f}{K};$$

$$p = \frac{KF_{\Sigma}}{\pi d l f} \quad (4.4)$$

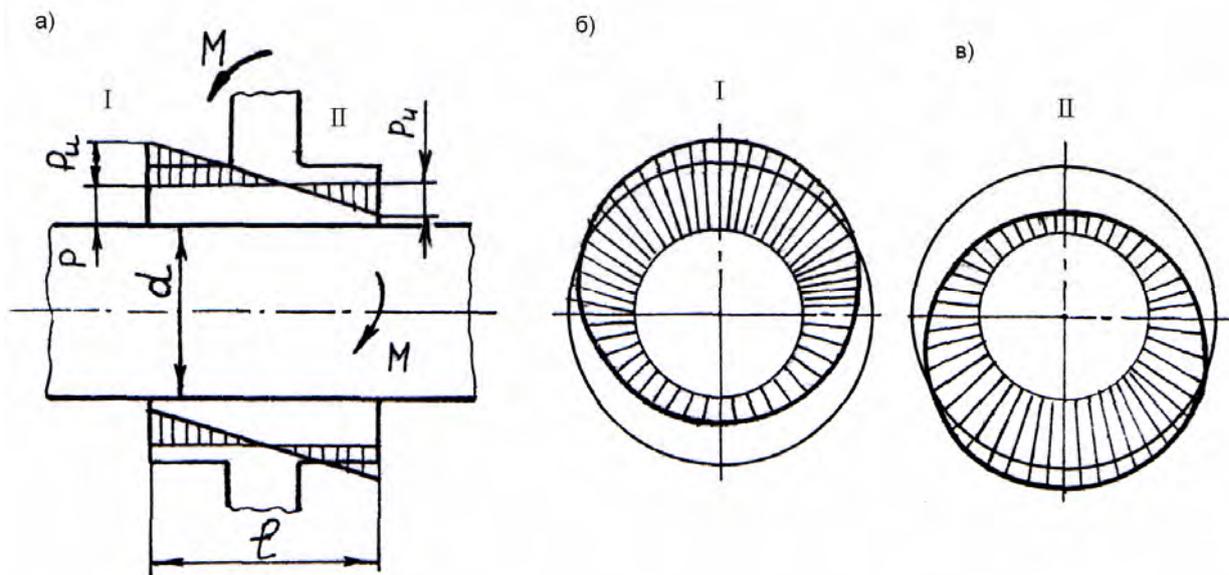


Рис. 4.2. Соединение с натягом, нагруженное изгибающим моментом

Если соединение нагружено изгибающим моментом M , то в осевой плоскости соединения происходит перераспределение давлений по длине (рис. 4.2, а). Увеличение давления наблюдается в области сжатия, а уменьшение – в области растяжения.

Считается, что одну половину изгибающего момента воспринимает верхняя, а другую – нижняя часть соединения. В поперечных сечениях, например по торцам I и II ступицы, первоначально кольцевая эпюра давлений принимает серпообразный характер (рис. 4.2, б, в).

При значительных изгибающих моментах в разгруженной зоне контакта может образоваться зазор (произойти раскрытие стыка), что недопустимо.

Условие нераскрытия стыка при действии изгибающего момента.

$$p - p_v \geq p_{\min}, \quad (4.5)$$

где p – давление в соединении от посадки;

p_u – давление, вызываемое изгибающим моментом;

p_{\min} – остаточное давление в наиболее разгруженной зоне (для практических расчетов принимают $p_{\min} = 0,25 p$).

Отсюда следует $p_u \leq 0,75 p$.

Наибольшее давление от изгибающего момента

$$p_u = \frac{M}{2W} \cdot \frac{4}{\pi} \leq 0,75 P, \quad (4.6)$$

где $M/2$ – часть изгибающего момента, приходящаяся на верхнюю (нижнюю) половину соединения, Н.мм;

$4/\pi$ – множитель, учитывающий серпообразный характер суммарной эпюры давлений на окружности вала.

Момент сопротивления диаметрального осевого сечения вала изгибу, мм³:

$$W = \frac{d\ell^2}{6} .$$

После преобразования формулы (4.6) получаем значение давления при сопряжении деталей с учетом условия нераскрытия стыка:

$$p \geq \frac{16M}{\pi d\ell^2} . \quad (4.7)$$

Таким образом, для повышения нагрузочной способности соединения, подверженного действию значительного изгибающего момента, целесообразно увеличивать его длину.

