

Министерство сельского хозяйства Российской Федерации
ФГБОУ ВО «Красноярский государственный аграрный университет»

В.А. Меновщиков, В.А. Козлов

СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Рекомендовано учебно-методическим советом федерального государственного бюджетного образовательного учреждения высшего образования «Красноярский государственный аграрный университет» для внутривузовского использования в качестве учебного пособия для студентов, обучающихся по направлению подготовки 35.03.06 «Агроинженерия», профили «Технический сервис в АПК» и «Технические системы в агробизнесе»

Электронное издание

Красноярск 2019

ББК 39.33-04

М 50

Рецензенты:

*Н.В. Еркаев, доктор физико-математических наук, профессор,
заведующий отделом вычислительной физики ИВМ СО РАН*

*Б.И. Ковальский, доктор технических наук, профессор
кафедры ТОГСМ ИНиГ СФУ*

М 50 **Меновщиков, В.А.**

Соединение деталей машин общего назначения: [Электронный ресурс]: учебное пособие / В.А. Меновщиков, В.А. Козлов; Краснояр. гос. аграр. ун-т. – Красноярск, 2019. – 169 с.

Пособие посвящено теме «Соединение деталей машин общего назначения», курса «Детали машин и основы конструирования» и предназначено для развития навыков самостоятельного решения технических задач. Рассмотрены конструкции и основы расчета разъемных и неразъемных соединений. Даны примеры решения задач, в том числе с использованием системы автоматизированного расчета. Приведены основные требования ЕСКД по оформлению текстовой и конструкторской документации, тематика и варианты расчетно-графической работы.

Предназначено для студентов, обучающихся по направлению подготовки 35.03.06 «Агроинженерия», профили «Технический сервис в АПК», «Технические системы в агробизнесе».

ББК 39.33-04

© Меновщиков В.А., Козлов В.А., 2019

© ФГБОУ ВО «Красноярский государственный аграрный университет», 2019

ПРЕДИСЛОВИЕ

Настоящее пособие предназначено для усвоения материала по теме «Соединения» курса «Детали машин и основы конструирования» и развития навыков в самостоятельном решении технических задач по основным темам раздела, установленным образовательным стандартом и учебным планом. Пособие состоит из пяти глав:

1. Разъемные соединения.
2. Неразъемные соединения.
3. Вероятностные расчеты соединений общего назначения.
4. Примеры решения задач по основным разделам темы «Соединения».
5. Тематика заданий по курсу «Детали машин и основы конструирования».

Пособие ориентировано на изучение материала по теме «Соединения» курса «Детали машин и основы конструирования». На основе изучения материала студенты должны выполнить расчетно-графическую работу. При выполнении самостоятельных расчетно-графических работ студенты должны решить от трех до восьми задач в зависимости от специальности и формы обучения. Тематика задач приведена в пособии отдельным разделом.

Решение задач необходимо разделить на отдельные вопросы. Рекомендуется задачи решать в общем виде. Подстановку числовых значений следует производить в конце решения и в том порядке, в каком стояли буквенные обозначения в расчетных формулах. После каждого числового выражения обязательно нужно ставить размерность. Подсчеты, как правило, нужно производить не только вручную, но и на ПЭВМ. Оформление расчетно-графических работ производят в соответствии с требованиями ЕСКД.

ВВЕДЕНИЕ

Детали, составляющие машину, связаны между собой тем или иным способом. Эти связи можно разделить на подвижные и неподвижные.

Неподвижные связи в технике называют **соединениями**.

В современной технике применяются следующие виды соединений: заклепочные, сварные, паяные и клеевые, прессовые (с гарантированным натягом), винтовые (резьбовые), клеммовые, клиновые и штифтовые, шпоночные, шлицевые (зубчатые) и профильные. Разнообразие применяемых видов соединений обусловлено:

- конструктивными особенностями, то есть различием формы соединяемых деталей (стержни, листы, корпусные детали, трубы, валы и втулки), свойствами материалов;
- специальными эксплуатационными и технологическими условиями (характером нагружения, условиями сборки и разборки);
- экономическими соображениями.

Некоторые виды соединений целесообразны лишь для деталей определенной формы (например, шпоночные соединения – для валов и насаживаемых на них деталей), другие более универсальны (например, винтовые соединения) и применимы для деталей различных форм.

В зависимости от технологических и эксплуатационных требований соединения могут быть:

неразъемными или *разъемными* – не допускающими или допускающими повторную сборку – разборку соединяемых деталей без разрушения или повреждения элементов конструкции;

прочными или *прочно-плотными (герметичными)* – удовлетворяющими только требованию прочности или одновременно как требованию прочности, так и условию непроницаемости соединения.

По характеру связи, осуществляемой между соединяемыми деталями, соединения могут работать:

фрикционно – за счет трения между соединяемыми деталями;
зацеплением соединяемых деталей – непосредственно или при помощи вспомогательных соединительных деталей;

путем превращения соединяемых деталей *в одну комплексную деталь* (с помощью сварки, пайки или склеивания).

Основным критерием работоспособности и расчета соединений является прочность.

ГЛАВА 1. РАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

1.1. Резьбовые соединения

Соединения деталей с помощью резьбы являются одним из старейших и наиболее распространенных видов разъемного соединения.

Резьбовыми соединениями называют соединения деталей с помощью резьбы. В качестве резьбовых элементов используют болты (винт с гайкой), винты и шпильки (рис. 1.1). Основным преимуществом болтового соединения (рис. 1.1, *а*) является то, что оно не требует выполнения резьбы в соединяемых деталях и исключена необходимость замены или ремонта дорогостоящих корпусных деталей из-за повреждения резьбы. Это особенно важно, когда материал корпусной детали не может обеспечить достаточной прочности резьбы.

Винты (рис. 1.1, *б*) применяют, когда корпусная деталь большой толщины не позволяет выполнить сквозное отверстие для установки болта.

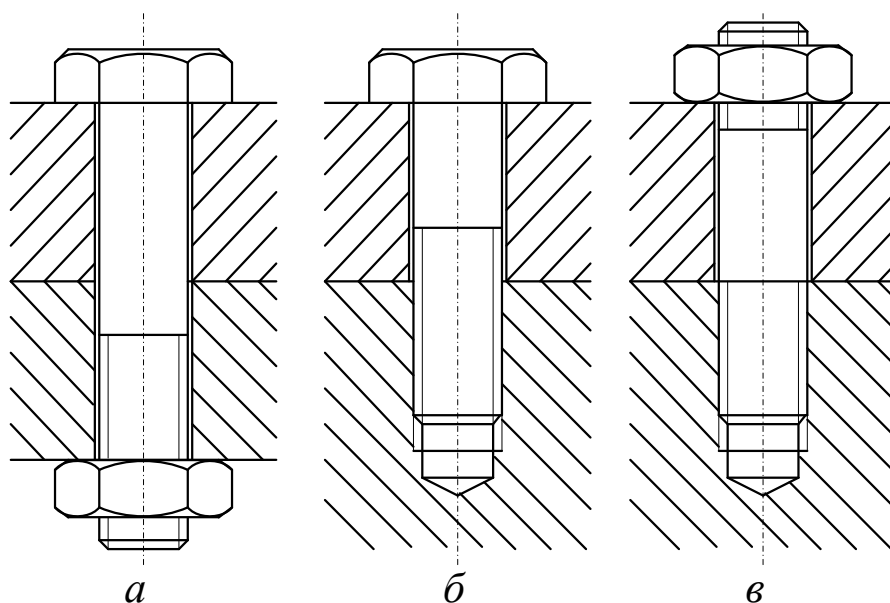


Рис. 1.1. Виды резьбовых соединений

Шпильки (рис. 1.1, *в*) используют вместо винтов, если прочность материала детали с резьбой недостаточна (сплавы на основе алюминия), а также при частых сборках и разборках соединений. В этом случае шпилька завинчивается в деталь один раз на все время работы соединения, а при сборках и разборках работает более прочная резьба

на участке свинчивания с гайкой. Формы головок винта (болта) и гайки могут быть различными в зависимости от требований, предъявляемых к конструкции, условий сборки и т. д.

Широкое применение резьбовых соединений в технике определяется:

1) возможностью создания больших осевых сил сжатия деталей при небольшой силе, приложенной к ключу (для крепежных резьб обычно составляет 70–100 раз);

2) формами и малыми габаритами резьбовых деталей;

3) взаимозаменяемостью резьбовых деталей в связи со стандартизацией резьб;

4) централизованным изготовлением резьбовых деталей.

Материалы, классы прочности резьбовых деталей, допускаемые напряжения

Основной материал резьбовых деталей – конструкционные и легированные стали. При выборе материала учитывают характер нагрузки (статическая или переменная), способ изготовления и объем производства. Например, крепежные детали общего назначения изготавливают из низко- и среднеуглеродистых сталей типа сталь 10 ... сталь 35. Такие стали обладают высокой пластичностью и применяются в серийном производстве при холодной высадке или штамповке заготовок для резьбовых изделий с последующей накаткой резьбы. Легированные стали (например, 35Х, 30ХГСА) применяют для изготовления высоконагруженных деталей, работающих при переменных и ударных нагрузках.

Холодное деформирование материала существенно меняет его механические характеристики (повышает прочность и снижает пластичность). При этом в зависимости от степени наклепа резьбовые детали, выполненные из разных материалов, могут иметь близкие механические характеристики. Это позволило при разработке стандарта на резьбовые детали (ГОСТ 1759-82) сгруппировать их с учетом механических характеристик по классам прочности (табл. 1.1).

Таблица 1.1 – Механические характеристики резьбовых деталей по классам прочности

Класс прочности		σ_{σ} , МПа	σ_{τ} , МПа	Марка стали
Винт	Гайка			
3.6	4	300–400	200	Ст3; 10
4.6	5	400–550	240	20
5.6	6	500–700	300	30; 35
6.6	8	600–800	360	35; 45; 40Г
8.8	10	800–1000	640	35Х; 38ХА; 45Г
10.9	12	1 000–1 200	900	40Г2; 40Х; 30ХГСА

Стальные винты и шпильки в соответствии с ГОСТ 1759-82 изготавливают 12 классов прочности. Класс прочности обозначают двумя цифрами, например, 5.8. Первая цифра, умноженная на 100, указывает минимальное значение предела прочности (МПа), а их произведение, умноженное на 10, соответствует приблизительно пределу текучести. В данном случае $\sigma_{\sigma} = 500$ МПа, $\sigma_{\tau} = 400$ МПа.

Допускаемые напряжения $[\sigma]_p$ при действии на резьбовое соединение постоянной нагрузки выбирают в зависимости от предела текучести σ_{τ} материала винта (болта)

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_{\tau}}{S},$$

где S – коэффициент запаса, принимаемый равным 1,5...2,5. Меньшие значения применяют при контроле силы затяжки с помощью динамометрических ключей или ключей предельного момента повышенной точности расчета. Для винтов малых диаметров $d \leq 10$ мм верхний предел запаса прочности увеличивают до 4, поскольку сила затяжки в этом случае определяется квалификацией рабочего и может быть существенно повышена по сравнению с расчетной.

Основные типы и параметры резьбы. По форме основной поверхности различают цилиндрические и конические резьбы. По форме профиля резьбы бывают треугольные, прямоугольные, трапециевидные, круглые и другие резьбы (см. рис. 1.2, 1.3). По направлению винтовой линии различают правую и левую резьбы.

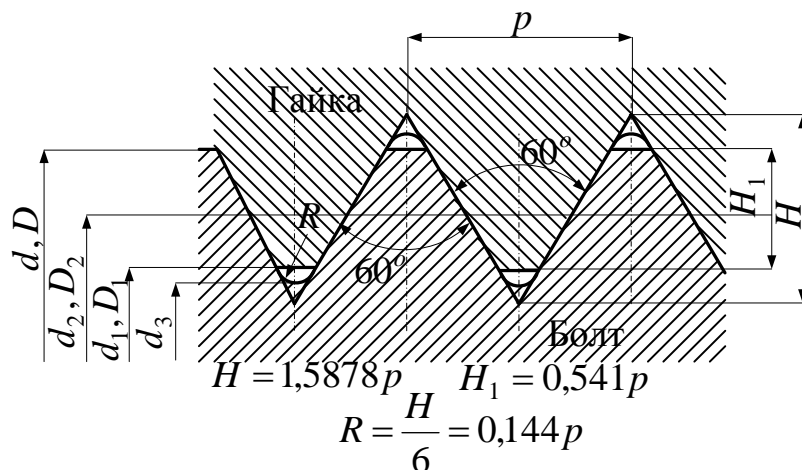


Рис. 1.2. Геометрические параметры метрической резьбы

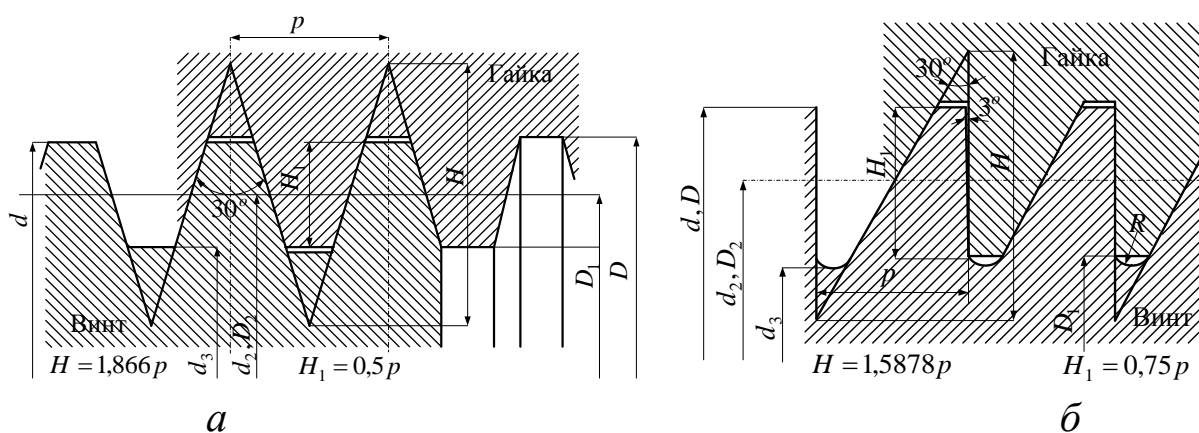


Рис. 1.3. Геометрические параметры трапецидальной (а) и упорной (б) резьбы

По назначению и применению на практике резьбы подразделяются на резьбы крепежные и для использования в винтовых механизмах – ходовые.

Геометрические параметры метрической резьбы (рис. 1.2):

d – наружный диаметр резьбы; d_2 – средний диаметр резьбы; d_1 – внутренний диаметр резьбы; H_1 – рабочая высота профиля; p – шаг резьбы; p_1 – ход резьбы; α – угол профиля резьбы; ψ – угол подъема резьбы

$$\operatorname{tg} \phi = \frac{p_1}{\pi d} = \frac{np}{\pi d}$$

Теория винтовой пары. Резьбовые соединения собирают путем завинчивания винтов либо гаек. Затяжку резьбовых соединений осуществляют с помощью гаечных ключей. Момент завинчивания $T_{\text{зав}}$,

который создается гаечным ключом, используется на преодоление момента в резьбе T_p и момента сил трения T_T на торце гайки (головки винта) о неподвижную поверхность детали (рис. 1.4)

Момент сопротивления в резьбе $T_{зав}$ определяют из рассмотрения взаимодействия между элементом витка резьбы гайки с витком винта. Для упрощения анализа рассмотрим случаи прямоугольной резьбы (рис. 1.4). На рисунке 1.4, а показаны силы при завинчивании гайки, где F – осевая сила в винте, F_t – окружная сила, приложенная к элементу гайки на среднем диаметре d_2 (рис. 1.4), F_n – сила, действующая на элемент гайки со стороны опорной поверхности. Сила трения $F_{тр}$ пропорциональна нормальному давлению F_n и направлена в сторону, противоположную движению гайки.

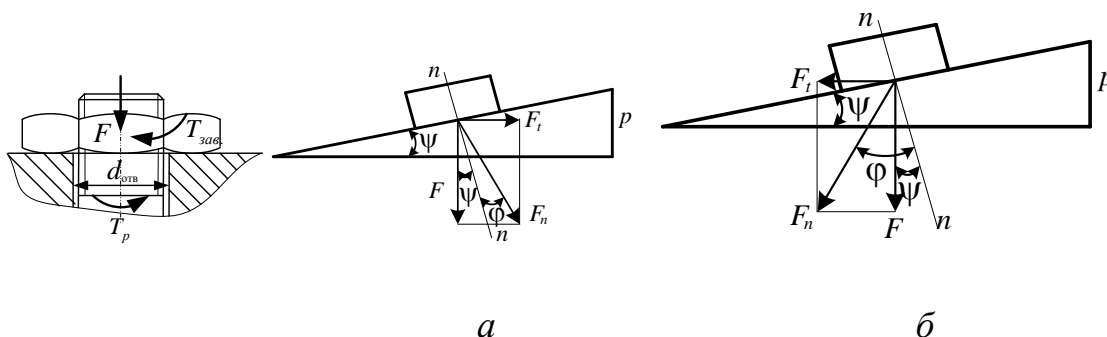


Рис. 1.4. Схема действия сил в резьбовом соединении

Момент завинчивания будет складываться из двух моментов: это момент, возникающий на торце опорной поверхности гайки, и момент трения в резьбе

$$T_{зав} = T_T + T_p,$$

где $T_T = F \frac{D_{cp}}{2} f$ – момент на торце гайки;

$$T_p = \frac{1}{2} F d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \text{ – момент трения в резьбе;}$$

$$D_{cp} = \frac{D + d_{отв}}{2} \text{ – средний диаметр торца гайки. Подставляя полу-}$$

ченные значения в исходную формулу, получим

$$T_{зав} = \frac{1}{2} F d_2 \left[\frac{D_{cp}}{d_2} f + \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \right].$$

Тогда момент отвинчивания определится как (рис. 1.4, б)

$$T_{омс} = \frac{1}{2} F d_2 \left[\frac{D_{cp}}{d_2} f + tg(\psi - \varphi) \right].$$

Окружные силы в этом случае определяются: при завинчивании $F_t = F tg(\psi + \varphi)$ и при отвинчивании $F_t = F tg(\psi - \varphi)$.

Для стандартных резьб выигрыш в силе, при $l \approx 15d$ и $f = 0,15$, будет $\frac{F}{F_t} = 70...80$. Условие самоторможения возникает при $T_{омс} > 0$, тогда когда $tg(\psi - \varphi) > 0$, это возможно при $\varphi > \psi$. Для крепежных резьб $\psi = 2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$.

Угол трения φ изменяется в пределах от 6° при ($f \approx 0,1$) до 16° (при $f \approx 0,3$), тогда все крепежные резьбы самотормозящие

$$\eta = \frac{tg\psi}{tg(\psi + \varphi)}, \text{ так как } \psi < \varphi, \text{ то } \eta < 0,5.$$

Нагрузка по элементам резьбы распределяется неравномерно $\sum_1^z F_i = F$, экспериментальная проверка была выполнена Н.Е. Жуковским (1902 г.) (рис. 1.5).

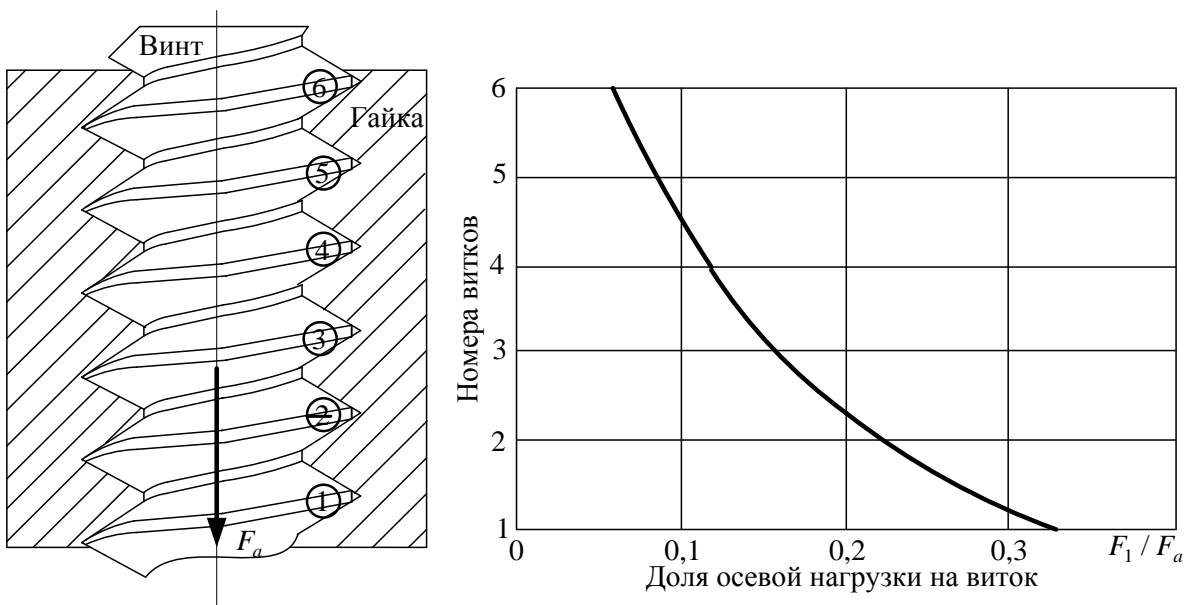


Рис. 1.5. Распределение нагрузки по элементам резьбы

Критерии работоспособности и расчета резьбы и винтов на прочность

Основные виды разрушения резьб: крепежных – срез витков, ходовых – износ. Расчет нагруженных крепежных резьб производят на срез по зависимости

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

где $K = \frac{av}{P} = \frac{cc}{P}$ – коэффициент полноты резьбы;

K_m – коэффициент неравномерности нагрузки.