Коэффициенты трения для расчетов выбираются по табл.4.1.

Таблица 4.1

Коэффициент трения f при посадках с натягом на стальную деталь

Способ сборки соединения	Значение f при материале охватываемой детали				
	сталь	чугун	алюминиевые сплавы	латунь	пластмассы
Механическая запрессовка	0,06...0,13	0,07...0,12	0,02...0,06	0,05...0,1	0,4...0,5
Тепловая сборка	0,14...0,16	0,07...0,09	0,05...0,06	0,05...0,14	-

Посадочное давление связано с расчетным натягом посадки известной из курса сопротивления материалов зависимостью (формула Ламе для расчета толстостенных сосудов):

$$p = \frac{N_p \cdot 10^{-3}}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)} \quad (4.8)$$

где N_p – расчетный натяг, мкм;

d – номинальный диаметр соединения, мм;

E_1 и E_2 – модули упругости материалов охватываемой (вала) и охватывающей (втулки) деталей, МПа (для стали $E \approx 2,1 \cdot 10^5$ МПа, для чугуна $E \approx 0,9 \cdot 10^5$ МПа, для бронзы $E \approx 1 \cdot 10^5$ МПа);

C_1 и C_2 – коэффициенты жесткости охватываемой и охватывающей деталей.

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 ; \quad (4.9)$$

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 ; \quad (4.10)$$

где μ_1 и μ_2 – коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей (можно принимать для стали $\mu = 0,3$; для чугуна $\mu = 0,25$; для бронзы $\mu = 0,35$).

Как показывает опыт, при запрессовке вала во втулку происходит смятие и срез микронеровностей, что учитывается при определении расчетного натяга:

$$N_p = N - 1,2(R_{Z1} + R_{Z2}) , \quad (4.11)$$

где N – измеренный натяг.

Его значения лежат в пределах вероятностных натягов посадки:

$$N_{p \min} \leq N \leq N_{p \max}$$

R_{Z1} и R_{Z2} – параметры шероховатостей деталей.

Для часто применяемых способов обработки сопрягаемых поверхностей

$$R_Z = 5Ra$$

Тогда формулу (4.11) можно записать в другом виде:

$$N_p = N - 6(R_{a1} + R_{a2}) = N - U_R , \quad (4.12)$$

где $U_R = 6(R_{a1} + R_{a2}) = 1,2(R_{Z1} + R_{Z2})$ – поправка на шероховатость.

Если соединение работает при повышенной температуре (например, составное червячное колесо), то ослабление натяга из-за нагрева учитывают поправкой в микрометрах на температурную деформацию:

$$u_t = d[\alpha_2(t_2 - 20^\circ C) - \alpha_1(t_1 - 20^\circ C)] , \quad (4.13)$$

где α_1 и α_2 – коэффициенты линейного расширения охватываемой и охватывающей деталей;

t_1 и t_2 – рабочая температура тех же деталей, °С.

«Потеря» натяга может также произойти при высокоскоростном вращении.

Требуемый минимальный натяг N_{pmin} при известном расчетном N_p (см. формулу (4.8)) рассчитывается:
при механической сборке

$$N_{pmin} = N_p + U_R + U_t, \quad (4.14)$$

при тепловом способе сборки

$$N_{pmin} = N_p + U_t. \quad (4.15)$$

При решении обратной задачи, т.е. при расчете несущей способности соединения, определяют минимальный вероятностный N_{pmin} натяг, который обеспечивает данная посадка.

$$N_{pmin} = \bar{N} - C \sqrt{T_D^2 + T_d^2}, \quad (4.16)$$

где \bar{N} – средний натяг;

N_{pmax} , N_{pmin} – максимальный и минимальный натяги;

T_D – допуск диаметра отверстия;

T_d – допуск диаметра вала.

Отклонения диаметров отверстий и валов подчиняются нормальному закону распределения.

Коэффициент C зависит от принятой вероятности P обеспечения того, что фактическое значение натяга располагается в пределах $N_{pmin} \dots N_{pmax}$ (табл. 4.2).

Таблица 4.2

Значения коэффициента C от вероятности P

P	0,999	0,99	0,98	0,97	0,95	0,90
C	0,50	0,39	0,34	0,31	0,27	0,21

Действительный расчетный натяг N_p из-за смятия сопряженных поверхностей:

$$N_p = N_{p \min} - 1,2(R_{z1} - R_{z2}) \quad (4.17)$$

или

$$N_p = N_{p \min} - 6(R_{a1} - R_{a2}) \quad (4.18)$$

После расчета натяга определяют посадочное давление по формуле Ламе (4.6) и величину передаваемой нагрузки в зависимости от способа нагружения.

4.3. Расчет деталей соединения на прочность

При расчете прочности деталей соединения используют значение максимального натяга.

Рассмотрим поперечное сечение соединения с натягом (рис. 4.3).

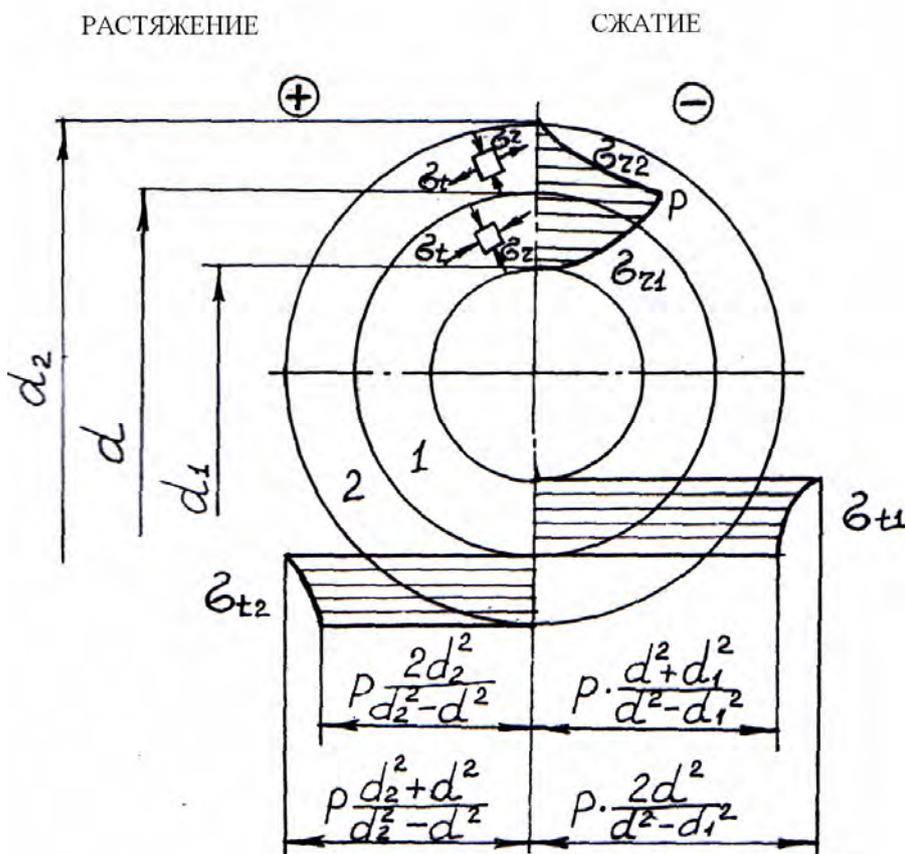


Рис .4.3. Соединение с натягом:

1 – вал; 2 – втулка; σ_{rr} и σ_{tt} - нормальные радиальные и тангенциальные напряжения

Каждый элемент втулки 2 под действием давления p , согласно формуле Ламе, со стороны вала 1 испытывает радиальные напряжения сжатия и тангенциальные напряжения растяжения. В то же время каждый элемент вала 1 под действием давления p со стороны втулки 2 испытывает радиальные и тангенциальные напряжения сжатия.

Напряженное состояние соединяемых с натягом деталей оценивают по теории наибольших касательных напряжений, в соответствии с которым эквивалентное напряжение σ_E вычисляют как разность максимальных σ_{\max} и минимальных σ_{\min} нормальных напряжений. Напряжения при растяжении считаются положительными. Наибольшие эквивалентные напряжения имеют место на внутренних поверхностях охватывающей и охватываемом деталей (см. рис. 4.3).