Кроме того, резьбы проверяют по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = \frac{F}{\pi d_2 z p} \leq [\sigma_{см}],$$

где $z = \frac{H}{p}$ – число рабочих витков.

Из условия равнопрочности резьбы и стержня винта

$$\tau = F / (\pi d_1 H K K_m) = 0,6 \sigma_T = 0,6 F / [(\pi / 4) d_1^2],$$

при $K = 0,87$ и $K_m \approx 0,6$ получаем $H \approx 0,8 d_1$ – нормальные чайки; $H \approx 1,2 d_1$ – высокие чайки; $H \approx 0,5 d_1$ – низкие чайки. Глубина завинчивания в стальные детали $H_1 = d$ и в чугунные $H_1 = 1,5 d$.

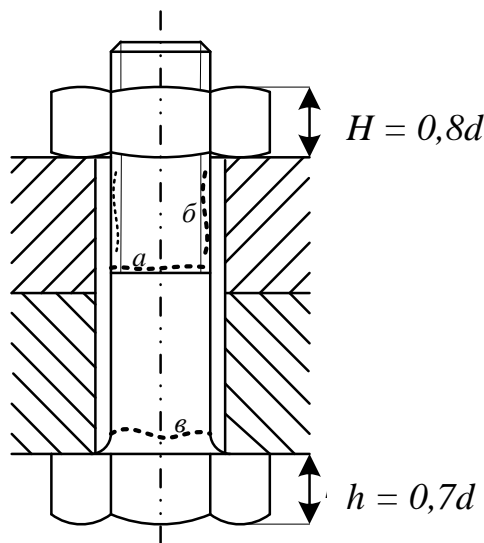


Рис. 1.6. Места вероятного разрушения на теле болта

Выход из строя винтов, нагруженных силами, может происходить по одной из следующих причин (рис. 1.6):

а) разрыв стержня по резьбе или по переходному сечению (рис. 1.6, сечение *a*);

б) повреждение или разрушения резьбы (рис. 1.6, сечение *б*);

в) разрушение у головки (рис. 1.6, сечение *в*).

По критериям, соответствующим этим разрушениям, производят расчет винтов при стандартизации. Так как стандартизацию резьб производят с использованием условия равнопрочности, то при применении стандартных винтов можно ограничиваться расчетами по одному главному критерию работоспособности – прочности винтов на растяжение.

Расчеты винтов характерного нагружения

а) Расчеты винтов, нагруженных осевой силой.

Расчеты подобных винтов производят на растяжение, принимая за опасное сечение внутренний диаметр резьбы d_1

$$\sigma = \frac{F}{A_p} = \frac{4F}{\pi d_1^3 Z} \leq [\sigma]_p,$$

отсюда расчетный диаметр d_1

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_p Z}}.$$

б) Расчет винтов, нагруженных осевой силой и крутящим моментом затяжки.

Для большинства винтов момент, скручивающий стержень винта, равен моменту T_p в резьбе, т. е. момент трения на торце гайки или головки винта через стержень винта не передается. Поэтому эквивалентное номинальное напряжение в винте от растяжения и кручения будет

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma^2 + \left(\frac{\sigma_T}{\tau_T}\right)^2 \tau^2} \approx \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16T_p}{\pi d_1^3}\right)^2}.$$

Приближенное геометрическое подобие резьб позволяет заменить расчет по приведенной формуле упрощенным расчетом на растяжение. Рассмотрим наиболее неблагоприятный случай, когда сила

начальной затяжки равна расчетной осевой силе. В приведенную формулу подставляем значение момента

$$T_p = F \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi)$$

и, вынося множитель $\sigma = \frac{4F}{\pi d_1^2}$ из-под корня, тогда

$$\sigma_{\text{экв}} \approx \sigma \sqrt{1 + 12 \left[\frac{d_2}{d_1} \operatorname{tg}(\gamma + \varphi) \right]^2}.$$

Принимая $f_l = 0,15$, $\gamma = 2^\circ 30'$, $d_2/d_1 \approx 1,13$, получаем $\sigma_{\text{экв}} \cong 1,3\sigma$.

Таким образом, расчет винтов, работающих при значительной силе затяжки, можно вести на растяжение по эквивалентному напряжению, увеличенному в 1,3 раза.

Расчет резьбовых соединений при нагружении силами в плоскости стыка

Применяют соединения двух видов (см. рис. 1.7, а, б):

а) с винтами, устанавливаемыми в отверстиях с радиальным зазором (черные болты);

б) с винтами, устанавливаемыми под развертку без радиального зазора (чистые болты).

Первый вид дешевле, но второй может воспринимать большие нагрузки и обеспечивает центрирование деталей.

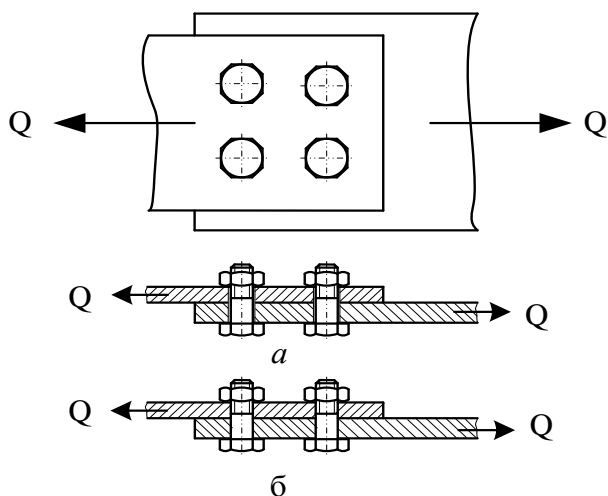


Рис. 1.7. Схема установки болтов в соединении: а – с радиальным зазором; б – под развертку, без радиального зазора

В случае установки винтов с зазором они должны создавать силу трения на поверхности стыка, превышающую внешнюю сдвигающую нагрузку, т. е. $F_{mp} \geq Q$, где $F_{mp} = F_{зам} f_{из}$. Тогда $F_{зам} \geq \frac{KQ}{f_{из}}$, где K – коэффициент безопасности (1,5...2,5).

Обычно затяжку назначают с напряжением $0,6\sigma_T$, а в металлических конструкциях при контроле затяжки $0,8\sigma_T$. По этой силе затяжки может быть определен требуемый диаметр винта.

В случае установки винта под развертку их рассчитывают на срез. Условие прочности винта

$$\tau_{cp} = \frac{F_{cp}}{A_{cp}} = \frac{4Q}{\pi d_c^2 i z} \leq [\tau_{cp}].$$

В высоконагруженных соединениях при стесненных габаритах и постоянной нагрузке допустимо вести расчет с учетом того, что часть внешней нагрузки передается силами трения в стыках, а остальная стремится срезать винты. Тогда при $i = 1$ и $S = 8$

$$Q \leq \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma]_{pf} + \frac{\pi d_c^2}{4} [\tau]_{кр}.$$

Рассмотрим расчет основных видов групповых соединений, работающих на сдвиг.

Соединение, нагруженное центральной сдвигающей силой, проходящей через центр тяжести

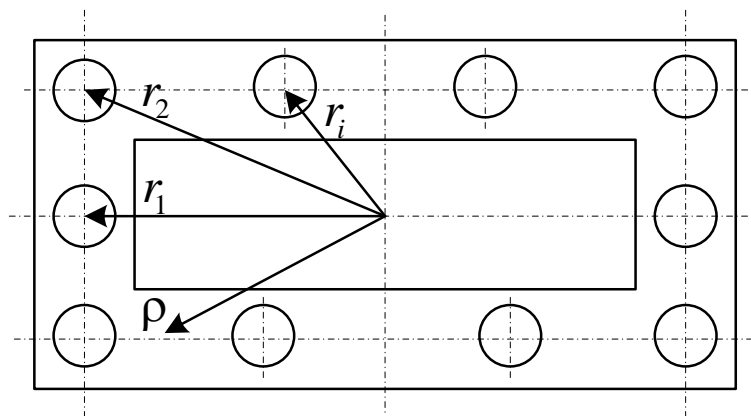


Рис. 1.8. Схема для расчета соединения, нагруженного центральной сдвигающей силой, проходящей через центр тяжести

Принимаем, что все z винтов нагружаются одинаково (рис. 1.8). Тогда нагрузка

$$Q = \frac{Q_{общ}}{z}.$$

Предполагаем, что фланцы достаточно жестки и что давление P распределяется равномерно. Силы трения, учитывая касательную податливость стыков, следует считать пропорциональными относительным смещения, т. е. пропорциональными расстоянию ρ от полюса поворота. Тогда реализуемый коэффициент трения на расстоянии ρ от полюса $f \frac{\rho}{R}$, а условия прочности сцепления запишется так

$$\int p dA f \frac{\rho^2}{R} = \frac{p J f}{R} \geq K T,$$

где $p = \frac{F_{зам} z}{A}$.

Отсюда

$$F_{зам} \geq \frac{K T R A}{f J z}.$$

Для стыка произвольной формы (рис. 1.8) условие равновесия имеет вид

$$z_1 Q_1 r_1 + z_2 Q_2 r_2 + \dots + z_i Q_i r_i = T.$$

Согласно условию пропорциональности сил смещениям

$$Q_2 = \frac{Q_1 r_2}{r_1}; \quad Q_i = Q_1 \frac{r_i}{r_1}.$$

Подставляя эти выражения в условие равновесия, получаем силу, сдвигающую наиболее нагруженный винт

$$Q_1 = \frac{T r_1}{z_1 r_1^2 + z_2 r_2^2 + \dots + \sum z_i r_i^2} = \frac{T r_1}{\sum z_i r_i^2}.$$

Тогда необходимая сила затяжки при установке винтов с зазором

$$F_{зат} \geq \frac{KQ_1}{f}.$$

Для кольцевого стыка с нагруженным диаметром D_1 и внутренним D_2 (рис. 1.9).

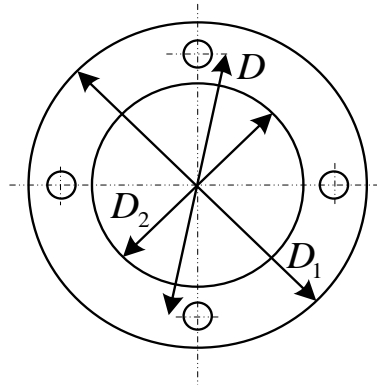


Рис. 1.9. Схема для расчета соединения в виде кольцевого стыка

При $R = D_1/2$ $A = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4}$, $J = \frac{\pi(D_1^4 - D_2^4)}{32}$ получаем

$$F_{зат} \geq \frac{4KTD_1}{zf(D_1^2 + D_2^2)}.$$

Сдвигающая сила, отнесенная к одному винту

$$Q = \frac{2T}{zD}.$$

При установке без зазора винты рассчитывают на срез по силе Q_1

$$\tau_{ср} = \frac{4Q_1}{\pi d_1^2} \leq [\tau]_{ср}.$$

Расчет резьбовых соединений, нагруженных отрывающими силами и моментами

Расчет соединений при действии центральной отрывающей силы. При действии центральной отрывающей силы $F = R/z$ на затянутое соединение только часть ее χF дополнительно нагружает винты, а остальная часть $(1 - \chi)F$ идет на разгрузку стыка (χ – коэффициент основной нагрузки).

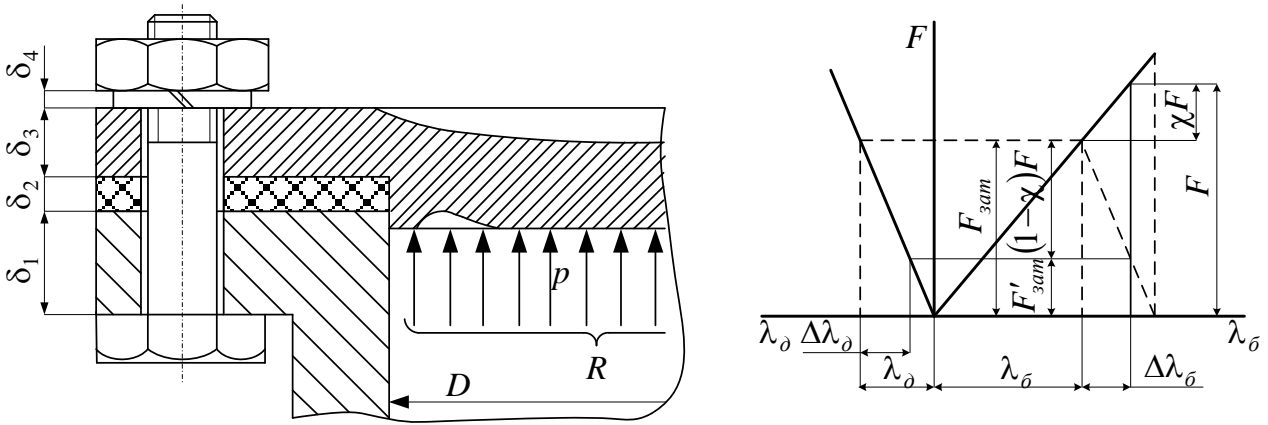


Рис. 1.10. Расчетная схема и диаграмма работы болта и соединяемых деталей

Задача о распределении нагрузки между винтом и стыком является статически неопределимой и решается с помощью условия совместности перемещений. Очевидно, что под действием внешней нагрузки в пределах до раскрытия стыка винт удлиняется настолько, насколько уменьшается сжатие деталей (рис. 1.10). Это условие запишется так (см. рис. 1.10 диаграмму)

$$\Delta\lambda_{\epsilon} = \Delta\lambda_D \rightarrow \chi F \lambda_{\epsilon} = (1 - \chi) F \lambda_D.$$

Отсюда $\chi = \frac{\lambda_D}{\lambda_{\epsilon} + \lambda_D}$, где податливость винта $\lambda_{\epsilon} = \frac{l}{E_{\epsilon} A_B}$. Точнее

$\lambda_{\epsilon} = \frac{1}{E_B} \sum \frac{l_i}{A_i}$. Податливость винта определяют в предположении, что деформация распространяется на так называемые конусы давления (рис. 1.11). На основе опытов принимают $\operatorname{tg} \alpha = 0,4 \dots 0,5$ (иногда заменяют полым цилиндром при $h \leq 1,5a$). Податливость соединения при $\operatorname{tg} \alpha = 0,5$.

$$\lambda_D = \frac{h}{E_D A_D} = \frac{2h}{\frac{\pi}{4} [(a + 0,5h)^2 - d_0^2] E_D}.$$

Более общая зависимость

$$\lambda_D = \frac{9,2}{E_D \pi d_0} \lg \frac{(a + d_0)(a + h - d_0)}{(a - d_0)(a + h + d_0)}.$$

Для винтовых соединений с центральной отрывающей нагрузкой этот расчет позволяет непосредственно определить потребную силу начальной затяжки.

Согласно условию сохранения плотности стыка, силы затяжки одного винта в соединении с z винтами

$$F_{зам} = \frac{1}{z} [\sigma_{min} A_{cm} + (1 - \chi)F].$$

Осевая сила, действующая на затянутый винт после приложения внешней нагрузки R

$$F_{\sigma} = F_{зам} + \chi \frac{R}{z}.$$

Расчетная нагрузка с учетом крутящего момента затяжки

$$F_p = 1,3F_{зам} + \chi \frac{R}{z}.$$

Расчет соединений при действии нагрузки в плоскости симметрии (рис. 1.11)

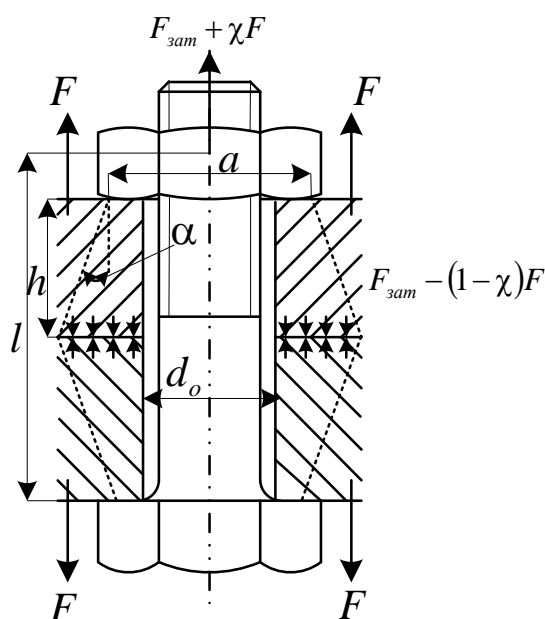


Рис. 1.11. Схема нагружения соединения по конусу давления

Предполагаем, что фланцы жесткие и винты распределены по стыку достаточно равномерно. Внешнюю нагрузку приводим к отрывающей силе, приложенной в центре массы стыка, и к опрокидывающему моменту M . Сдвигающие силы в стыке обычно воспринимаются штифтами или шпонками и поэтому не рассматриваются.

Принимаем, что F и M распределяются между стыком и винтами, как в статически неопределяемых системах, обратно пропорционально их податливости

$$F_B = F \frac{\lambda_D}{\lambda_B + \lambda_D}; \quad F_{cT} = F \frac{\lambda_B}{\lambda_B + \lambda_D}.$$

$$M_B = M \frac{\lambda_D}{\lambda_B + \lambda_D}; \quad M_{cm} = M \frac{\lambda_s}{\lambda_B + \lambda_D}.$$

Исходным условием расчета является нераскрытие стыка во избежание контактной коррозии и понижения жесткости. Для обеспечения достаточной жесткости ответственных деталей $\sigma_{\min} \geq 1..2$ МПа; согласно условию нераскрытия стыка $\sigma_{\min} > 0$. Деформации в стыке при жестких на изгиб фланцах распределяются по линейному закону. Поэтому если справедлив закон Гука, то напряжения также распределяются по линейному закону и могут быть подсчитаны по формулам неравномерного сжатия.

Напряжения алгебраически складываются из напряжений в стыке от $F_{зам}$, F_{cm} , M_{cm}

$$\sigma_{\min}^{\max} = \sigma_0 - \sigma_F \pm \sigma_M = \frac{zF_{зам}}{A_H} - \frac{F_{cm}}{A_H} \pm \frac{M_{cm}Y_{\max}}{J_H}.$$

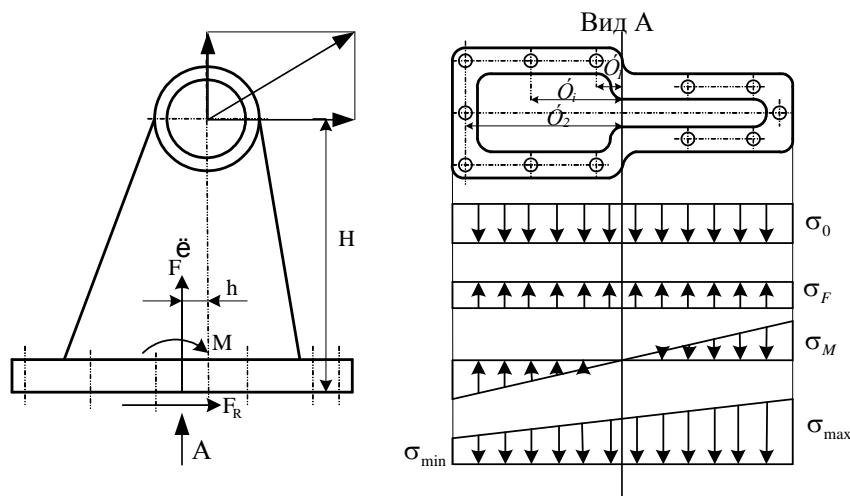


Рис. 1.12. Схема соединения, нагруженного отрывающими силами и моментами

Если F сжимает стык, то знак минус меняется на плюс. Обычно площадь стыка больше площади сечения винтов. В этом случае расчет стыка можно вести по полной силе F и моменту M , но по номинальной площади A и моменту инерции J площади стыка без вычета площади отверстий

$$\sigma_{\min}^{\max} = \frac{zF_{зам}}{A} - \frac{F}{A} \pm \frac{MY_{\max}}{J}.$$

При жестких фланцах нагрузка по винтам от силы F_6 распределяется равномерно. Нагрузка и напряжения в винтах от момента распределяются пропорционально расстоянию от нейтральной оси, т. е. по закону, что и при изгибе. Поэтому при расчете напряжений в винтах от момента можно пользоваться формулами для расчета напряжений от изгиба.

Расчет ведут для винтов наиболее нагруженного ряда, напряжения в этих винтах

$$\sigma_6 = \frac{1,3F_{зам}}{A_6} + \frac{F_6}{zA_6} \pm \frac{M_6 Y_1}{J_6},$$

где $J_B \approx \sum A_6 Y_i^2$.

Расчет винтов крепления крышек цилиндров, находящихся под внутренним давлением (см. рис. 1.12)

Расчет производят по условию герметичности соединения. Полная сила, растягивающая винты, при действии расчетного давления P складывается из силы давления среды на крышку и остаточной силы, потребной для сжатия прокладки

$$zF = (1 + \psi) \frac{\pi D_2^2}{4} p + \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4} P_{np},$$

где ψ — коэффициент, учитывающий возможное повышение давления ($\psi = 0,2$). P_{np} для мягких прокладок $(2 \dots 2,5)p$, а для металлических прокладок $3,5 p$.

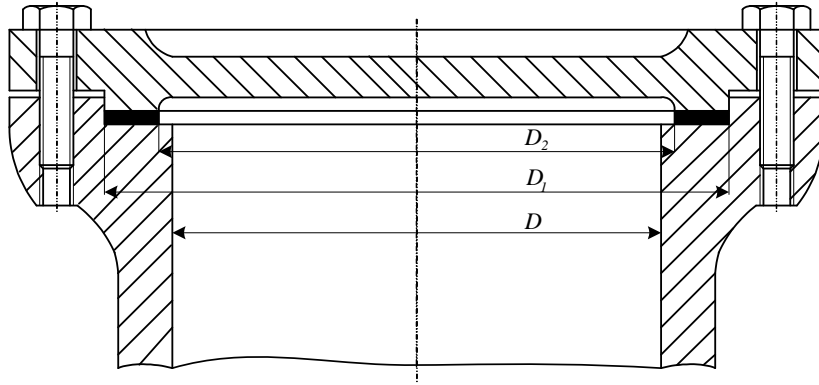


Рис. 1.13. Соединение крышки цилиндра, находящейся под внутренним давлением

Винты, подверженные переменной нагрузке. Наиболее характерным случаем действия переменных внешних нагрузок на винтовые соединения является действие нагрузок, изменяющихся от 0 до F .

Переменная нагрузка F распределяется между винтом и затянутым стыком, причем на винт приходится доля, равная χF ,

$$\text{где } \chi = \frac{\lambda_{\delta}}{\lambda_{\delta} + \lambda_{\sigma}}.$$

Таким образом, амплитуда напряжений в винте

$$\sigma_a = \frac{\chi F}{2A_{\sigma}}.$$

Среднее напряжение $\sigma_m = \sigma_{\text{зат}} + \sigma_a$. Максимальное напряжение

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{зат}} + 2\sigma_a.$$

В расчетах проверяют запас прочности по амплитудам и по максимальным напряжениям

$$S_a \approx \frac{\sigma_{-1z} \varepsilon}{K_{\sigma} \sigma_a} \geq [S_a]; \quad S \approx \frac{\sigma_T}{\sigma_{\text{зат}} + 2\sigma_a} \geq [S],$$

где $[S_a] = 2,5 \dots 4$, $[S] = 1,25 \dots 2,5$.

Внецентренно нагруженные винты. Весьма большие дополнительные напряжения винт может получить от изгиба при внецентренном нагружении. Такое нагружение получается в случаях применения винтов с Г-образной (рис. 1.13, а) или частично срезанной

(рис. 1.13, б) головкой, или, наконеч, при непараллельности опорных поверхностей соединяемых деталей (рис. 1.13, в), образующих угол γ .

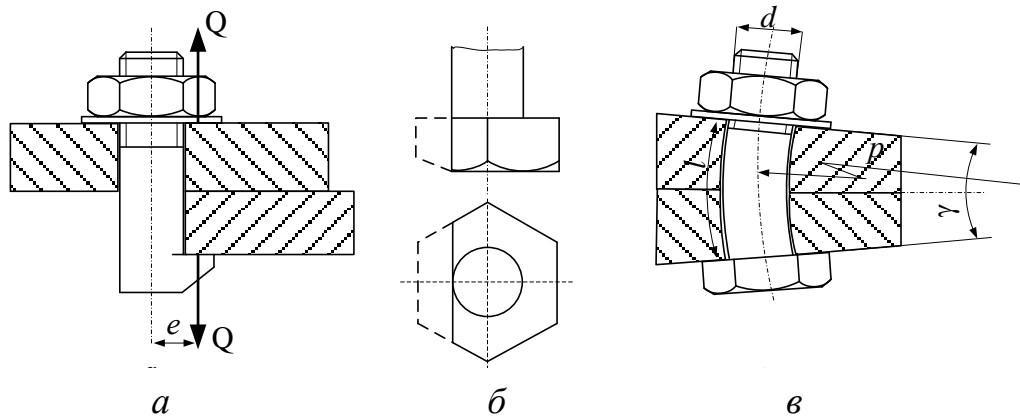


Рис. 1.14. Схема болтового соединения при внецентренном нагружении

Суммарное напряжение в материале винта с учетом кручения в первых случаях (рис. 1.13, а и б)

$$\sigma = k_m \sigma_p + \sigma_u = \frac{4k_m Q}{\pi d_1^2} + \frac{32Qe}{\pi d_1^3} = \frac{4Q}{\pi d_1^2} \left(k_m + 8 \frac{e}{d_1} \right). \quad (1.1)$$

Уже при эксцентриситете $e = (0,15 \dots 0,20)d_1$ дополнительные напряжения от изгиба достигают величины напряжений от растяжения и скручивания, а при $e = (0,4 - 0,5)d_1$ превышают последние в 2,5–3,0 раза.

В третьем случае (рис. 1.13, в), полагая, что упругая линия винта дуга круга (чистый изгиб) радиуса $\rho = l/\gamma$, изгибающий момент можно выразить в виде $M_u = EJl/\rho = EJ\gamma/l$ ($J = \pi d^4/64$ – момент инерции сечения винта) и напряжения в материале винта от изгиба

$$\sigma_u = \frac{M_u}{W} = \frac{32M_u}{\pi d_1^3} = \frac{32E\pi d^4 \gamma}{64\pi d_1^3 l} = \frac{1}{2} \gamma E \frac{d}{l} \left(\frac{d}{d_1} \right)^3. \quad (1.2)$$

Выражения (1.1) и (1.2) не учитывают влияния зазоров в резьбе и неравномерности упругих деформаций под гайкой и головкой винта и на рабочих поверхностях резьбы. Опыт показывает, что для нормальных винтов перекосы до $\gamma_0 \leq 1 \dots 1,5^\circ$ мало сказываются на прочности винта. Если ориентировочно предположить, что неравномер-

ность деформаций снизит напряжение от изгиба в 3–4 раза, то и в этом случае напряжения от изгиба в случаях *a* и *б* (рис. 1.13)

$$\sigma_u \approx (2,0 \dots 2,5) \frac{4Q}{\pi d_1^2} \frac{e}{d_1} \quad (1.3)$$

и в случае *в* (рис. 1.13)

$$\sigma_u \approx (0,12 \dots 0,16) (\gamma - \gamma_0) E \frac{d}{l} \left(\frac{d}{d_1} \right)^3$$

будут достаточно высоки. Так, например, в последнем случае при $\gamma = 3^\circ$, $\gamma_0 = 1,5^\circ$, $d/l = 0,2$, $d/d_1 = 1,2$ и $E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм² напряжение от изгиба $\sigma_u = 220 \dots 290$ Н/мм².

Изложенное заставляет с большой осторожностью относиться к применению внецентренно нагруженных винтов, а в случае заметных перекосов опорных поверхностей обязательно использовать выравнивающие клиновые подкладки под гайку и головку винта.

Расчет винтов при переменной нагрузке

Большинство винтов, нагруженных внешней отрывающей силой и моментом, действующими в плоскости, нормальной к плоскости стыка, испытывают постоянную нагрузку от затяжки винтов и переменную внешнюю нагрузку, изменяющуюся обычно по пульсационному (отнулевому) закону.

Простейший характер изменения напряжений σ в винте зависимости от времени t представлен на рисунке 1.14. В опасном сечении стержня винта действуют постоянные напряжения растяжения от силы затяжки

$$\sigma_0 = \sigma_{\min} = \frac{1,3F_{зам}}{A_p}$$

и переменные напряжения растяжения от внешней силы χF_a с амплитудой

$$\sigma_A = \frac{0,5\chi F_a}{A_p},$$

где A_p – расчетная площадь сечения винта.

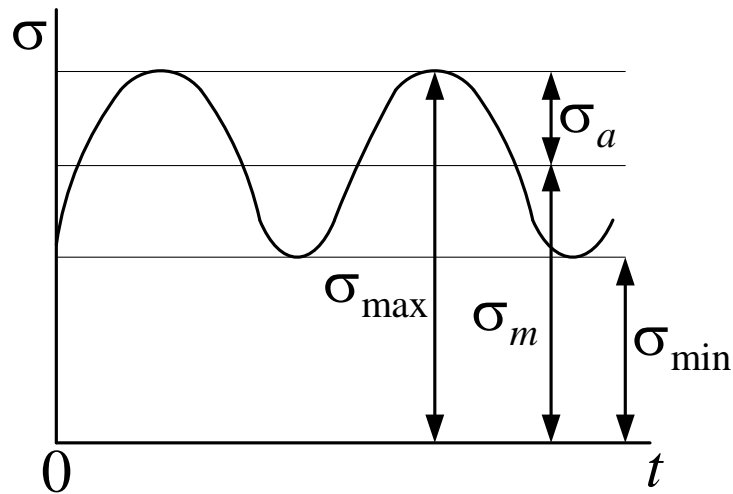


Рис. 1.15. Напряжения в винте, нагруженном силой затяжки и переменной внешней силой, изменяющейся по гармоническому закону

Опыт эксплуатации резьбовых соединений, подверженных действию переменных нагрузок, а также испытания соединений на усталость показывают целесообразность значительной начальной затяжки соединений для винтов из углеродистых сталей (в частности классов прочности 5.8 и 6.8), равной $(0,6...0,7)\sigma_T$, а из легированных сталей $(0,5...0,6)\sigma_T$.

Затяжка увеличивает сопротивление усталости винтов, так как повышая жесткость стыка, уменьшает переменную составляющую напряжений в винтах.

Расчетом определяют:

- запас прочности по амплитудам

$$S_a = \frac{\sigma_{a,пред}}{\sigma_a} = \frac{\sigma_{-1z}\varepsilon}{k_\sigma\sigma_a} \geq [S_a],$$

где $\sigma_{a,пред} = \frac{\sigma_{-1z}\varepsilon}{k_\sigma}$ – предельно допускаемая амплитуда переменных напряжений;

σ_{-1z} – предел усталости материала винта;

ε – масштабный фактор;

k_σ – эффективный коэффициент концентрации напряжений;

$[S_a] = 2,5...4$ – коэффициент запаса;

- запас прочности по максимальным напряжениям

$$S = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_m}{\sigma_0 + 2\sigma_a} \geq [S]_T,$$

где σ_T – предел текучести материала винта;

$[S]_T = 1,25$ – минимально допустимый коэффициент запаса по текучести.

1.2. Шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения

Шпоночные соединения. Шпоночные соединения в основном предназначены для передачи вращающегося момента от вала к ступице. Шпоночные соединения могут быть разделены на две группы:

1. Не напряженные – осуществляемые призматическими или сегментными шпонками.

2. Напряженные – клиновыми шпонками или штифтами.

Шпонки всех основных типов стандартизованы и их размеры выбирают по ГОСТам.

Ширину шпонок обычно выбирают $(0,25 \dots 0,30) d$, для особо крупных валов $0,2d$. Для простоты расчета предполагают плечо силы $0,5d$, тогда условие прочности (рис. 1.16)

$$\sigma = \frac{2T \cdot 10^3}{dlk} \leq [\sigma]_{см}, \text{ где } k \approx 0,4h.$$

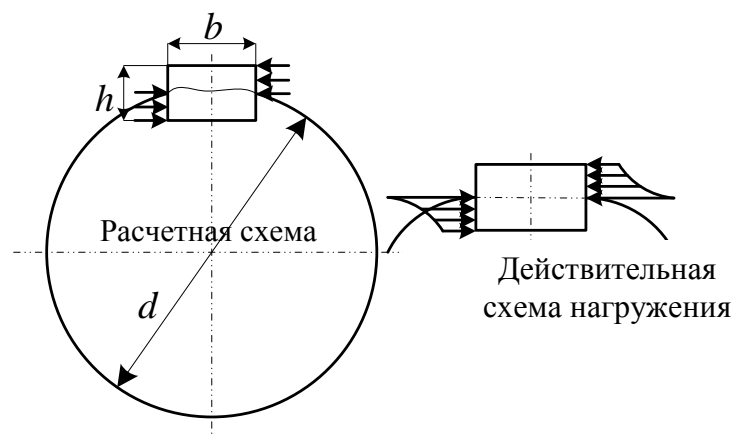


Рис. 1.16. Расчетная схема шпоночного соединения

Сегментные шпонки характеризуются двумя основными параметрами: шириной и диаметром заготовки d_1 , высоту шпонки выби-

рают $h \approx 0,4d_1$, длина шпонки $l \approx d_1$. Рассчитывают шпонки также на смятие, принимая $k = h - t$, где t принимают $t \approx 0,5 h$.

Цилиндрические шпонки, штифты применяют только при расположении ступицы на конце вала, на валах малой длины.

Диаметр шпонки $d_{ш} = (0,13 \dots 0,16)d$, длина ее $l = (3 \dots 4)d_{ш}$. Необходимое число шпонок z

$$z = \frac{16T \cdot 10^3}{\pi d d_{ш} l [\sigma]_{см}}, \quad \sigma = \frac{16T \cdot 10^3}{\pi d d_{ш} lz} \leq [\sigma].$$

Соединения тангенциальными клиновыми шпонками отличаются тем, что натяг создают не в радиальном, а в тангенциальном направлении и ставят под углом $120 \dots 135^\circ$. При этом параметры установки шпонок: усиленные шпонки $h = 0,1d$ и $b = 0,3d$, для нормальных шпонок $h = (0,115d \dots 0,066d)$ и $b = (0,32d \dots 0,248d)$ момент создается окружной силой F_t на шпонке и силой трения F_f на плече $0,5d$

$$T = \left[F_t \frac{d-h}{2} + \frac{4}{\pi} F_f \frac{d}{2} \right] / 10^3,$$

где $h \approx 0,1d$ и $F_t \leq (h-c)l[\sigma]_{см}$, c – фаска на рабочей грани шпонки. Тогда получаем

$$T \leq (0,45 + \frac{2}{\pi} f) dl(h-c)[\sigma]_{см} / 10^3.$$

В случае необходимости закрепления детали в различных местах по длине вала и различных положениях относительно его оси может быть использована фрикционная клиновидная шпонка (см. рис. 1.17). Такая шпонка работает только за счет трения. Для фрикционной шпонки

$$F_n \geq \frac{k_{нз} T}{fd}; \quad \sigma_{см} = \frac{F_n}{bl} = \frac{k_{нз} T}{fdbl} \leq [\sigma_{см}]; \quad F_{мп} = \frac{k_{нз} T}{fd} \operatorname{tg}(\varphi + 2\rho),$$

где $k_{нз} = 1,2 \dots 1,3$ – запас надежности соединения.

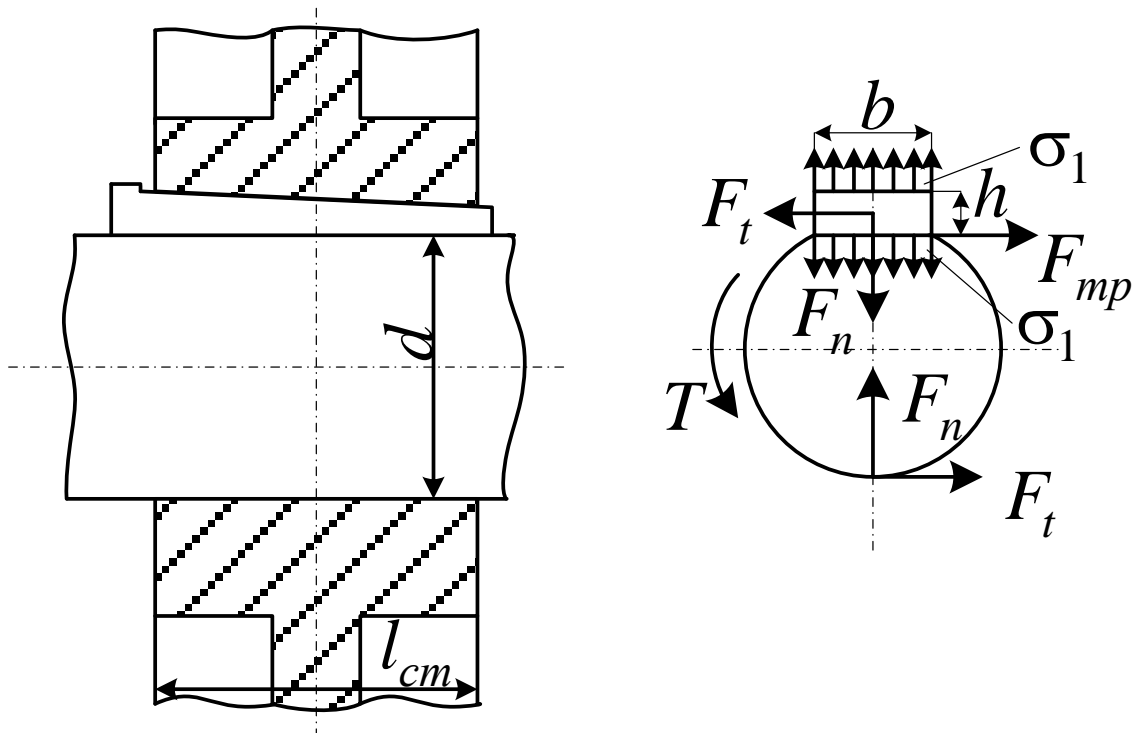


Рис. 1.17. Фрикционная клиновая шпонка и схема ее расчета

Для закрепления тяжелых, сильно нагруженных деталей (маховиков, больших колес и шкивов) используются тангенциальные клиновые шпонки (рис. 1.18), обладающие наибольшей несущей способностью. Каждая из шпонок состоит из двух клиньев, создающих при затягивании распор в направлении касательной к валу. В связи с этим обязательна одновременная установка двух таких шпонок с противоположным направлением распора. Размеры сечения тангенциальных шпонок $h \approx 0,1 d$; $b \approx 0,3 d$. Такие соединения работают как за счет сжатия шпонок, так и за счет трения на контактной поверхности вала и детали. Из уравнения моментов относительно оси вала (рис. 1.18)

$$T = F_n \frac{d-h}{2} + mfF_n \frac{d}{2} = F_n \frac{d}{2} \left(1 + fm - \frac{h}{d} \right)$$

найдем

$$F_n = \frac{2T}{d \left(1 + fm - \frac{h}{d} \right)} \approx \frac{2T}{d};$$

$$\sigma_{см} = \frac{F_n}{hl} = \frac{2T}{dhl} \leq [\sigma_{см}]; \quad F_{мп} = F_n \operatorname{tg}(\varphi + 2\rho),$$

откуда можно определить необходимую рабочую длину шпонок l .

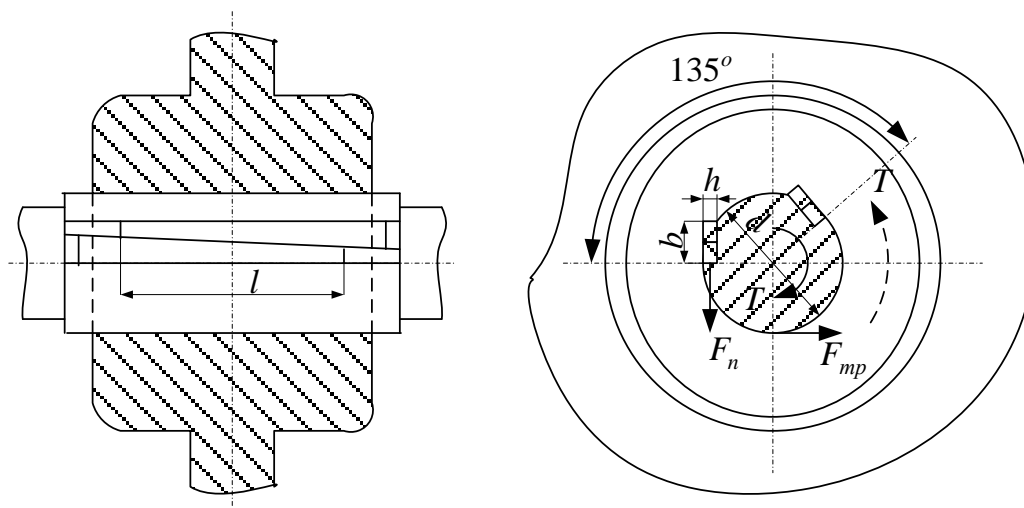


Рис. 1.18. Напряженное шпоночное соединение при помощи тангенциальных шпонок

Шлицевые соединения. Шлицевые соединения вал-ступица представляют собой соединения, образуемые выступами – зубьями на валу, входящими во впадины – шлицы в ступице (рис. 1.19).