На внутренней поверхности втулки напряжение определится:

$$\begin{aligned}\sigma_{E2} &= \sigma_{\max 2} - \sigma_{\min 2} = \sigma_{t2} - (-\sigma_{r2}) = \\ &= p \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} - (-p) = \frac{p2d_2^2}{d_2^2 - d^2}.\end{aligned}\quad (4.19)$$

На внутренней поверхности вала (или на поверхности отверстия полого вала) $\sigma_{r1}=0$ больше любого отрицательного значения σ_{t1} :

$$\begin{aligned}\sigma_{E1} &= \sigma_{\max 1} - \sigma_{\min 1} = \sigma_{r1} - (-\sigma_{t1}) = \\ &= 0 - \left(-p \frac{2d^2}{d^2 - d_1^2}\right) = \frac{2pd^2}{d^2 - d_1^2}\end{aligned}\quad (4.20)$$

Условие прочности для втулки имеет вид:

$$\begin{aligned}\sigma_{E2} \leq \sigma_{T2} \text{ или, } \frac{p_{T2} \cdot 2d_2^2}{d_2^2 - d^2} \leq \sigma_{t2}, \text{ откуда} \\ p_{T2} \leq \frac{0,5\sigma_{T2}(d_2^2 - d^2)}{d_2^2}.\end{aligned}\quad (4.21)$$

Условие прочности для вала

$$p_{T1} \leq \frac{0,5\sigma_{T1}(d^2 - d_1^2)}{d^2}, \quad (4.22)$$

где σ_{Ti} – предел текучести материала вала или втулки, МПа.

На практике наиболее опасным элементом, с точки зрения появления пластических деформаций, является охватывающая деталь. Тогда наибольший расчетный натяг в соединении, допускаемый прочностью соединяемых деталей, запишется в виде:

$$N_{p \max} = 0,5 \sigma_T \cdot d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \left[1 - \left(\frac{d}{d_2} \right)^2 \right]. \quad (4.23)$$

Величина уменьшения внутреннего диаметра охватываемой детали составит:

$$\Delta d_1 = \frac{2pd_1}{E_1 \left(1 - \frac{d_1^2}{d^2} \right)}, \quad (4.24)$$

а увеличения наружного диаметра охватывающей детали при этом составит:

$$\Delta d_2 = \frac{2pd_2}{E_2 \left(\frac{d_2^2}{d^2} - 1 \right)}. \quad (4.25)$$

В соответствии с принятым способом сборки соединения выполняют расчет силы запрессовки (при сборке запрессовкой) и силы выпрессовки или температуры нагрева охватывающей (охлаждения охватываемой) детали (при сборке температурным деформированием).

Сила запрессовки определится:

$$F_n = \pi d \ell p_{\max} f_n, \quad (4.26)$$

где f_n – коэффициент сцепления (трения) при запрессовке.

Сила выпрессовки определится:

$$F_B = \pi d \ell p_{\max} f_B, \quad (4.27)$$

где $f_B \approx 1,5 f_n$ – коэффициент сцепления (трения) при выпрессовке.

Давление p_{\max} соответствует давлению при максимальном вероятностном натяге $N_{p \max}$ посадки.

Необходимая разность температур элементов соединения

$$\Delta_t = \frac{N_{\max} + S_{\min}}{\alpha d}, \quad (4.28)$$

где N_{\max} – наибольший натяг;

S_{\min} – зазор, необходимый для сборки соединения, равный минимальному зазору в посадке Н7/g6;

α – температурный коэффициент линейного расширения материала детали (для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$, для чугуна $\alpha = 12 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$, для алюминиевых сплавов $\alpha = 23 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$, для бронзы и латуни $\alpha = 17 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$).

4.4. Соединения посадкой на конус

Соединения посадкой на конус применяют преимущественно для закрепления деталей на концах валов (рис. 4.4). В отличие от цилиндрического коническое соединение легко монтируют и демонтируют без специального оборудования. Кроме того, конические соединения обеспечивают точное центрирование деталей, многократную разборку и сборку, возможность контроля натяга по осевому перемещению или силе затяжки и т.д.