Шлицевые соединения имеют весьма существенные преимущества по сравнению со шпоночными: значительно большую нагрузочную способность и надежность соединения, меньшую концентрацию напряжений в материале вала, лучшее центрирование сидящих на валу деталей и их направление при передвижении.

Технологические затруднения при изготовлении и повышенная стоимость шлицевых соединений, ранее препятствовавшие их широкому использованию, в результате совершенствования процесса изготовления шлицов (нарезания или протягивания) неуклонно снижаются.

Основное распространение имеют зубчатые соединения с прямобочным (прямоугольным, рис. 1.19, а) и эвольвентным (рис. 1.19, б) профилем зубьев. Такие соединения стандартизованы для диаметров $D \leq 400$ мм (ГОСТ 1139–58 и 6033–51). Для неподвижных соединений небольших диаметров (до $D = 75$ мм иногда находят применение соединения с треугольным профилем зубьев (рис. 1.19, в). Номинальный диаметр зубчатых соединений совпадает с наружным диаметром вала ($D = D_B$).

Наиболее просты геометрические соединения с прямобочным профилем зубьев, очерченными окружностями выступов D_B , впадин d_B и параллельными прямыми. Число зубьев $z = 6 \dots 24$. По вершинам зубья имеют фаску $f \sim (0,005 \dots 0,010)D$; по впадинам – закругление радиусом $r = f$.

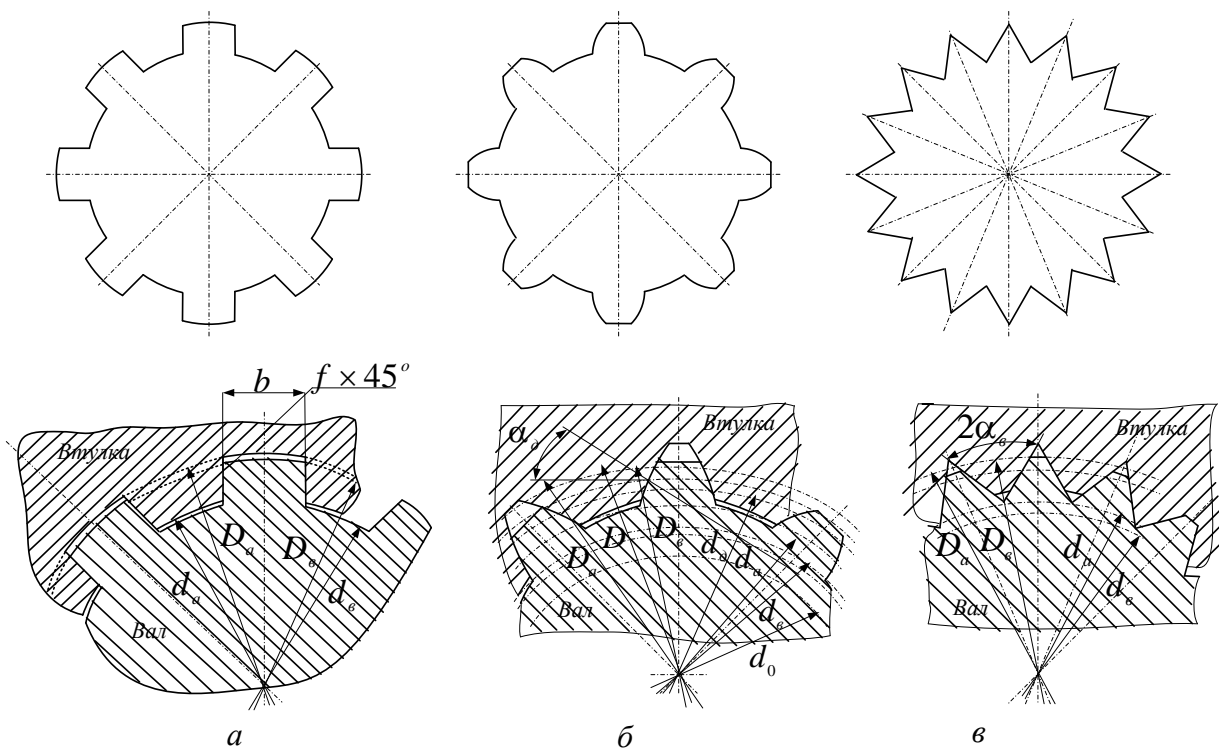


Рис. 1.19. Виды шлицевых соединений

Центрирование вала и детали может осуществляться по боковым поверхностям зубьев (при этом $D_a > D_B$, как показано на рис. 1.19, а) – кинематически менее точное, но более простое технологически и обеспечивающее наибольшую нагрузочную способность соединения, или по наружному ($D_a = D_B$) или внутреннему ($d_a = d_B$) диаметру – кинематически более точное, что важно для быстровращающихся деталей.

Более совершенны соединения с эвольвентным профилем зубьев. В этих соединениях достигается наиболее высокая точность обработки зубьев по методу обкатки, наибольшая несущая способность соединения наряду с минимальным ослаблением вала в результате снижения концентрации напряжений (при закругленных впадинах – почти в два раза по сравнению с прямобочным шлицевым соединением). Основными параметрами эвольвентного соединения наряду с номинальным диаметром являются: число зубьев $z = 11 \dots 50$, модуль $m = 1 \dots 10$ мм, угол зацепления (давления) $\alpha = 30^\circ$, диаметры делительной $d_d = mz$ и основной $d_0 = d_n \cos \alpha$ окружностей, смещение исходного контура рейки $x = \xi m = 0,5[D - m(z+1)]$.

При центрировании по боковым поверхностям и наружному диаметру вала $D = D_B = D_a$; при чаще применяемом центрировании

только по боковым поверхностям $D_B = D - 0,2m$; $D_a = D + \bullet + 0,4m$. Диаметры впадин $d_B = D - 2,4m$; $d_a = D - 2m$. Высота фаски у вершины зуба при центрировании по наружному диаметру $f = 0,1$ радиуса закругления во впадине $r = 0,47$ мм.

Прямобоочные и эвольвентные шлицевые соединения с успехом используются как для неподвижных, так и подвижных соединений, допускающих осевое перемещение деталей. В подвижных соединениях шлицы располагаются вдоль образующих вала или наклонно к ним (по винтовым линиям).

Для предохранения контактных поверхностей зубьев от износа рекомендуется применять термообработку. Подвижные соединения, как правило, следует термообрабатывать.

Треугольные соединения применяются лишь для неподвижного, часто напряженного соединения тонкостенных втулок с валом. Распространенные параметры треугольных профилей: $D_B = D$; $d_B = (0,93 \dots 0,95) D$; $D_a = D_B + (0,03 \dots 0,05) \text{ мм}$; $d_a = d_B + (0,03 \dots 0,05) \text{ мм}$; $t = 0,2 \dots 1,5 \text{ мм}$; $z = 24 \dots 72$; $2\alpha_B = 60 \dots 90^\circ$. Вершины и впадины зубьев закругляются. Центрирование осуществляется только по боковым поверхностям.

Расчеты. Смятие и износ рабочих поверхностей зубьев связаны с одним и тем же параметром – давлением $\sigma_{см}$. Это позволяет рассматривать $\sigma_{см}$ как обобщенный критерий расчета и на смятие, и на износ, если допускаемые значения $[\sigma_{см}]$ назначать на основе опыта эксплуатации подобных конструкций. Такой расчет будем называть упрощенным расчетом по обобщенному критерию.

В последнее время выполнен ряд работ, в которых сделана попытка отдельного расчета на смятие и износ с учетом срока службы, режима нагрузки и пр. Результаты исследований обобщены в ГОСТ 21425-75. Учитывая сложность разработки точного расчета, ГОСТ допускает выполнять упрощенные расчеты на основе этих данных для машин массового производства, особо напряженных машин или машин, работающих в специфических условиях, при наличии специальных исследований или достаточного опыта эксплуатации.

Упрощенный расчет по обобщенному критерию. В упрощенной расчетной модели (рис. 1.20) принято равномерное распределение нагрузки по длине зубьев.

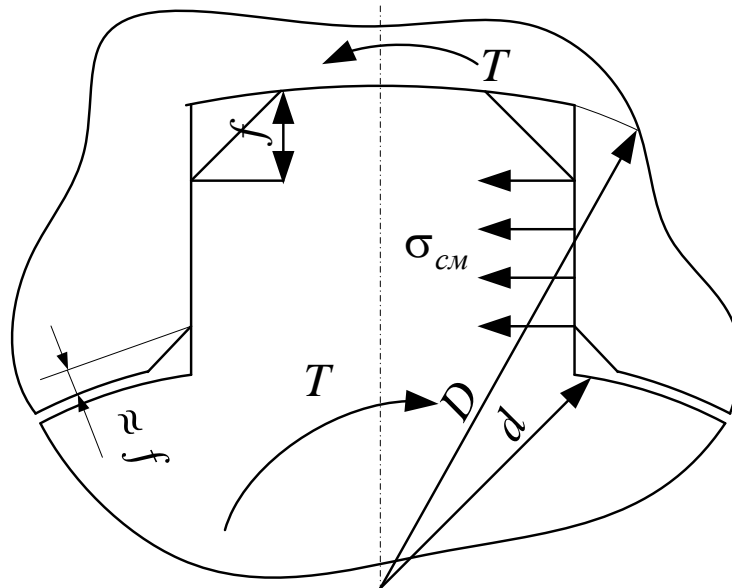


Рис. 1.20. Упрощенная расчетная схема соединения

При этом получают

$$\sigma_{cm} = \frac{2T}{K_\gamma z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{cm}], \quad (1.4)$$

где T – номинальный крутящий момент (наибольший из длительно действующих);

$K_\gamma = 0,7 \dots 0,8$ – коэффициент неравномерности нагрузки по зубьям;

z – число зубьев;

h – рабочая высота зубьев;

l – рабочая длина зубьев;

d_{cp} – средний диаметр соединения.

Для прямобочных зубьев $h = 0,5(D-d) - 2c$, $d_{\text{н\ddot{o}}} = 0,5(D-d)$; для эвольвентных зубьев $h = 0,8m$, $d_{\text{н\ddot{o}}} = D - 1,1m$, где m – модуль зубьев; $[\sigma_{cm}]$ – допускаемое напряжение смятия.

В таблице 1.2 приведены значения $[\sigma_{cm}]$ для изделий общего машиностроения и подъемно-транспортных устройств, рассчитанных на длительный срок службы.

В специальных отраслях машиностроения рекомендуют свои значения с учетом специфики эксплуатации, срока службы, режима нагрузки и пр., качества изготовления, прочности материалов и др.

Например, в станкостроении рекомендуют более низкие значения: $[\sigma_{cm}] = 12 \dots 20$ МПа для неподвижных соединений и $[\sigma_{cm}] = 4 \dots 7$ МПа

для подвижных без нагрузки – здесь учитывают влияние соединений на точность станков; в авиации для соединений валов с зубчатыми колесами рекомендуют более высокие значения $[\sigma_{см}] = 50...100$ МПа – стремление получить легкие конструкции.

Таблица 1.2 – Значения $[\sigma_{см}]$ для изделий общего машиностроения, рассчитанных на длительный срок эксплуатации

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

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

Расчет по ГОСТ 21425-75. Этот уточненный расчет разработан пока только для прямобочных зубчатых соединений валов с зубчатыми колесами, муфтами и другими деталями, за исключением шкивов, паразитных шестерен и специальных соединений для компенсации перекоса или несоосности валов. Соединения шкивов и паразитных шестерен имеют иную схему нагружения и большие радиальные силы.

При расчете по ГОСТу учитывают неравномерность распределения нагрузки по зубьям и длине зубьев (связанную с погрешностями изготовления и перекосами деталей от нагрузки), приработку рабочих поверхностей, срок службы и пр.

Нагрузочная способность соединения определяется как меньшая из двух значений, полученных по расчету на смятие и на износ.

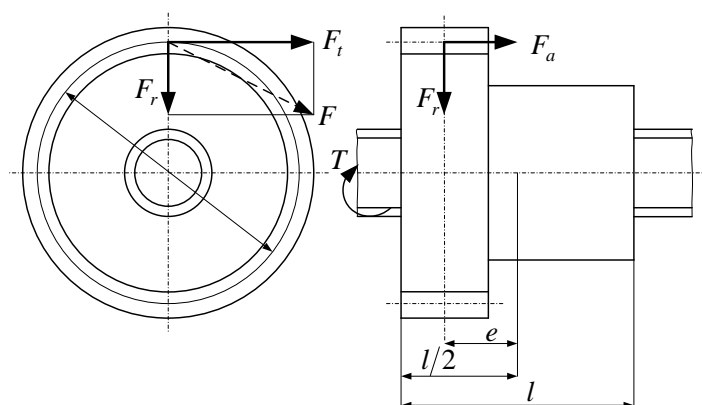


Рис. 1.21. Расчетная схема нагрузок в соединении

Расчет на смятие предупреждает пластические деформации рабочих поверхностей зубьев при перегрузках. При записи расчетных формул в ГОСТе принято все корректирующие коэффициенты учитывать при расчете допускаемых напряжений. При этом формулу (1.5) записывают в виде

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{zhd_{cp}l} \leq [\sigma_{см}], \quad (1.5)$$

$$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_T}{sK_\alpha K_{np} K_\pi K_\delta},$$

где σ_T – предел текучести материала рабочих поверхностей зубьев детали меньшей твердости (см. табл. Г.15);

$s = 1,25 \dots 1,4$ – коэффициент запаса прочности: меньшие значения – для незакаленных рабочих поверхностей, большие – для закаленных;

K_α – коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями (по табл. Г.14) в зависимости от параметра, для соединения зубчатого колеса с валом, где α_w – угол зацепления;

K_{np} – коэффициент продольной концентрации нагрузки;

$K_{np} = K_{кр} + K_e$ – при расположении зубчатого венца со стороны крутящего момента вала (как на рис. 1.21); если крутящий момент вала будет с другой стороны (справа на рис. 1.21), то K_{np} принимают равным большему из $K_{кр}$ и K_e ;

K_e – коэффициент концентрации нагрузки от закручивания вала (по табл. Г.15);

K_e – коэффициент концентрации нагрузки от несимметричного расположения зубчатого венца относительно ступицы (по графику рис. Г.2) в зависимости от параметров: см. коэффициент K_3) и $\varepsilon = \frac{|M_{onp}|}{Fl}$ (см. рис. 1.21).

Для соединения цилиндрического прямозубого колеса с валом $\varepsilon = \frac{e}{l}$, для косозубого $\varepsilon = \frac{e}{l} \pm \frac{0,5d_{cp}}{l} \operatorname{tg} \beta \cos \alpha_w$. Знак «+» – при одном направлении опрокидывающих моментов M_{onp1} и M_{onp2} , знак «-» – при разных направлениях. Для соединений, нагруженных только крутящим моментом, $K_e = 1$; K_n – коэффициент концентрации нагрузки от погрешностей изготовления. До приработки при высокой точности изготовления (погрешности шага зубьев и непараллельность их по осям вала и ступицы менее 0,02 мм) $K_n = 1,1 \dots 1,2$, при более низкой точности изготовления $K_n = 1,3 \dots 1,6$. После приработки $K_n = 1$. Приработка возможна при твердости материала < 350 НВ (или ≤ 35 HRC) хотя бы у одной из деталей соединения; K_d – коэффициент динамичности нагрузки. При систематичной знакопеременной нагрузке (реверсирование без ударов). $K_d \approx 2$ при частом реверсировании, $K_d \approx 2,5$ при расчете на смятие незакаленных поверхностей; при действии редких пиковых нагрузок значения K_d уменьшают. При действии только пусковых перегрузок $K_d = T_{пуск} / T_d$, где $T_{пуск}$ и T_d – пусковой и номинальный моменты электродвигателя.

Расчет на износ. Различают расчеты, когда износ допускается при некотором ограниченном сроке службы и когда износ не допускается или он практически мал при неограниченно большом сроке службы (расчет на безыносную работу). Соединения, нагруженные только крутящим моментом (например, муфты с валами), на износ не рассчитываются.

Расчет на износ выполняют по условию

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{zhd_{cp}l} \leq [\sigma_{см}]_{изн},$$

где $[\sigma_{см}]_{изн}$ – допускаемое напряжение по износу;

$$[\sigma_{см}]_{изн} = \frac{[\sigma_{см}]_{усл}}{K'_3 K_{np} K_n K_\psi K_c K_{oc}},$$

где $[\sigma_{см}]_{усл}$ – допускаемое условное давление при числе циклов $N = 10^8$ (см. ниже) и постоянном режиме нагружения (см. табл. Г.16);

K'_3 – коэффициент неравномерности нагрузки и различного скольжения на зубьях при расчете на износ (по табл. Г.14);

K_{np} – коэффициент продольной концентрации нагрузки, такой же, как и при расчете на смятие;

K_n – коэффициент переменности нагрузки (табл. Г.12);

K_u – коэффициент числа циклов микросдвигов в соединении за полный срок службы, т. е. суммарного числа оборотов N относительно вектора поперечной нагрузки

$$K_u = \sqrt[3]{\frac{N}{10^8}},$$

где $N = 60tn$;

t – срок службы;

n – частота вращения, мин^{-1} ;

K_c – коэффициент условий смазки подвижных соединений;

$K_c = 0,7$ – смазка без загрязнения, $K_c = 1$ – средняя смазка, $K_c = 1,4$ – смазка с загрязнением;

K_{oc} – коэффициент осевой подвижности в соединении;

$K_{oc} = 1$ – неподвижное, $K_{oc} = 1,25$ – подвижное без нагрузки, $K_{oc} = 3$ – подвижное под нагрузкой (например, в карданных передачах автомобилей).

Расчет на безыносную работу при неограниченно большом сроке службы выполняют по формуле

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{zhd_{cp}l} \leq [\sigma_{см}]_{бу},$$

где $[\sigma_{см}]_{бу}$ – допускаемое давление на рабочих поверхностях зубьев по условию безыносной работы;

$[\sigma_{см}]_{бу} = 0,028 \text{ НВ}$ – без термообработки зубьев;

$[\sigma_{см}]_{бу} = 0,032 \text{ НВ}$ – с улучшением ($\text{НВ} < 350$);

$[\sigma_{см}]_{бу} = 0,3 \text{ НРС}$ – с закалкой;

$[\sigma_{см}]_{бу} = 0,4 \text{ НРС}$ – с цементацией.

1.3. Штифтовые соединения

Краткие сведения. В соединениях штифты применяют для передачи небольших нагрузок. Для этой цели используют штифты цилиндрические (рис. 1.22, *а*), конические (рис. 1.22, *б, в, г*) и др. Гладкие, целые, без отверстий штифты изготавливают из среднеуглеродистой стали, например, из стали 45.

Следует отметить, что штифты в основном предназначены для фиксирования точного взаимного положения деталей, хотя они могут воспринимать сдвигающие случайные нагрузки. Как пример рассмотрим применение штифтов в соединениях вал – ступица. По расположению в соединениях вал – ступица различают осевые и радиальные штифты. Осевые штифты являются по сути круглыми шпонками.

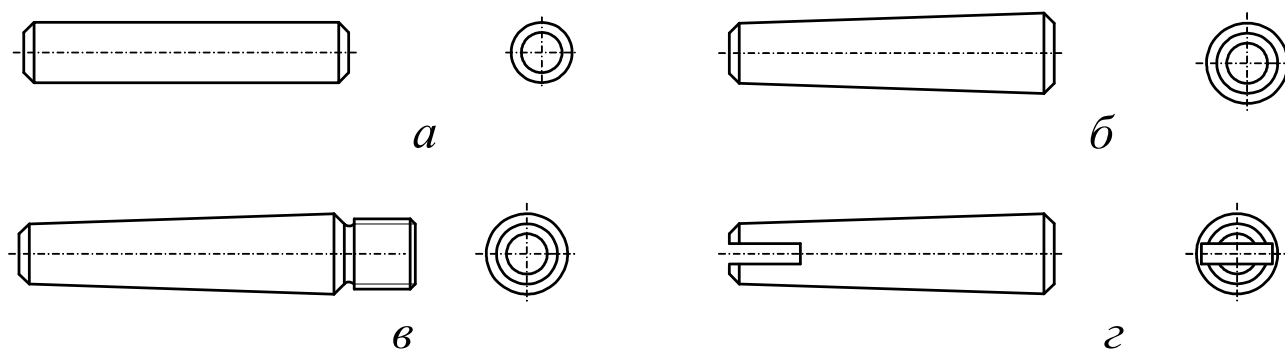


Рис. 1.22. Основные типы штифтов

Радиальные штифты. После установки они фиксируют насадную деталь (ступицу) в угловом и осевом направлениях относительно вала. Цилиндрические радиальные штифты (рис. 1.22, *а*) ставят в отверстия с натягом, они удерживаются от выпадения силами трения, а иногда концы штифтов расклепывают. Конические штифты (рис. 1.22, *б, в, г*) выполняют с конусностью 1:50, их запрессовывают в отверстия, что обычно обеспечивает стопорение штифта. Для исключения возможности выпадения обычного штифта (рис. 1.23, *б*) можно расклепать один конец штифта или применить штифт с разрезным концом (рис. 1.22, *г*), у которого при установке разводят разрезной конец, как показано на рисунке 1.23, *б*. Для удобства разборки конические штифты снабжают резьбой (рис. 1.22, *в*).

Достоинство штифтовых соединений: простота конструкции. Недостатки: нетехнологичность (требуется совместное сверление и развертывание отверстий под штифт после сборки ступицы с валом); отверстие под штифт ослабляет детали соединения.

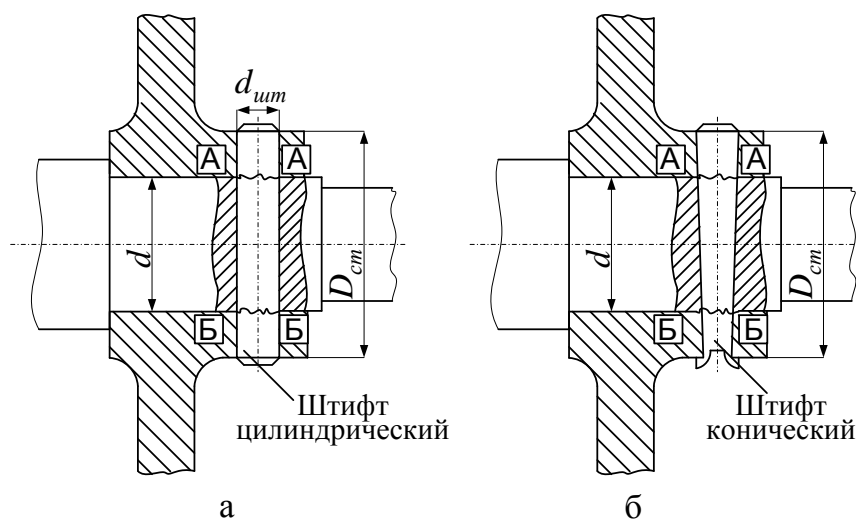


Рис. 1.23. Соединение вал – ступица радиальными штифтами

Расчет соединений. При нагружении соединения вращающим моментом T в сечениях штифта А-А и Б-Б (рис. 1.23, а, б) возникают напряжения среза, а на цилиндрических поверхностях контакта штифта с деталями соединения возникают напряжения смятия (давление). Для упрощения расчетов принимают, что трение между валом и ступицей отсутствует и вся нагрузка передается за счет сопротивления штифта смятию и срезу. Если толщина ступицы достаточна ($D_{ст} \geq 1,5d$), то нагрузочную способность соединения ограничивают напряжения среза в штифте $[\tau]$ – действующие в сечениях А-А и Б-Б (рис. 1.23, а, б). В этом случае, исходя из условий прочности $\tau \leq [\tau]$, максимальный вращающий момент $[T]$, которым может быть нагружено соединение вал – ступица с одним штифтом, равен

$$[T] = \frac{[\tau] \pi d_{шт}^2 d}{4}.$$

Здесь $[\tau]$ – допускаемые напряжения среза;

$[\tau] \leq (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$;

σ_T – предел текучести материала штифта;

$d_{шт}$ – диаметр штифта (для конических штифтов расчетным диаметром $d_{шт}$ является средний диаметр, рис. 1.23, б);

d – посадочный диаметр соединения.

Расчет по напряжениям смятия имеет условный характер, так как точный закон распределения напряжений смятия по цилиндрической поверхности контакта штифта и деталей соединения весьма

сложен; поэтому расчет на смятие производят (а проводить его нужно, если ступица тонкая, т. е. при $D < 1,5d$) по приближенным зависимостям, которые получены в предположении равномерного распределения напряжений на площади контакта штифта со ступицей: $d_{ui} (D - d)$. Тогда условие прочности по напряжениям смятия

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{d_{ui}(D_{см} + d)(D_{см} - d)} \leq [\sigma]_{см},$$

где $\sigma_{см}$ – расчетные действующие напряжения смятия;

$[\sigma]_{см}$ – допускаемые напряжения смятия для приближенного расчета, для стальных деталей $[\sigma]_{см} \approx (0,35 \dots 0,45)\sigma_T$, предел текучести σ_T определяют по менее прочному материалу ступицы или штифта. Аналогична методика расчета на смятие и срез других видов штифтовых соединений.

1.4. Профильные соединения

Профильные соединения применяют для передачи вращающего момента от вала к ступице. В профильных соединениях контакт вала и ступицы осуществляется по некруглой поверхности. Профильные соединения имеют в поперечном к оси соединения сечении плавный некруглый профиль поверхности контакта вала и ступицы; чаще применяют равноосные соединения треугольного профиля (рис. 1.24 и 1.25).

Применяемый профиль обладает свойством равноосности – постоянством диаметрального размера. Профильные соединения в осевом направлении могут быть цилиндрическими (рис. 1.24) или коническими (рис. 1.25). Конические профильные соединения характеризуются большей легкостью съема, чем цилиндрические, но они сложнее в изготовлении и дороже. При повышенных требованиях к надежности, переменных и особенно реверсивных нагрузках применяют профильные соединения с натягом. К профильным соединениям можно отнести, например, соединение, изображенное на рисунке 1.26, которое применяют для снижения концентрации напряжений. Для изготовления этого вида соединений не требуются специальные дорогие станки, как в случае применения равноосного профиля.

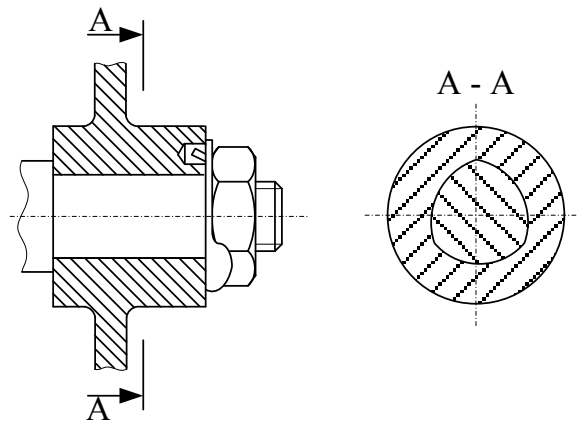


Рис. 1.24. Профильное соединение вал-ступица

Достоинства профильных соединений: отсутствие концентраторов напряжений кручения; хорошее центрирование деталей соединения; повышенная надежность по критерию прочности соединения по сравнению с соединениями с натягом.

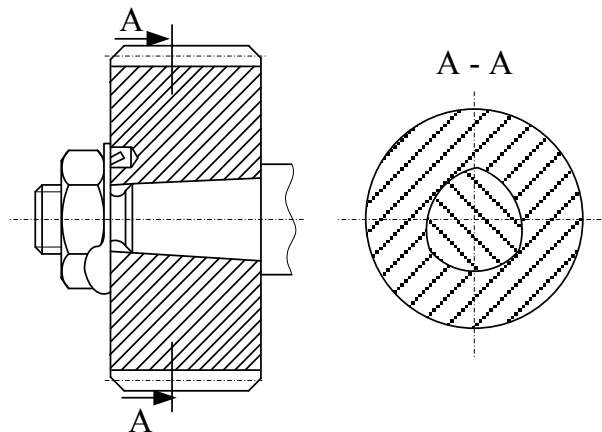


Рис. 1.25. Коническое профильное соединение

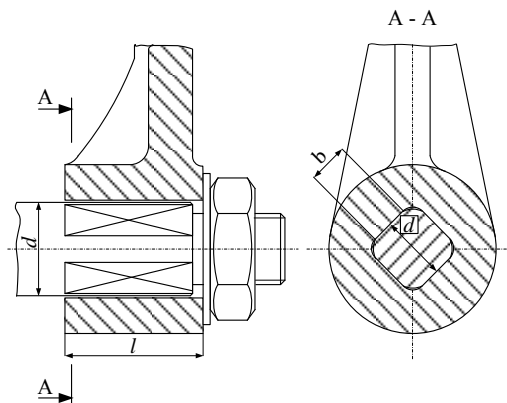


Рис. 1.26. Соединение ступицы с валом квадратного сечения

Недостатки соединений: сложность изготовления профильной поверхности (для изготовления отверстий в ступицах и шеек валов с профильными поверхностями нужны специальные станки); при передаче соединениями вращающих моментов возникают значительные распорные силы, деформирующие ступицу.

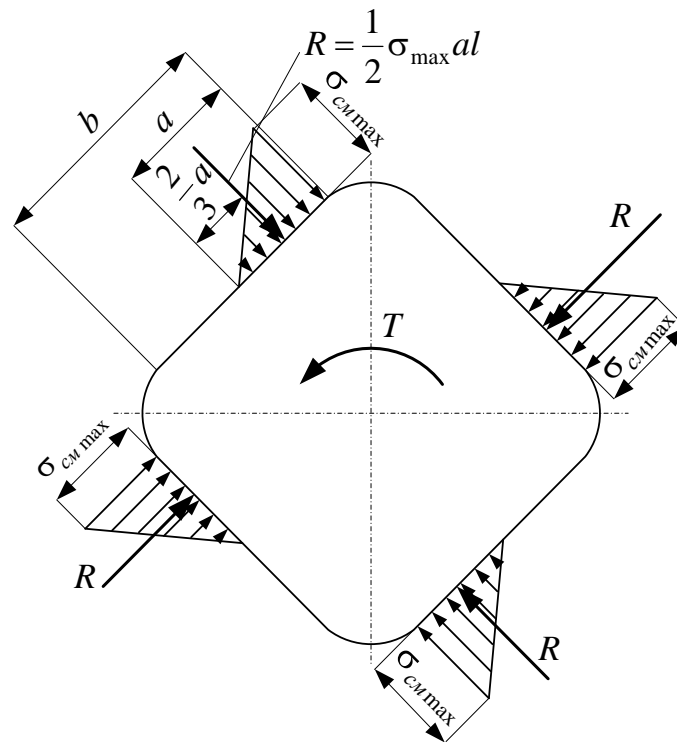


Рис. 1.27. Упрощенная расчетная схема профильного соединения

Передаваемый соединением вращающий момент может быть определен по условию прочности на смятие поверхностей контакта. Рассмотрим в качестве примера расчет профильного соединения квадратного сечения (рис. 1.26). Для упрощения расчета предполагаем, что соединение беззазорное и ненапряженное, а возникающие от вращающего момента T напряжения σ_{cm} смятия (давление) распределяются на гранях по закону треугольника (рис. 1.27). Из условия равновесия приложенного к соединению вращающего момента T и момента равнодействующих R напряжений смятия (давления), получаем, что максимальный вращающий момент $[T]$, который может передавать это соединение, равен

$$[T] = z \frac{[\sigma]_{cm} a^2 l}{3},$$

где $z = 4$ – число граней;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения смятия для более слабого материала;

a – рабочая ширина грани, равная половине ширины грани b ($a = b/2$) l – рабочая длина соединения (см. рис. 1.26).

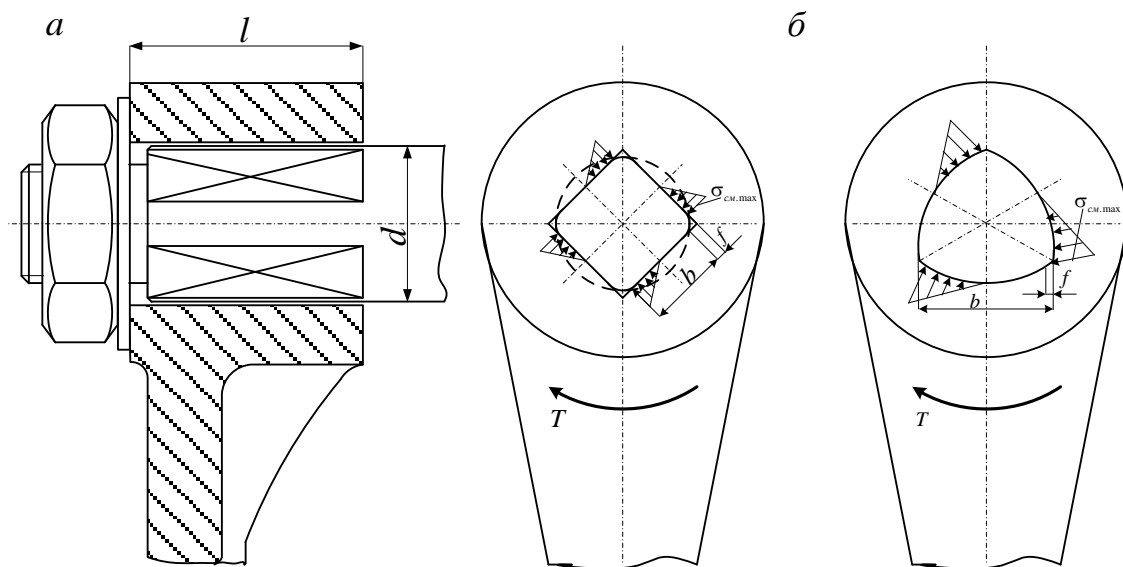


Рис. 1.28. Профильные соединения

В простейших случаях посадочные поверхности таких соединений имеют форму квадратной (рис. 1.28, а) или шестигранной призмы. Вследствие технологических трудностей изготовления квадратного или шестигранного отверстия в охватывающей детали точность подобных соединений невелика, обычно ограничивается четвертым-пятым классом.

Более совершенны профильные соединения, очерченные плавными криволинейными поверхностями (рис. 1.28, б), допускающими точную обработку вала на станках по копиру или по методу обкатки. Такие соединения обеспечивают хорошее центрирование соединяемых деталей и не вызывают концентрации напряжений в валах, но сложны технологически. Их применение может оказаться целесообразным при массовом производстве деталей с образованием посадочных поверхностей методом протягивания.

Расчет профильных соединений ведется на смятие контактных поверхностей, причем предполагается, что при сборке соединение остается ненапряженным, беззазорным. В этом случае приближенно можно считать, что после приложения рабочей нагрузки (момента T)

напряжения смятия $\sigma_{см}$ распределяются по закону треугольника на половине рабочей ширины граней $(b - f)$, где $f \approx 0,1b$ – размер фасок.

Возможное отклонение распределения $\sigma_{см}$ от принятого закона и возможная неравномерность нагружения $z_{гр}$ граней учитываются коэффициентом напряжений $k_{НП} = 1,3 \dots 2,0$ – меньшее значение для коротких соединений ($l \leq b$) и высокой точности пригонки.

Условие несминаемости контактных поверхностей

$$\sigma_{\bar{m}} \text{ .max} = \frac{12k_{f\bar{r}} T}{z_{\bar{a}\bar{b}} (b - f)^2 l} \leq [\sigma_{\bar{m}}]. \quad (1.6)$$

Значение $[\sigma]_{см}$ можно принимать таким же, как для ненапряженных шпоночных и шлицевых соединений. Боковые поверхности проверяются по условию прочности по зависимости

$$\sigma_{см} = \frac{12T}{b^2 l} \leq [\sigma_{см}].$$

1.5. Клеммовые соединения

Конструкция и применение. Клеммовые соединения применяют для закрепления деталей на валах и осях, цилиндрических колоннах, кронштейнах и т. д. Один из примеров клеммового соединения (закрепление – рычага на валу) изображен на рисунке 1.29.

По конструктивным признакам различают два основных типа клеммовых соединений: а) со ступицей, имеющей прорезь (рис. 1.29, а, б) с разъемной ступицей (рис. 1.29, б). Разъемная ступица несколько увеличивает массу и стоимость соединения, но при этом становится возможным устанавливать клемму в любой части вала независимо от формы соседних участков и других расположенных на валу деталей.

При соединении деталей с помощью клемм используют силы трения, которые возникают от затяжки болтов. Эти силы трения позволяют нагружать соединение как моментом ($T = Fl$), так и осевой силой F_a . Ранее отмечалось, что передача нагрузки только силами трения недостаточно надежна. Поэтому не рекомендуют применять клеммовые соединения для передачи больших нагрузок.

К достоинствам клеммового соединения относятся простота монтажа и демонтажа, самопредохранение от перегрузки, а также возможность перестановки и регулировки взаимного располо-

жения деталей, как в осевом, так и в окружном направлениях (регулировка положения рычагов и тяг в механизмах управления и т. п.).

Расчет на прочность. В зависимости от выполнения соединения при расчете можно рассмотреть два предельных случая (рис. 1.29).

Первый случай. Клемма обладает большой жесткостью, а посадка деталей выполнена с большим зазором (рис. 1.29, а). При этом можно допустить, что контакт деталей происходит по линии, а условие прочности соединения выражается в виде

$$\begin{aligned} F_n d &= F_n f d \geq T \text{ — сдвигающий момент;} \\ 2F_n f &\geq F_a \text{ — сдвигающая сила (осевая),} \end{aligned} \quad (1.7)$$

где F_n — реакция в месте контакта;
 f — коэффициент трения.

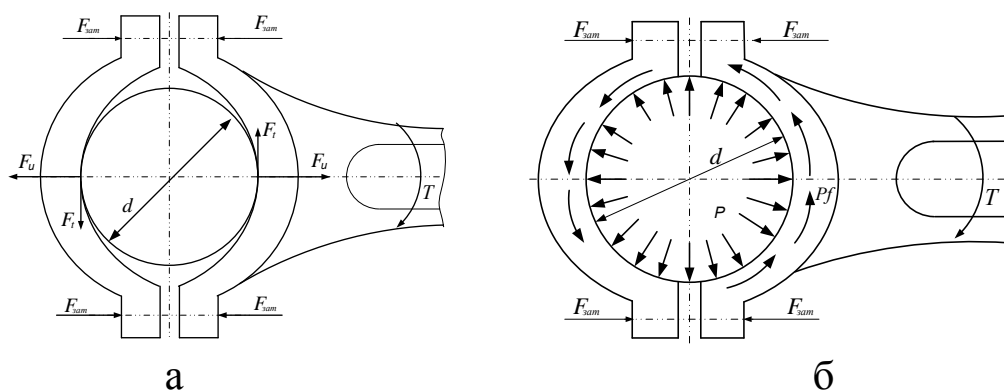


Рис. 1.29. Расчетная схема клеммового соединения:
 а — жесткая клемма; б — гибкая клемма

Из условия равновесия любой половины клеммы: $F_n = 2F_{зам}$,

где $F_{зам}$ — сила затяжки болтов. Подставив значения F_n в формулу (1.8), найдем

$$2F_{зам} f d \geq T; \quad 2F_{зам} f \geq F_a. \quad (1.8)$$

Второй случай. Клемма достаточно гибкая, форма сопрягаемых деталей строго цилиндрическая. Зазор в соединении стремится к нулю (рис. 1.29, б). В этом случае можно полагать, что давление p распределено равномерно по поверхности соприкосновения деталей, а условие прочности соединения выражаются в виде

$$pf\pi d\epsilon \frac{d}{2} > T, \quad pf\pi d\epsilon \geq F_a.$$

Из условия равновесия полуклеммы находим: $p = \frac{2F_{зам}}{db}$, тогда условие расчета будет $\pi F_{зам} f d \geq T$ или по усилию

$$\pi 2 F_{зам} f \geq F_a. \quad (1.9)$$

Таким образом, нагрузочные способности для двух предельных случаев относятся как $2/\pi$ (сравните формулы (1.8) и (1.9)). Первый случай является самым неблагоприятным, а второй – наиболее рациональным с точки зрения требуемой затяжки болтов.

Следует заметить также, что наличие больших зазоров в соединении может привести к разрушению клеммы от напряжений изгиба. Практически конструкция с большими зазорами является дефектной.

В современном машиностроении размеры деталей клеммового соединения выполняют под посадку типа $H8/h8$. При такой посадке обеспечивается свободная сборка деталей без излишних зазоров.

Это дает основание рассматривать условия работы практически выполняемых клеммовых соединений как средние между двумя рассмотренными выше крайними случаями и рассчитывать их прочность по формулам

$$2,5 F_{зам} f d \geq T, \quad 5 F_{зам} f \geq F_a. \quad (1.10)$$

Здесь коэффициенты 2,5 и 5 приближенно равны среднему значению коэффициентов в формулах (1.8) и (1.9).

Расчет клеммового соединения с односторонним расположением болтов (см. рис. 1.29) принято выполнять по тем же формулам (1.8). При этом условно полагают, что функции второго болта соединения выполняет сам материал рычага. Действительно, если верхний болт в конструкции по рисунку 1.29, б приварить к деталям, то условия работы клеммы и нижнего болта не изменятся, а конструкция станет подобна конструкции, изображенной на рисунке 1.29, а.