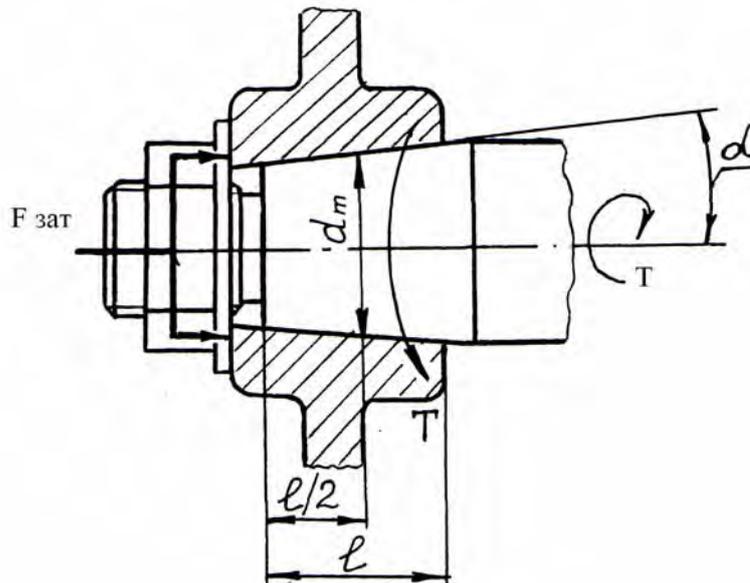


Рис. 4.4. Соединение посадкой на конус

Давление p в МПа на рабочей поверхности

$$p = \frac{F_{\text{зам}}}{\pi d_m l (\operatorname{tg} \alpha + f)}, \quad (4.29)$$

где $F_{зат}$ – сила затяжки, Н;
 d_m и l – средний диаметр и длина соединения, мм;
 f – коэффициент сцепления;
 α – угол наклона образующей конуса к оси вала.
Вращающий момент T в Н.мм, который может передать соединение:

$$T \leq 0,5d_m F_{зат} F_{пр} \quad (4.30)$$

Требуемая сила затяжки определится

$$F_{зат} = \frac{2\kappa T}{d_m f_{пр}}, \quad (4.31)$$

$\kappa = 1,3 \dots 1,5$ – коэффициент запаса сцепления.

Приведенный коэффициент сцепления:

$$f_{пр} = \frac{f}{\operatorname{tg} \alpha + f}$$

Максимальную силу затяжки определяют из условий прочности (см. формулу (4.14)). Конусность вала обычно принимают 1:10:

$$K = \frac{d_2 - d_1}{2} = 2\operatorname{tg} \alpha = 0,1$$

$$\operatorname{tg} \alpha = 0,5K = 0,05$$

$$F_{зат\max} = 0,5\sigma_T \pi d l (0,05 + f) \cdot \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \right], \quad (4.32)$$

где σ_T – предел текучести материала ступицы;
 D – наружный диаметр ступицы.

4.5. Фрикционные соединения коническими кольцами

Соединения коническими кольцами получают обычной механической обработкой сопрягаемых поверхностей деталей. Упрощенный монтаж ступицы и создание предварительного натяга дают возможность осуществления большого числа разборок иборок, обеспечения хорошего центрирования и возможности подтяжки соединения в процессе эксплуатации. Однако при

использовании соединений коническими кольцами возрастают радиальные габариты конструкции, возникает необходимость применения зажимного устройства и косвенного контроля затяжки.

Кольцевой зазор между валом и ступицей принимают в диапазоне $S = (0,05...0,125)d$, длину колец $l = (0,17...0,40)d$, где d – диаметр вала (см. рис. 4.5). Большие по величине значения S и l имеют в соединениях с валами небольшого диаметра ($d = 15...30$ мм). Кольца изготавливают из пружинных сталей типа 55Г, 60С2А и других. Поверхностная твердость колец составляет 45...55 HRC, рабочих поверхностей валов и ступиц – не ниже 35...45 HRC. Угол наклона α образующих колец обычно принимают 14...17 градусов из условия отсутствия самоторможения. Для обеспечения самоторможения применяют кольца с углом $\alpha = 3...5^\circ$, но в подобных случаях требуется тщательное центрирование колец. При разборке соединений коническими кольцами всех типов используют демонтажные винты.

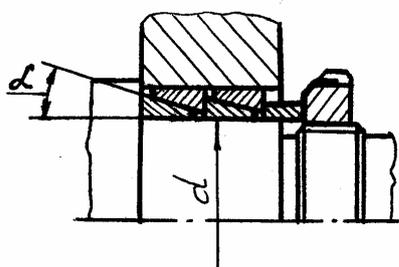


Рис. 4.5. Соединение коническими кольцами:
 α – угол наклона образующих колец; d – диаметр вала

Из условия равновесия первой (от гайки) пары сопряженных колец следует (см. рис. 4.6, а):

$$Q_0 = Q_1 + N_1 f_1 + N_2 f_2 = Q_1 + N_2 (f_1 + f_2), \quad (4.33)$$

где $Q_0 = F_{\text{зат}} / \pi \cdot d_{m1}$; $Q_1 = F_1 / \pi \cdot d_{m2}$ – осевые силы на единицу длины, Н;

$F_{\text{зат}}$ – сила затяжки гайки;

F_1 – сила сопротивления со стороны опорной поверхности;

$N_1 = N_2$ – реакции вала и корпуса, соответственно;

$d_{m1} = d_{m2} = d$ – средний диаметр колец;

$N_1 \cdot f_1 = F_{\text{тр1}}$ и $N_2 \cdot f_2 = F_{\text{тр2}}$ – силы трения между соответствующими поверхностями;

f_1 – коэффициент трения пары - внутреннее кольцо и вал;

f_2 – коэффициент трения пары - внешнее кольцо и корпус.

Из уравнения равновесия пары колец по рис. 4.6 (б, в) и из суммы проекций сил на радиус после преобразований получим

$$\frac{\text{tg}(\alpha + \rho^*) - \text{tg}\rho_1}{\text{tg}(\alpha + \rho^*) + \text{tg}\rho_2} = \psi, \quad (4.34)$$

где ρ_i – углы трения ($\rho_i = \arctg f_i$);

f_i – коэффициенты трения соответствующих поверхностей;

ψ – коэффициент, показывающий долю внешней силы, передаваемой на следующую пару колец.

Примем:

$$\psi = K_1/K_2;$$

$$K_1 = \operatorname{tg}(\alpha + \rho^*) - \operatorname{tg}\rho_1;$$

$$K_2 = \operatorname{tg}(\alpha + \rho^*) + \operatorname{tg}\rho_2.$$

При $f_1 = f_2 = f_i = f$ имеем $K_1 \approx \operatorname{tg}\alpha$; $K_2 = 2f + \operatorname{tg}\alpha$.

Тогда

$$\psi \approx \frac{\operatorname{tg}\alpha}{2 \cdot f + \operatorname{tg}\alpha}. \quad (4.35)$$

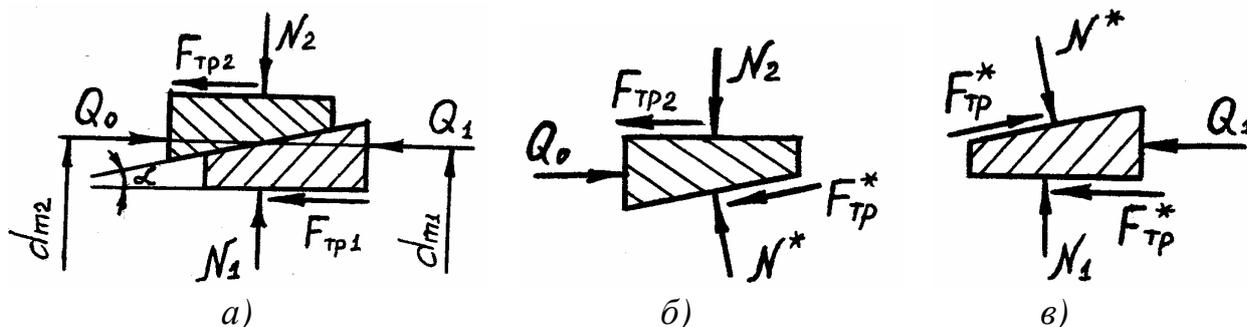


Рис. 4.6. Схема нагружения сопряженных колец:
а – первой (от гайки) пары колец; б, в – кольца сопряженного со ступицей и с валом, соответственно

Вращающий момент, передаваемый комплектом из n пар колец

$$T = \xi \cdot F_{\text{зат}} \cdot d, \quad (4.36)$$

где $d_{m1} = d_{m2} = d$;

$\xi = \frac{f_1}{2K_2} \sum_{i=1}^n \psi^{i-1}$ – коэффициент, учитывающий значения коэффициентов

трения, угла α и число пар колец в комплекте (i – номер пары колец от края, нагруженного силой затяжки).