Для определения потребной силы затяжки болтов преобразуем формулы (1.8) к виду

$$F_{зам} = \frac{KT}{2,5zf d}, \quad F_{зам} = \frac{KF_a}{5zf}. \quad (1.11)$$

При совместном действии T и F_a сдвигающей силой на поверхности контакта будет равнодействующая осевой F_a и окружной $F_t = 2T/d$ сил. Для такого случая

$$F_{зам} = \frac{K\sqrt{F_t^2 + F_a^2}}{5zf}. \quad (1.12)$$

При найденной $F_{зам}$ расчет болтов на прочность выполняют по формуле

$$\sigma_{эKB} = \frac{1,3F_{зам}}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \leq [\sigma].$$

В формулах (1.11) и (1.12) z – число болтов, расположенных с одной стороны вала, $K = 1,3 \dots 1,8$ – коэффициент запаса. Коэффициент трения для чугунных и стальных деталей, работающих без смазки, можно выбрать в пределах $f \approx 0,15 \dots 0,18$.

ГЛАВА 2. НЕРАЗЪЕМНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

2.1. Сварные соединения

Сварное соединение относится к неразъемным соединениям. Прочность соединения зависит от однородности и непрерывности материала сварного шва и окружающей среды. По типу сварки различают дуговую и контактную. Сварное соединение является наиболее совершенным из неразъемных соединений, так как лучше других приближает составные детали к целым.

Конструкции и расчет на прочность. Стыковое соединение во многих случаях является наиболее простым и надежным. При расчете на прочность полагаем, что вид сварки выбран правильно и качество выполнения шва удовлетворяет техническим нормам.

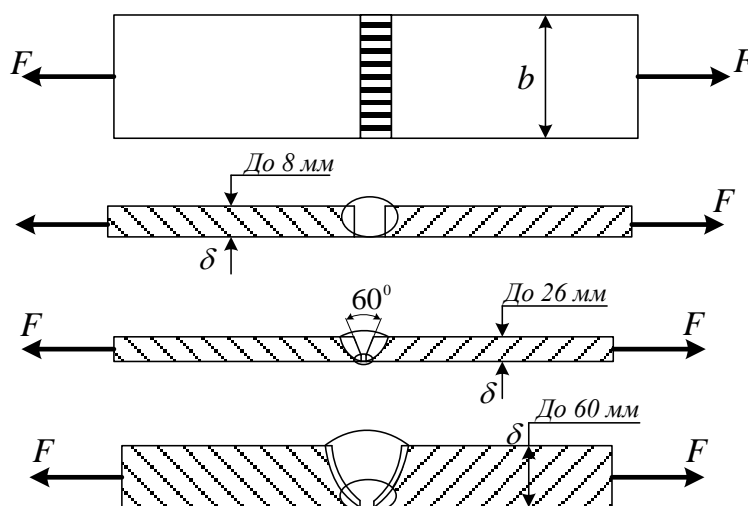


Рис. 2.1. Виды исполнения стыковых швов

При расчете полосы, сваренной встык (рис. 2.1), расчет ведется на растяжение

$$\sigma = \frac{F}{A} = \frac{F}{b\delta} \leq [\sigma']$$

при изгибе

$$\sigma = \frac{M}{W} = \frac{6M}{b\delta^2} \leq [\sigma']$$

где b и δ – ширина и толщина полосы;

$[\sigma']$ – допускаемое напряжение для сварных соединений. Отношение $[\sigma']$ к допускаемому напряжению на растяжение для основного металла $[\sigma]_p$ является коэффициентом прочности сварного соединения

$$\varphi = \frac{[\sigma']}{[\sigma]_p},$$

значение колеблется в пределах от 0,9 до 1,0, т. е. стыковое соединение почти равнопрочно с соединенными деталями. Для увеличения прочности сварного шва применяют косые швы (рис. 2.2).



Рис. 2.2. Схема косого сварного соединения

Практикой установлено, что при качественном выполнении стыкового шва разрушение соединенных стальных деталей происходит преимущественно в зоне термического влияния.

Соединение, выполненное угловыми швами. В зависимости от формы поперечного сечения различают угловые швы (см. рис. 2.3): нормальные – 1, вогнутые – 2, выпуклые – 3. На практике наиболее распространены нормальные швы. Выпуклые швы образуют резкое изменение сечения деталей в местах соединения, что вызывает повышенную концентрацию напряжений. Вогнутые швы снижают концентрацию напряжений и рекомендуются при действии переменных нагрузок. Такие швы применяются в особых условиях, так как требуют дополнительных затрат на доводку шва. Основные геометрические характеристики шва: катет k шва и высота шва h , для нормального шва $h = k \sin 45^\circ \approx 0,7k$. По условиям технологии принимают $k \geq 3$ мм, если толщина листа $\delta \geq 3$ мм. В большинстве случаев $k = \delta$.

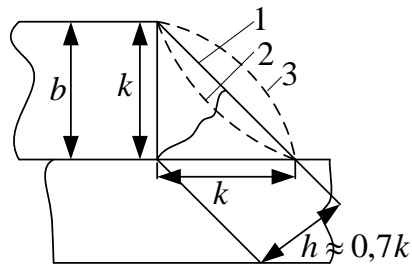


Рис. 2.3. Вид исполнения углового шва

Нахлесточное соединение. В зависимости от расположения различают швы лобовые, фланговые и косые. Лобовые швы располагаются перпендикулярно, фланговые швы параллельно линии действия нагружающей силы. Обычно на практике используются комбинированные соединения с фланговыми и лобовыми швами. Рассмотрим вначале соединения с фланговыми швами (рис. 2.4).

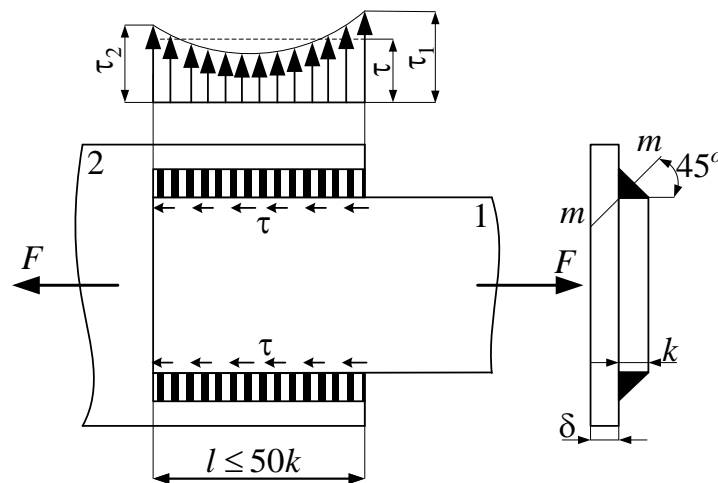


Рис. 2.4. Схема сварного соединения с фланговыми швами

Расчет фланговых швов при нагружении силой F выполняют по среднему напряжению, а условие прочности записывается в виде

$$\tau = \frac{F}{2l0.7k} \leq [\tau'].$$

При наличии упругости жесткость соединяемых деталей различна, поэтому напряжения по длине шва распределяются по некоторой кривой (рис. 2.4). Ясно, что неравномерность распределения напряжений

возрастает с увеличением длины шва и разности податливости деталей. Поэтому длину фланговых швов ограничивают условием $l \leq 50k$.

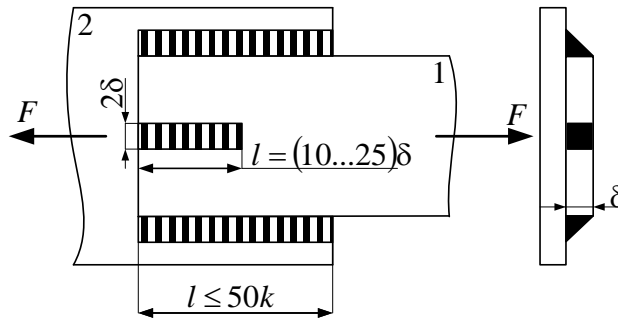


Рис. 2.5. Схема усиления фланговых швов

В тех случаях, когда длина фланговых швов не обеспечивает равнопрочность соединения, то соединение усиливают прорезными швами (рис. 2.5) или лобовыми. Условие прочности в этом случае при $k = \delta$ записывают в виде

$$\tau = \frac{F}{2k(0,7l + l_1)} \leq [\tau'].$$

Если одна из соединяемых деталей асимметрична, то расчет прочности производят с учетом нагрузки, воспринимаемой каждым швом. Например, к косынке приварен уголок (рис. 2.6), равнодействующая нагрузка F проходит через центр тяжести поперечного сечения уголка и распределяется по швам обратно пропорционально плечам e_1 и e_2 . Соблюдая условие равнопрочности, швы выполняют с различной длиной так, чтобы $\frac{l_1}{l_2} = \frac{e_2}{e_1}$. При этом напряжения в обоих швах

$$\tau = \frac{F}{0,7k(l_1 + l_2)} \leq [\tau'].$$

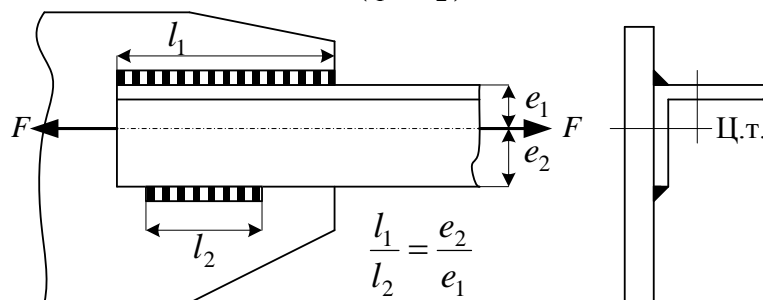


Рис. 2.6. Расчетная схема асимметричного сварного соединения

Если соединение нагружено моментом, то напряжения от момента распределяются неравномерно, а их векторы направлены различно. Неравномерность распределения тем больше, чем больше отношение l/b . В общем случае максимальные напряжения можно определить по зависимости

$$\tau = \frac{T}{W_p}.$$

Для сравнительно коротких швов ($l < d$), используемых на практике (рис. 2.7), применяют приближенный расчет по формуле, условно полагая, что напряжения направлены вдоль швов и распределены по длине швов равномерно

$$\tau = \frac{T}{0,7klb} \leq [\tau']$$

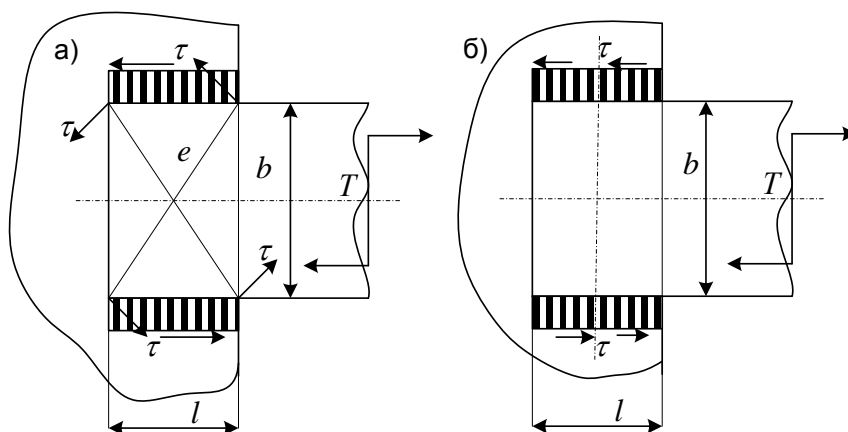


Рис. 2.7. Расчетная схема сварного соединения с короткими швами

Соединение контактной сваркой. Выполняется для соединения тонколистового металла $\delta \leq 3$ мм (рис. 2.8). Диаметр сварной точки выбирают в зависимости от толщины меньшей из свариваемых деталей

$$\begin{aligned} d &= 1,2 \delta + 4 \text{ мм при } \delta \leq 3 \text{ мм;} \\ d &= 1,5 \delta + 5 \text{ мм при } \delta > 3 \text{ мм.} \end{aligned}$$

Минимальный шаг t ограничивается явлением шунтирования тока ранее сваренной точкой. Расстояние от кромок t_1 и t_2 нормируют с учетом технологических и силовых факторов. Обычно принимают

$$t = 3d; \quad t_1 = 2d; \quad t_2 = 1,5d.$$

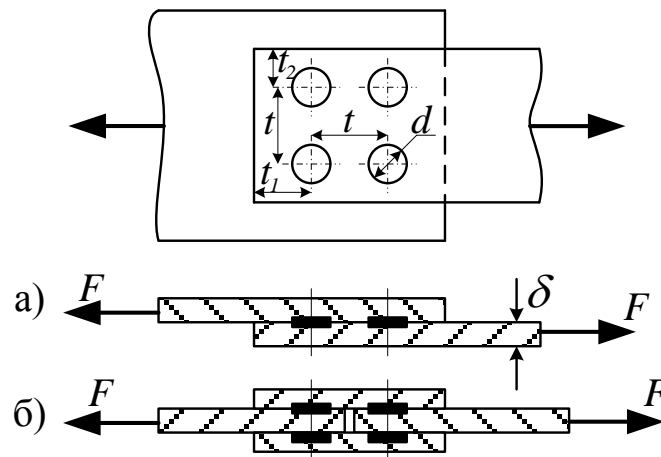


Рис. 2.8. Расчетная схема соединения контактной сваркой

Расчет ведется по формуле $\tau = \frac{4F}{z i \pi d^2} \leq [\tau']$.

Шовная сварка (рис. 2.9) рассчитывается по напряжениям среза $\tau = \frac{F}{bl} \leq [\tau']$, в этом случае концентрации напряжений меньше, чем при точечной сварке, и соединение получается герметичное.

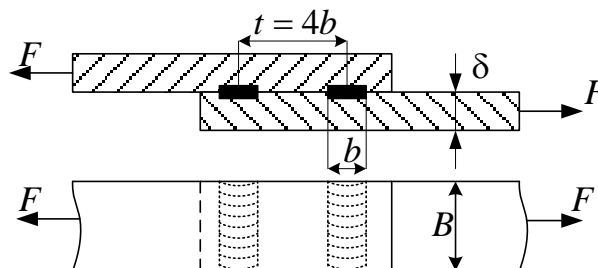


Рис. 2.9. Схема соединения шовной сваркой

2.2. Паяные соединения

Общие сведения. Пайкой называется способ соединения элементов конструкций путем их нагрева ниже температуры плавления материалов деталей соединения, смачивания их расплавленным припоем, затекания припоя в зазор между деталями соединения и последующей его кристаллизации при охлаждении.

Паяные соединения подобны сварным; отличие пайки от сварки – отсутствие расплавления или высокотемпературного нагрева соединяемых деталей, так как припой имеют более низкую температуру плавления, чем материалы соединяемых деталей.

Связь в паяном шве основана на растворении металла деталей в расплавленном припое; взаимной диффузии элементов припоя и металла соединяемых деталей; бездиффузионной атомной связи.

Наряду с использованием пайки как основного вида соединений в радиоэлектронной и электротехнической аппаратуре паяные соединения получили распространение и в изделиях машиностроения.

Современные методы пайки значительно расширили технические возможности выполнения соединений. Пайку применяют при изготовлении камер сгорания жидкостных реактивных двигателей, лопаток турбин, топливных и масляных трубопроводов, деталей ядерных реакторов и других конструкций тугоплавких металлов (молибдена, ниобия, тантала, вольфрама), плохо поддающихся сварке.

Достоинства паяных соединений: возможность соединять детали не только из однородных, но и из разнородных материалов, например, стали со сплавами цветных металлов; металлы с графитом, ферритом, фарфором и др.; повышенная технологичность, так как возможно осуществлять пайку в скрытых или малодоступных местах конструкции, изготавливать сложные узлы за один прием, паять не по контуру, а одновременно по всей поверхности соединения. Подбирая соответствующие припои, можно выбрать температуру пайки так, чтобы при нагреве под пайку у предварительно термообработанных материалов сохранялись механические свойства в изделии (в готовом соединении) или чтобы нагрев под пайку одновременно обеспечивал и термическую обработку деталей соединения; возможность распайки соединения.

Недостатки: сравнительно низкая прочность паяного соединения на сдвиг и очень низкая прочность на отрыв; высокая трудоемкость изготовления изделий методами высокотемпературной пайки.

Следует отметить, что прочность паяного шва выше (иногда существенно) прочности припоя в связи с растворением в слое припоя материала деталей и в связи с тем, что слой припоя находится в стесненном напряженном состоянии между соединяемыми деталями.

Характеристики наиболее часто применяемых в машиностроении способов пайки приведены в таблице 2.1, а основные типы паяных соединений – в таблице 2.2.

Пайкой соединяют детали различной формы: листы, стержни трубы и др. В последнее время находят применение сотовые паяные

конструкции. В обшивке самолетов листы из малопрочных алюминиевых сплавов заменяют паяными высокопрочными и жесткими панелями (рис. 2.10) из тонких стальных листов с сотовым (рис. 2.10, а) или гофрированным (рис. 2.10, б) промежуточным заполнителем.

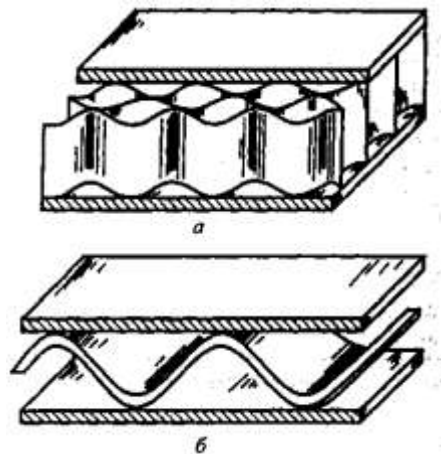


Рис. 2.10. Сотовые паяные конструкции

Паяные соединения предпочтительно выполнять нахлесточными; площадь перекрытия (площадь пайки) следует назначать так, чтобы прочность паяного соединения была равна прочности целой детали.

Стыковые соединения, имеющие ограниченную паяную площадь, менее прочны, чем нахлесточные. При действии значительных нагрузок применять стыковые соединения не рекомендуется; в случае необходимости при повышенных нагрузках стыковых соединений можно рекомендовать косостыковые (табл. 2.2), у которых больше площадь пайки и вышенесущая способность. Соприкасающиеся соединения допустимы для изделий, паяные швы которых работают на сжатие и при весьма малых нагрузках.

При любом типе паяного соединения между деталями необходим зазор порядка 0,01...0,4 мм, чтобы в это пространство мог затекать расплавленный припой. Зазоры зависят от вида припоя и материалов деталей соединения и в значительной степени определяют прочность соединений. Их уменьшение до некоторого предела увеличивает прочность паяных соединений. Перед пайкой требуется более точная по сравнению со сваркой механическая обработка и сборка деталей соединения.

Припои делятся на высокотемпературные с $T_{\text{пл}} \geq 450$ °С и низкотемпературные с $T_{\text{пл}} < 450$ °С. Основными компонентами высокотемпературных припоев являются медь (Сu), никель (Ni) и серебро (Ag), а низкотемпературных – олово (Sn) и свинец (Pb). В таблице 2.3 приведены основные припои и рекомендации по их применению.

Хорошее соединение пайкой можно получить лишь при исключительно чистых поверхностях соединяемых деталей. Поэтому непосредственно перед пайкой поверхность очищают от грязи и масел, удаляют оксидные пленки и т. п.

Для уменьшения окисления поверхностей деталей применяют специальные флюсы, которые подразделяют на низкотемпературные с $T_{\text{пл}} < 450$ °С (канифольные, кислотные и др.) и высокотемпературные с $T_{\text{пл}} > 450$ °С (боридные, боридно-углекислые и др.).