Учитывая неравномерность распределения нагрузки по парам колец, не следует стремиться к использованию в одном комплекте более трех - четырех пар сопряженных колец. При определении силы затяжки рекомендуется учитывать коэффициент запаса сцепления $K = 1,5 \dots 2,0$.

$$F_{зат} = \frac{T \cdot K}{\xi \cdot d} \quad (4.37)$$

4.6. Пример решения задачи соединения фрикционными кольцами

Задача 4.6.1.

Рассчитать усилие затяжки соединения вала со ступицей концентрическими кольцами для передачи крутящего момента $T = 200$ Нм. Диаметр вала 50 мм, коэффициент трения между ступицей и кольцами, кольцами и валом при наличии смазки $f = 0,06$. Кольца выполнены из стали 55Г. Твердость поверхностей колец – 45...50 HRC, ступицы и вала – 38...42 HRC. Число пар колец принять не более трех.

Решение.

Определяем зазор между валом и ступицей:

$$S \approx 0,09d = 0,09 \cdot 50 = 4,5 \text{ мм.}$$

Принимаем длину кольца

$$l \approx 0,2d = 0,2 \cdot 50 = 10 \text{ мм.}$$

Угол наклона образующих колец $\alpha = 14^\circ$.

Коэффициент, учитывающий долю нагрузки, передаваемую на следующую пару колец

$$\psi \approx \operatorname{tg} \alpha / (2f + \operatorname{tg} \alpha) = \operatorname{tg} 14^\circ / (\operatorname{tg} 14^\circ + 2 \cdot 0,06) = 0,0675.$$

Тогда

$$\xi = \frac{f_1}{2K_2} \sum_{i=1}^n \psi^{i-1} = \frac{f_1}{2K_2} (1 + \psi + \psi^2) = \frac{0,06 \cdot (1 + 0,675 + 0,455)}{(2 \cdot 0,36933)} = 0,173,$$

где $K_2 = 2f + \operatorname{tg} \alpha = 2 \cdot 0,06 + \operatorname{tg} 14^\circ = 0,36933$.

Сила затяжки трех пар колец определится:

$$F_{зат} = T \cdot K / (\xi d) = 200 \cdot 103 \cdot 1,5 / (0,173 \cdot 50) = 34682 \text{ Н.}$$

ЛИТЕРАТУРА

1. Анурьев, В.И. Справочник конструктора – машиностроителя. В 3-х т. – 8-е изд., перераб. и доп; под ред. И.Н.Жесткова. – М.: Машиностроение, 2001.
2. Биргер, И.А. Расчет на прочность деталей машин: Справочник. / И.А. Биргер, Б.Ф. Шор, Г.В. Иосилевич. – М.: Машиностроение. 1979. – 702 с.
3. Детали машин в примерах и задачах: учеб. пособие / С.Н. Ничипорчик [и др.], под общ. ред. С.Н. Ничипорчика. – 2-е изд. – Минск: Вышэйшая школа, 1981. – 432 с.
4. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: Учебное пособие для машиностроительных специальностей вузов / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 4-е изд. – М.: Высшая школа, 1985. – 416с.
5. Кудрявцев, В.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов / В.Н. Кудрявцев. – Ленинград: Машиностроение. Ленинградское отд., 1980. – 464 с.
6. Кузьмин, А.В. Расчеты деталей машин: Справочное пособие. / А.В. Кузьмин, И.М. Чернин, Б.С. Козинцов – 3-е изд., перераб. и доп. – Минск: Вышэйшая школа, 1986. – 400 с.
7. Орлов, И.И. Основы конструирования: Справочно-методическое пособие: в 2т / т 2. под ред. П.Н.Учаева. – 3-е изд., исправл. – М.: Машиностроение. 1988. – 544 с.