Таблица 2.1 – Характеристика способов пайки

Способ пайки	Характеристика способов пайки
Паяльником	Универсальный ручной способ низкотемпературной пайки
Газовой горелкой	Универсальный ручной способ высокотемпературной пайки
Индукционный	Для изделий небольших размеров; быстрый нагрев; возможность механизации и автоматизации процесса
В печах с флюсом	Минимальная деформация изделий; равномерный нагрев; возможность регулирования и механизации
В печах и контейнерах с инертным газом; в вакуумных печах	Универсальный способ высокотемпературной пайки; минимальная деформация изделий; отсутствие окисления и флюса на изделиях после пайки; возможность объективного контроля режима пайки
Сканирующим электронным лучом	Короткий цикл; возможность локализации нагрева; механизация и автоматизация процесса
Погружением в расплавленный припой или флюс	Высокая производительность, быстрый нагрев и точное регулирование температуры

Таблица 2.2 – Основные типы и виды сечений паяных соединений

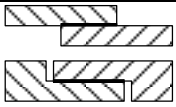
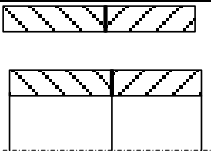
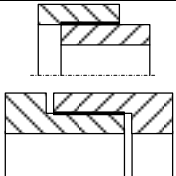
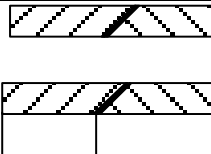
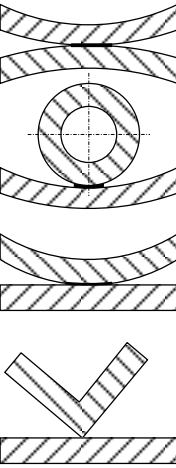
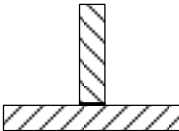
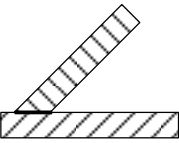
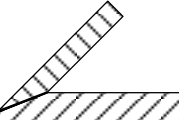
Соединение	Вид сечения	Соединение	Вид сечения
Нахлесточное		Стыковое	
			
Соприкасающееся		Тавровое	
		Угловое	
			

Таблица 2.3 – Припои и рекомендации по их применению

Марка припоя	Система припоя	Температура плавления, °С		Пример применения
		Начальная	Конечная	
1	2	3	4	5
Высокотемпературные припои				
ВПр1	Cu-Ni	1 080	1 120	Трубопроводы и другие изделия из коррозионно-стойкой стали
ВПр2	Cu-Mn-Ni	960	970	
ВПр4	Cu-Ni-Mn	940	980	
Л63	Cu-Zn	900	905	Неответственные изделия из стали
ПСр25ф	Cu-Ag-P	645	725	Детали из меди и ее сплавов
ПСр25	Cu-Zn-Ag	740	775	Трубопроводы
ПСр40	Ag- Cu- Zn	590	610	Детали из меди и стали
ПСрМин63	Ag- Cu-In	750	760	Детали из сплавов титана

1	2	3	4	5
Низкотемпературные припои				
О2, О3	Sn	232	232	Детали для любых климатических условий
Пос90	Sn-Pb	183	220	Детали с гальваническим покрытием (серебрение, золочение)
ПСр2,5	Ag-Sn-Pb	295	300	Детали и электромонтажные соединения, работающие при $T \leq 200$ °С

Расчет паяных стыковых и нахлесточных соединений на прочность аналогичен расчету сварных соединений. Стыковые паяные соединения рассчитывают на прочность как целые детали по номинальному сечению соединяемых деталей, так как сечения соединяемых деталей и сечение пайки идентичны. Естественно, что допускаемые напряжения определяются прочностью примененного припоя и находят их по таблице 2.4.

При действии на соединение центральной растягивающей силы F и изгибающего момента M (рис. 2.11, *a*) условие прочности стыкового паяного соединения находят по формуле

$$\sigma = \frac{F}{l_s} + \frac{M}{W} \leq [\sigma],$$

где σ – действующие напряжения; W – момент сопротивления сечения деталей соединения в месте пайки; $[\sigma]$ – допускаемые напряжения растяжения для паяных соединений (табл. 2.4).

Таблица 2.4 – Допускаемые напряжения для паяных соединений

Материал паяемых элементов	Припой	Способ нагрева	Допускаемые напряжения для соединений, МПа	
			стыковых $[\sigma]$	нахлесточных $[\tau]$
1	2	3	4	5
Латунь	Олово	Паяльником	40–50	30–40
Медь	ПОС40		60–70	40–50
	ПОС18		80–90	25–40
	ПСр45	В печи	300–320	240–300

1	2	3	4	5
Низкоуглеродистая сталь	Олово	Паяльником	80	40
	ПОС40		100	50
	ПОС18		105	6+0
	ПСр45	В печи	220–240	170–180
	ВПр		300–400	250–300
	М1		350–400	180–200
Латунь	Олово	Паяльником	40–50	30–40
Медь	ПОС40		60–70	40–50
	ПОС18		80–90	25–40
	ПСр45	В печи	300–320	240–300
Низкоуглеродистая сталь	Олово	Паяльником	80	40
	ПОС40		100	50
	ПОС18		105	6+0
	ПСр45	В печи	220–240	170–180
	ВПр		300–400	250–300
	М1		350–400	180–200

При расчете нахлесточных соединений надо учитывать лишь то, что площадь расчетного сечения равна площади контакта (пайки) деталей соединения, например, при действии центральной сдвигающей силы нахлесточные соединения (рис. 1.24, б) рассчитывают на срез

$$\tau = \frac{F}{lb} \leq [\tau],$$

где $[\tau]$ – допускаемые напряжения на срез для паяных соединений (табл. Г.15); l – ширина пайки; b – длина нахлестки (см. рис. 2.11, б).

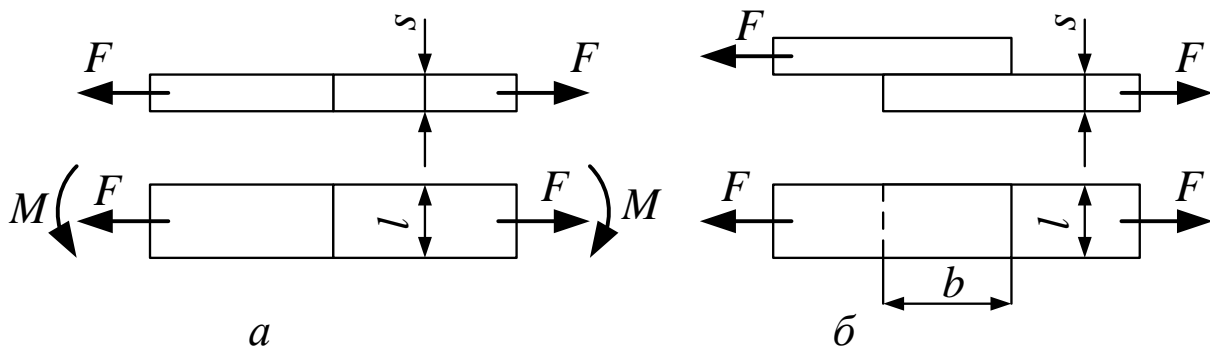


Рис. 2.11. Расчетные схемы паяных стыковых и нахлесточных соединений

При других случаях нагружения расчет нахлесточных паяных соединений проводят по формулам, аналогичным для сварных соединений.

С увеличением площади контакта (пайки) несущая способность соединений возрастает. В нахлесточных соединениях увеличение ширины пайки имеет больший эффект, чем увеличение длины нахлестки.

2.3. Клеевые соединения

Общие сведения. Клеевыми называют неразъемные соединения с помощью клея, образующего между деталями соединения тонкую прослойку. Клеевые соединения получили широкое распространение благодаря созданию конструкционных высокопрочных клеев на основе синтетических полимеров, позволяющих скреплять между собой детали с высокой прочностью. Иногда склеивание – единственный способ соединения деталей из разнородных материалов.

Процесс склеивания обычно состоит из следующих операций: превращение клеящего вещества в состояние, пригодное для нанесения на поверхности склеиваемых материалов (расплавление, растворение, смешение компонентов и др.); подготовка поверхностей склеивания (придание шероховатости, обезжиривание и т. п.); нанесение клеящего вещества и сборка соединения; превращение клеящего вещества в клеевой слой, соединяющий материалы при соответствующих температурах, давлении и времени выдержки.

Клеевые соединения обладают рядом **достоинств**: снижаются требования к точности сопрягаемых деталей, быстро и экономично осуществляется сборка; клеевой слой является хорошим тепло-, звуко- и электроизолятором; не ослабляются соединяемые детали; клеи способны скреплять детали, материалы которых существенно отличаются по физико-химическим свойствам; клеящие материалы заполняют микрозазоры, что позволяет получать герметичные соединения; пленка клея улучшает распределение нагрузки и препятствует возникновению контактной коррозии.

К недостаткам клеевых соединений относят:

малую прочность при отрывающих нагрузках с неравномерным ее распределением (отрыв, когда один или оба соединяемых элемента имеют малую жесткость, или отрыв с изгибом);

нестабильность физико-механических свойств во времени (старение с течением времени, приводящее к снижению прочности клеевых соединений);

ухудшение механических характеристик при пониженных и повышенных температурах, при воздействии биосреды, химических реагентов и других факторов;

необходимость тщательной подготовки поверхностей под склеивание.

Механические характеристики клеевых соединений и области применения клеев, наиболее часто используемых в промышленности, приведены в таблице 2.5.

В последнее время получают распространение клеевые соединения с использованием анаэробных клеев на акрилатной и метакриловой основах, т. е. синтетических клеев, способных отвердевать без доступа воздуха. Эти клеи (например, «Анатерм») представляют собой однородную вязкую жидкость, время отвердевания при 20 °С – трое суток, а при +120 °С – 0,5 ч, после отвердевания достигается прочность при сдвиге 16 МПа. Жидкий полиуретановый клей ПУ-2 отвердевает при комнатной температуре за 3 ч и достигает прочности при сдвиге 16 МПа. Эпоксидные клеи состоят из жидких эпоксидных смол, отвердителя и металлического порошка, склеивание происходит при температуре 150 °С в течение 1 ч.

Таблица 2.5 – Механические характеристики клеевых соединений и области применения клеев

Клей	Предел прочности, МПа		Назначение
	При отрыве	При сдвиге	
Неорганический	10	–	Склеивание металлов, работающих при температурах до 500 °С
Поливинилацетальфеновый	20	14	Склеивание стекла и дуралюмина для рабочих температур 40 °С
Эпоксидный (ЭД-5, Э-40 и др.)	45	20	Склеивание металлов и неметаллов для рабочих температур ±60 °С
Синтетический	20–40	10–20	Склеивание металлов, древесины, стекла, резины, кожи и др.
Полиакриловый (ВК-31, ВК-41 и др.)	23	30–40	То же
Полиуретановый (ПУ-2 и др.)	34,5	16	То же
Фенолформальдегидный (БФ-2, ВС-10 и др.)	8	3	То же

Виды соединений. Клеевые соединения конструктивно подобны сварным и паяным: основные типы соединений те же (см. табл. 2.2). При проектировании клеевых соединений следует иметь в виду, что клеевые швы обладают достаточно большой прочностью при сдвиге и равномерном отрыве, а при неравномерном отрыве с изгибом, как показано на рисунке 2.12, *а*, прочность соединений существенно снижается. Поэтому везде, где возможно, клеевое соединение должно быть сконструировано работающим на сдвиг (рис. 2.12, *б*) или сжатие.

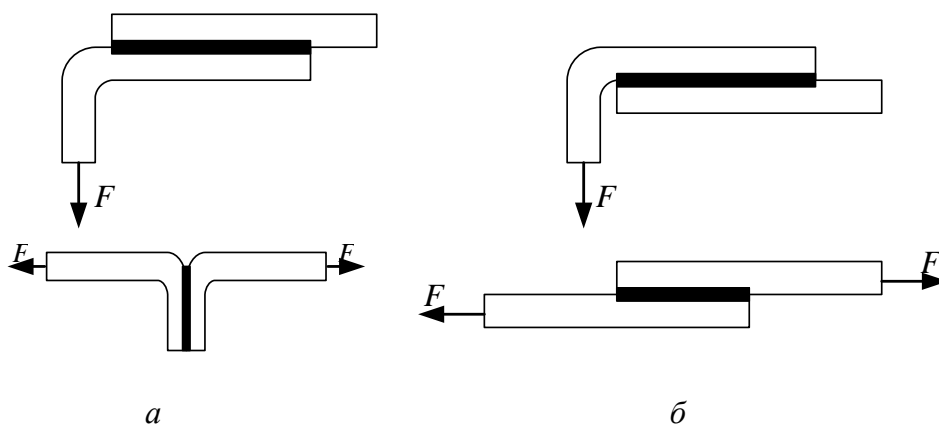


Рис. 2.12. Способы устранения отрыва («отдира») в соединениях

Соединения типа вал – ступица выполняют телескопическими. Детали соединения изготавливают с гарантированным зазором порядка 5...15 мкм (при больших зазорах затруднено центрирование деталей соединения); иногда используют переходные посадки типа $H7/n6$, $H7/k6$ и др. Поверхности деталей перед нанесением клея тщательно очищают от загрязнений и обезжиривают. Клей наносят на обе соединяемые поверхности (распылением, кистью, валиком). Сборку соединения осуществляют с нагревом охватываемой детали до 150 °С. Такой метод обеспечивает зазор между деталями при сборке, возможность заполнения этого зазора клеем (до остывания охватываемой детали) и высокую прочность сцепления между деталями после отвердевания клея, значительно превышающую прочность сцепления в соединениях с натягом.

Расчет клеевых соединений. Расчет клеевых соединений на прочность ведется по формулам, аналогичным для расчета паяных соединений. Например, для соединений типа вал – ступица при одновременном действии на соединение вращающего момента T и осевой силы F_a , расчет ведут по равнодействующей сдвигающей силе

$F_{\Sigma} = \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2}$ и по условию прочности клеевого соединения на сдвиг (срез) $F_{\Sigma} \leq \pi dl[\tau]$, откуда потребная длина соединения

$$l = \frac{\sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2}}{\pi d[\tau]},$$

где T – вращающий момент; F_a – осевая сила; d – диаметр вала (диаметр сопряжения); $[\tau]$ – допускаемые напряжения среза (сдвига). При определении допускаемых напряжений $[\tau]$ принимают коэффициент запаса s по отношению к пределам прочности, при сдвиге (см. табл. 2.5) равным $s = 2,5 \dots 3$ при статической нагрузке; $s = 4 \dots 5$ при переменных нагрузках, а при наличии в спектре нагрузок существенных перегрузок (при вибрациях, ударных нагрузках и т. п.) запас принимают еще больше.

Для получения особо прочных соединений, испытывающих произвольную нагрузку, включая неравномерный отрыв, вибрационную и ударную нагрузки, применяют комбинированные соединения: клеесварные, клеезаклепочные, клееболтовые и клеевые соединения с натягом.

2.4. Соединение деталей посадкой с натягом (прессовые соединения)

Общие сведения. Соединение двух деталей по круговой цилиндрической поверхности можно осуществить непосредственно без применения болтов, шпонок и т. д. Для этого достаточно при изготовлении деталей обеспечить натяг посадки, а при сборке запрессовать одну деталь в другую (рис. 2.13). Натягом можно соединять детали не только по круговой цилиндрической поверхности, но и по призматической и др. В практике преимущественное распространение имеет прессовое соединение по круговым цилиндрическим поверхностям.

Натягом N называют положительную разность диаметров вала и отверстия, $N = B - A$. После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр d посадочных поверхностей становится общим.

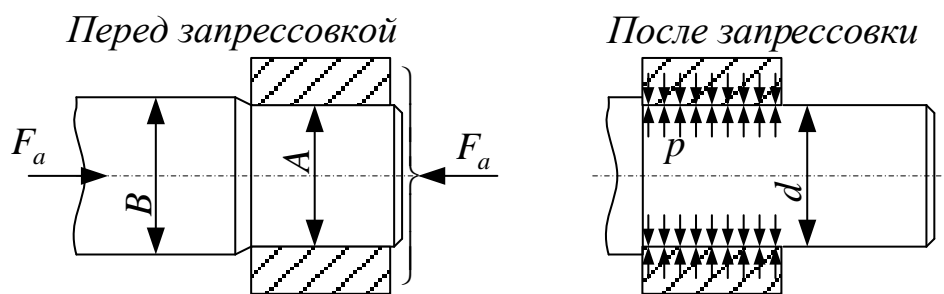


Рис. 2.13. Схема формирования прессового соединения

При этом на поверхности посадки возникают удельное давление p и соответствующие ему силы трения. Силы трения обеспечивают неподвижность соединения и позволяют воспринимать как крутящие, так и осевые нагрузки. Защемление вала во втулке позволяет, кроме того, нагружать соединение изгибающим моментом. В инженерной практике такое соединение называют прессовым.

Нагрузочная способность прессового соединения прежде всего зависит от натяга, значение которого устанавливают в соответствии с нагрузкой. Практически расчетный натяг очень невелик, он измеряется микрометрами и не может быть выполнен точно. Неизбежные погрешности производства приводят к рассеиванию натяга, а следовательно, и к рассеиванию нагрузочной способности соединения. Рассеивание натяга регламентируется стандартом допусков и посадок.

Сборку любого прессового соединения выполняют одним из трех способов: прессованием, нагревом втулки, охлаждением вала.

Прессование – распространенный и несложный способ сборки. Однако этому способу свойственны недостатки: смятие и частичное срезание (шабровка) шероховатостей посадочных поверхностей, возможность неравномерных деформаций деталей и повреждения их торцов. Шабровка и смятие шероховатостей приводят к ослаблению прочности соединения в 1,5 раза по сравнению со сборкой нагревом или охлаждением. Для облегчения сборки и уменьшения шабровки концу вала и краю отверстия рекомендуют придавать коническую форму (рис. 2.14).

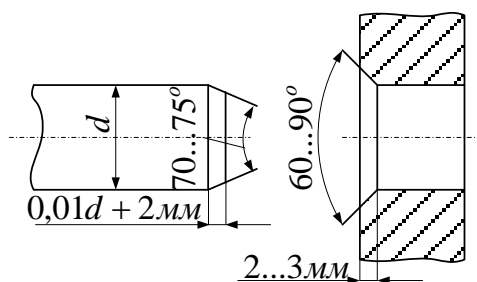


Рис. 2.14. Форма деталей для формирования прессового соединения

Шабровка поверхностей контакта устраняется полностью при сборке по методу нагревания втулки (до 200...400 °С) или охлаждения вала (твердая углекислота – 79 °С, жидкий воздух – 196 °С). Недостатком метода нагревания является возможность изменения структуры металла, появление окалины и коробления. Метод охлаждения свободен от этих недостатков.

Необходимую разность температур t нагрева втулки или охлаждения вала, обеспечивающую свободную сборку, подсчитывают по формуле

$$t = \frac{N_{\max} + S_0}{\alpha d},$$

где N_{\max} – наибольший натяг посадки;

S_0 – минимально необходимый зазор, обеспечивающий свободную сборку (рекомендуется принимать равным минимальному зазору посадки H7/g6);

α – температурный коэффициент линейного расширения (для стали и чугуна $\alpha \approx 10 \cdot 10^{-6} \text{ } ^\circ\text{C}^{-1}$);

d – номинальный диаметр посадки.

Прочность соединения. Стандартную посадку выбирают по условиям неподвижности соединения при заданной нагрузке без каких-либо дополнительных креплений.

Однако возможны случаи, когда намеченная посадка недопустима по условиям прочности сопрягаемых деталей, так как ее натяг вызывает их разрушение или чрезмерные деформации. Поэтому при расчете прессованных посадок необходимо рассматривать как условия прочности (неподвижности) соединения, так и условия прочности деталей. Расчет прочности деталей является проверкой возможности применения намеченной посадки.

Расчет прочности соединения. На рисунке 2.15 приведена расчетная схема прессового соединения.

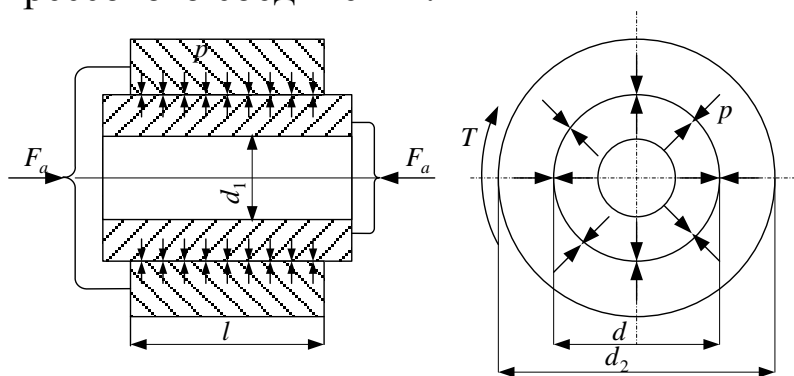


Рис. 2.15. Расчетная схема соединения

Условие прочности соединения при погружении осевой силой

$$KF_a \leq fp\pi dl, \quad (2.1)$$

где $K = 1,5 \dots 2$ – коэффициент запаса;

p – давление на поверхность контакта.

Условие прочности соединения при нагружении крутящим моментом

$$KF_a \leq fp\pi d^2 \frac{l}{2}. \quad (2.2)$$

При совместном действии T и F_a

$$K\sqrt{F_t^2 + F_a^2} \leq fp\pi dl, \quad (2.3)$$

где $F_t = \frac{2T}{d}$ – окружная сила.

По теории расчета толстостенных цилиндров, изучаемой в курсе сопротивления материалов, удельное давление на поверхности контакта связано с натягом зависимостью

$$p = \frac{N}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (2.4)$$

где N – расчетный натяг; C_1 и C_2 – коэффициенты

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} - \mu_2,$$

E_1 и E_2 , μ_1 и μ_2 – модули упругости и коэффициенты Пуассона материалов вала и втулки:

для стали $E = (21 \dots 22) \cdot 10^4$ МПа и $\mu = 0,3$;

для чугуна $E = (12 \dots 14) \cdot 10^4$ МПа и $\mu = 0,25$;

для бронзы $E = (10 \dots 11) \cdot 10^4$ МПа и $\mu = 0,33$.

При расчете прочности соединения расчетный натяг N определяют по минимальному табличному или вероятностному натягу с поправкой u на срезание и сглаживание шероховатости поверхности

при запрессовке (если сборку выполняют нагреванием или охлаждением, $u = 0$)

$$N = N_{\min} - u, \text{ где } u = 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \quad (2.5)$$

где R_{z1} и R_{z2} – высоты шероховатостей посадочных поверхностей.

В этой формуле не учитывается возможное изменение натяга в случае различия в коэффициентах температурного линейного расширения деталей.

Наиболее распространенные значения R_z для поверхностей прессовых соединений: 10...6,3; 3,2...1,6 мкм, что соответствует 6...8-му классам шероховатости.

Экспериментальные исследования показали, что значение коэффициентов трения на контактной поверхности зависит от многих факторов способа сборки, удельного давления p , шероховатости поверхности, рода смазки поверхностей, применяемой при запрессовке деталей, скорости запрессовки и пр. Поэтому точное значение коэффициента трения может быть определено только испытаниями при заданных конкретных условиях. В приближенных расчетах прочности соединения стальных и чугунных деталей принимают: $f \approx 0,08...0,1$ – сборка прессованием; $f \approx 0,12...0,14$ – сборка с нагревом или охлаждением.

Изгибающий момент, которым может быть нагружено соединение, определяют на основе следующих расчетов (рис. 2.16). Действие момента ($M = FL$) вызывает в соединении такое перераспределение давления p , при котором внешняя нагрузка уравнивается моментом внутренних сил $M_R = Rx$.

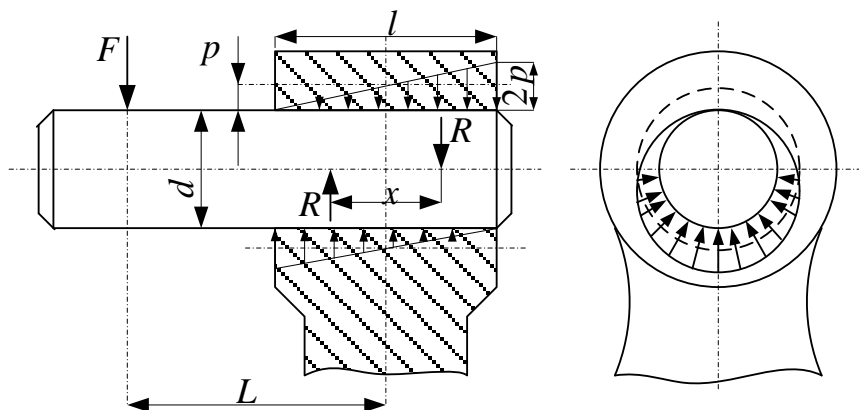


Рис. 2.16. Схема расчета прессового соединения, нагруженного моментом

Составляя расчетные зависимости, полагают, что поворот шипа происходит вокруг центра тяжести соединения – точки O , а первоначальная равномерная эпюра давлений (на чертеже показана штриховой линией) переходит в треугольную, как показано на рисунке 2.16, или трапецеидальную. Кроме того, не учитывают действие силы F , перенесенной в точку O , как малое в сравнении с действием момента M . Максимально давление изменяется в плоскости действия нагрузки. При некотором значении нагрузки эпюра давления из трапеции превращается в треугольник с вершиной у края отверстия и основанием, равным $2p$. Этот случай является предельным, так как дальнейшее увеличение нагрузки приводит к появлению зазора (раскрытие стыка). Учитывая принятые положения, можно написать

$$M = FL = Rx,$$

где R – равнодействующая давлений на поверхностях верхнего и нижнего полуцилиндров. Значение этой равнодействующей определяется давлением p прессовой посадки и не изменяется от действия изгибающего момента $R = hld$. Плечо пары $x = 1/3$. Подставляя, получаем $M = pd \frac{l^2}{3}$. Для обеспечения необходимого запаса прочности соединения на практике принимают

$$M \leq 0,2 pdl^2. \quad (2.6)$$

При этом давление в наиболее нагруженных точках соединения не должно вызывать пластических деформаций.

Изменение давлений, вызванное действием изгибающего момента, не отражается на способности соединения воспринимать осевую силу и крутящий момент, так как суммарное значение сил трения остается постоянным.

Расчет прочности и деформаций деталей прессового соединения выполняют по формулам для толстостенных цилиндров. Эпюры напряжений в деталях 1 и 2 показаны на рисунке 2.17, где σ_r – напряжения сжатия в радиальном направлении; σ_{t1} и σ_{t2} – напряжения сжатия и растяжения в тангенциальном направлении (осевые напряжения малы, их не учитывают). Давление p при расчете прочности деталей определяют по максимальному натягу

$$N = N_{\max} - u. \quad (2.7)$$

Приведенные зависимости справедливы только в пределах упругих деформаций. Условие, при котором в деталях не будет пластических деформаций (по теории наибольших касательных напряжений)

$$\sigma_{\text{экв}} = \sigma_1 - \sigma_3 \leq \sigma_T,$$

где σ_1 – максимальное, а σ_3 – минимальное нормальные напряжения, считая растяжение положительным;

σ_T – предел текучести материала.

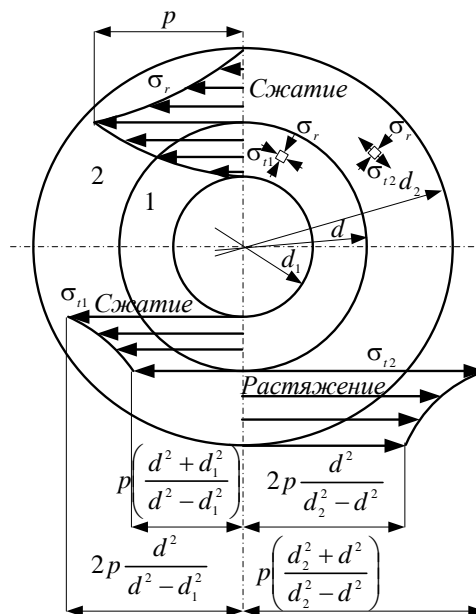


Рис. 2.17. Этюры напряжений в деталях прессового соединения

Нетрудно установить, что наибольшие эквивалентные напряжения $\sigma_{\text{экв}}$ имеют место в точках внутренних поверхностей втулки и вала. При этом для втулки $\sigma_1 = \sigma_{t2}$; $\sigma_3 = \sigma_r = -p$ и условия отсутствия пластических деформаций

$$\sigma_{\text{экв}} = p \left(\frac{d_2^2 + d_2^2}{d_2^2 - d^2} \right) - (-p) = p \frac{2d_2^2}{d_2^2 - d^2} \leq \sigma_{T2}$$

ИЛИ

$$p \leq \sigma_{\tau 2} (d_2^2 - d^2) / (2d_2^2), \quad (2.8)$$

где $\sigma_{\tau 2}$ – предел текучести материала втулки; для вала $\sigma_1 = 0$;

$\sigma_3 = -\sigma_{t1}$ и $\sigma_{\text{экв}1} = \sigma_{t1}$ или

$$p \leq \sigma_{\tau 1} (d^2 - d_1^2) / (2d^2). \quad (2.9)$$

Появление пластических деформаций не является во всех случаях недопустимым. Опыт применения прессовых посадок свидетельствует о том, что надежные соединения могут быть получены и при наличии некоторой кольцевой пластической зоны вблизи внутренней поверхности втулки. Давление на поверхности контакта при наличии пластических деформаций можно определять по приближенным формулам

$$\left. \begin{array}{l} \text{при } N \leq 1,5N_T \rightarrow p = p_T \frac{2N_T - N}{N_T} \\ \text{при } N > 1,5N_T \rightarrow p = 0,5 p_T \end{array} \right\}, \quad (2.10)$$

где N_T и p_T – расчетный натяг и давление, соответствующие пределу текучести.

Давление p_T определяют как меньшее из двух значений при знаке равенства в формулах (2.8) и (2.9). При известном p_T по формуле (2.4) определяют N_T .

Увеличение наружного диаметра втулки, вызванное растяжением от посадки, можно оценить по формуле

$$\Delta d_2 = \frac{2pd^2d_2}{E_2(d_2^2 - d^2)}. \quad (2.11)$$

Оценка и область применения. Из рассмотренного следует, что прессовое соединение относится к группе неразъемных и предварительно напряженных. Разборка соединения затруднена, связана с применением специальных приспособлений и сопровождается повреждением посадочных поверхностей. Однако в зависимости от натяга и технологии сборки могут быть получены соединения, сохраняющие свою работоспособность при повторных сборках.

Основное положительное свойство прессового соединения – его простота и технологичность. Это обеспечивает сравнительно низкую стоимость соединения и возможность его применения в массовом производстве. Хорошая центровка деталей и распределение нагрузки по всей посадочной поверхности позволяют использовать прессовое соединение для скрепления деталей современных высокоскоростных машин.

Существенный недостаток прессового соединения – зависимость его нагрузочной способности от ряда факторов, трудно поддающихся учету:

широкого рассеивания значений коэффициента трения и натяга; влияния рабочих температур на прочность соединения и т. д.

К недостаткам соединения относится также наличие высоких сборочных напряжений в деталях и уменьшение их сопротивления усталости вследствие концентрации давлений у краев отверстия. Влияние этих недостатков снижается по мере накопления результатов экспериментальных и теоретических исследований, позволяющих совершенствовать расчет, технологию и конструкцию прессового соединения. Развитие технологической культуры и особенно точности производства деталей обеспечивает этому соединению все более широкое применение. С помощью прессовых посадок с валом соединяют зубчатые колеса, маховики, подшипники качения, роторы электродвигателей, диски турбин и т. п. Прессовые посадки используют при изготовлении составных коленчатых валов (рис. 2.18), червячных колес (рис. 2.19) и пр. На практике часто применяют комбинацию прессового соединения со шпоночным (рис. 2.19). При этом прессовое соединение может быть основным или вспомогательным.

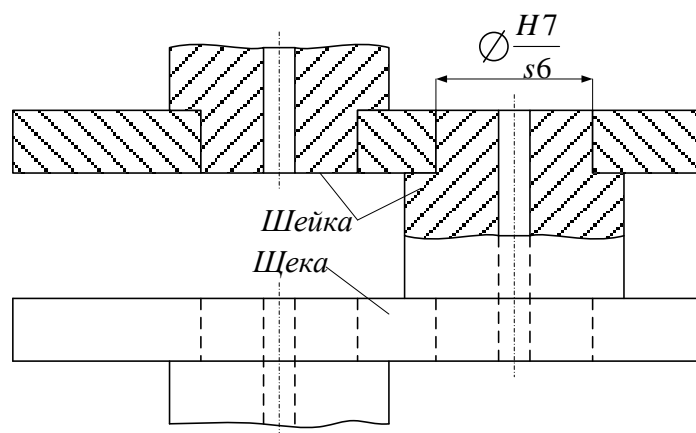


Рис. 2.18. Применение прессовых посадок при изготовлении коленчатых валов

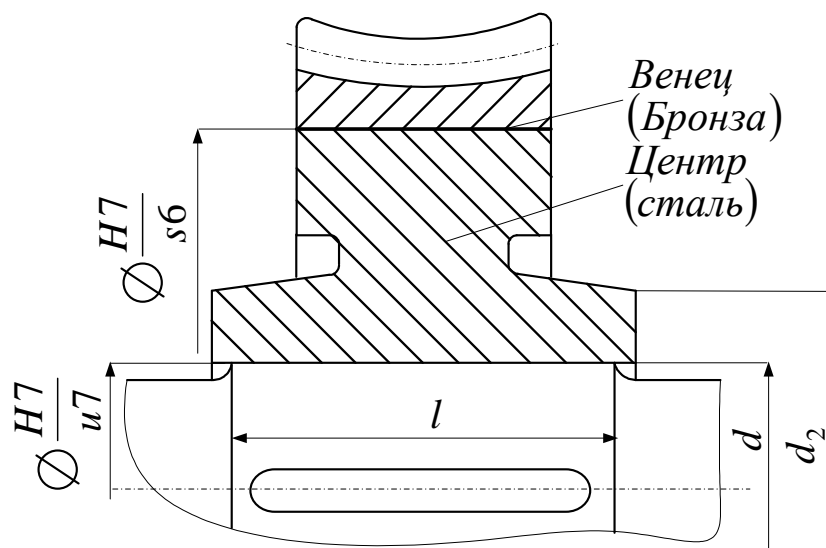


Рис. 2.19. Комбинированное соединение червячного колеса

В первом случае большая доля нагрузки воспринимается прессовой посадкой, а шпонка только гарантирует прочность соединения. Во втором случае прессовую посадку используют для частичной разгрузки шпонки и центровки деталей. Точный расчет комбинированного соединения еще не разработан. Сложность такого расчета заключается в определении доли нагрузки, которую передает каждое из соединений. Поэтому в инженерной практике используют приближенный расчет, в котором полагают, что вся нагрузка воспринимается только основным соединением – прессовым или шпоночным. Неточность такого расчета компенсируют выбором повышенных допускаемых напряжений для шпоночных соединений при прессовых посадках.

Соединение посадкой на конус. Такие соединения применяют для закрепления деталей на концах валов (рис. 2.20). Давление на конической поверхности образуется в результате затяжки гайки. В остальном соединении подобно прессовому. В отличие от прессового соединение легко монтируется и демонтируется без применения специального оборудования (например, прессов). Это удобно для соединений узлов, монтаж и демонтаж которых производят не только при сборке изделия на заводе, но и в процессе эксплуатации.

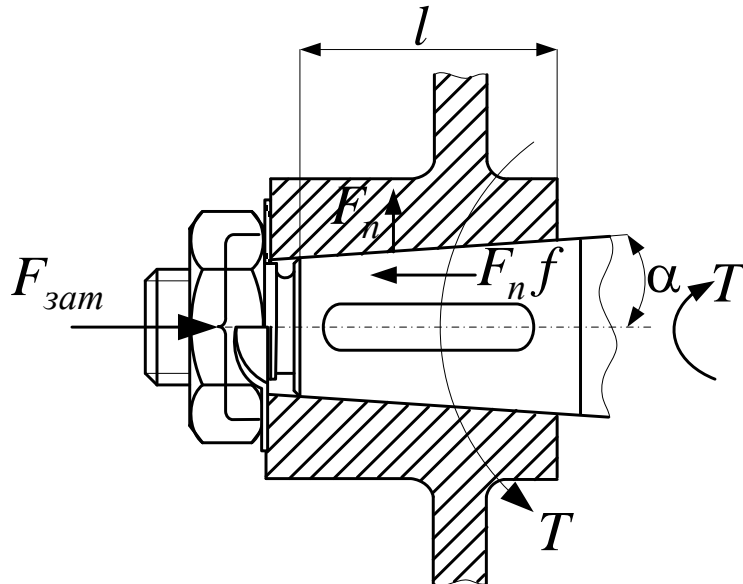


Рис. 2.20. Соединение посадкой на конус

Задачей расчета является определение момента T , который может передавать соединение при заданных размерах и силе $F_{зам}$ затяжки гайки

$$\frac{F_{зам} f 0,5d_{cp}}{\sin \alpha + f \cos \alpha} \geq KT. \quad (2.12)$$

Обычно принимают стандартную конусность 1:10. При этом $\alpha = 2^{\circ}51'40''$; коэффициент трения $f \approx 0,11 \dots 0,13$; коэффициент запаса $K \approx 1,3 \dots 1,5$. За расчетный момент T принимают максимальный; $F_{зам}$ – определяют по формуле $T_{зав} = \frac{1}{2} F d_2 \left[\frac{D_{cp}}{d_2} f + tg(\psi + \varphi) \right]$, в которой $T_{зав} = F_{\kappa} l_{\kappa}$, где $l_{\kappa} \approx 15d$ – длина стандартного ключа (d – диаметр резьбы), $F_{\kappa} \approx 150 \dots 200$ Н – сила на ключе.

Если условие (2.12) не соблюдается, соединение усиливают шпонкой. Расчет шпоночного соединения выполняют по полному моменту нагрузки $T \leq \frac{hl_p d [\sigma_{см}]}{4}$. Влияние посадки на конус учитывают, как и в прессовых посадках, при выборе допусковых напряжений $[\sigma_{см}]$.

2.5. Заклепочные соединения

Конструкции, технология, классификация, области применения. Заклепочное соединение неразъемное. В большинстве случаев его применяют для соединения листов и фасонных прокатных профилей.

Соединение образуют расклепыванием стержня заклепки, вставленной в отверстие деталей (рис. 2.21).

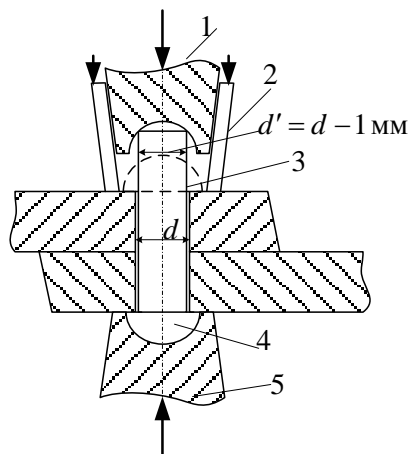


Рис. 2.21. Схема формирования заклепочного соединения:

1 – обжимка; 2 – прижим при машинной клепке; 3 – замыкающая головка;
4 – закладная головка; 5 – поддержка

При расклепывании вследствие пластических деформаций образуется замыкающая головка, а стержень заклепки заполняет зазор в отверстии. Силы, вызванные упругими деформациями деталей и стержня заклепки, стягивают детали. Относительному сдвигу деталей оказывают сопротивление стержни заклепок и частично силы трения в стыке.

Отверстия в деталях продавливают или сверлят. Сверление менее производительно, но обеспечивает повышенную прочность (см. табл. 2.6). При продавливании листы деформируются, по краям отверстия появляются мелкие трещины, а на выходной стороне отверстия образуется острая кромка, которая может вызвать подрез стержня заклепки. Поэтому продавливание иногда сочетают с последующим рассверливанием.

Клепку (осаживание стержня) можно производить вручную или машинным (пневматическими молотками, прессами и т. п.) способом. Машинная клепка дает соединения повышенного качества, так как

она обеспечивает однородность посадки заклепок и увеличивает силы сжатия деталей. Стальные заклепки малого диаметра (до 10 мм) и заклепки из цветных металлов ставят без нагрева – холодная клепка. Стальные заклепки диаметром больше 10 мм ставят горячим способом – горячая клепка. Нагрев заклепок перед постановкой облегчает процесс клепки и повышает качество соединения (достигаются лучшее заполнение отверстия и повышенный натяг в стыке деталей, связанный с тепловыми деформациями при остывании).

В зависимости от конструкции соединения применяют различные типы заклепок, геометрические размеры которых стандартизованы. Основные типы заклепок изображены на рисунке 2.22.

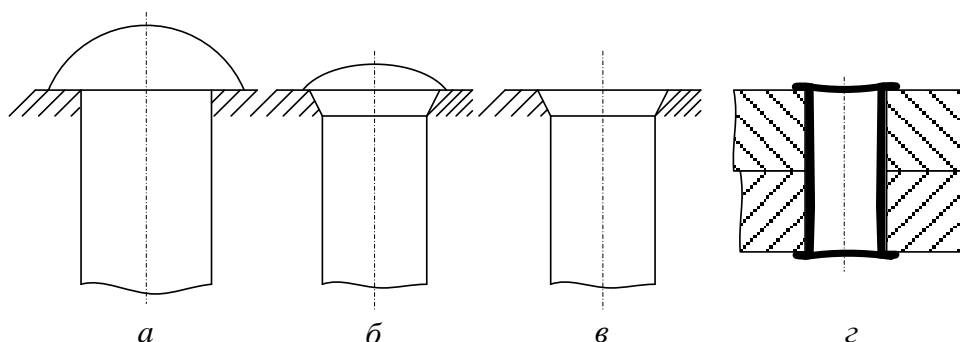


Рис. 2.22. Типы применяемых заклепок:

a – с полукруглой головкой; б – полупотайная; в – потайная; г – трубчатая

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

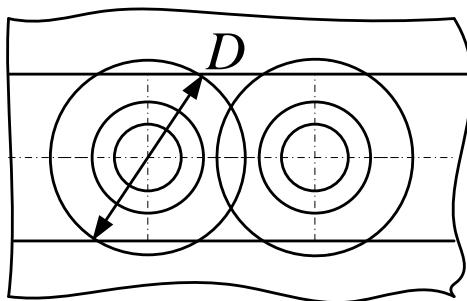


Рис. 2.23. Зона взаимного влияния заклепок

Каждая заклепка имеет свою зону действия D (рис. 2.23), на которую распространяются деформации сжатия в стыке деталей. Если

зоны действия соседних заклепок пересекаются, то соединение будет плотным. Для обеспечения плотности шва иногда выполняют чеканку (пластическое деформирование листов, например, пневматическими молотками) вокруг заклепок и по кромкам листов.

По конструктивному признаку различают заклепочные соединения внахлестку и встык, однорядные и многорядные, односрезные и многосрезные.

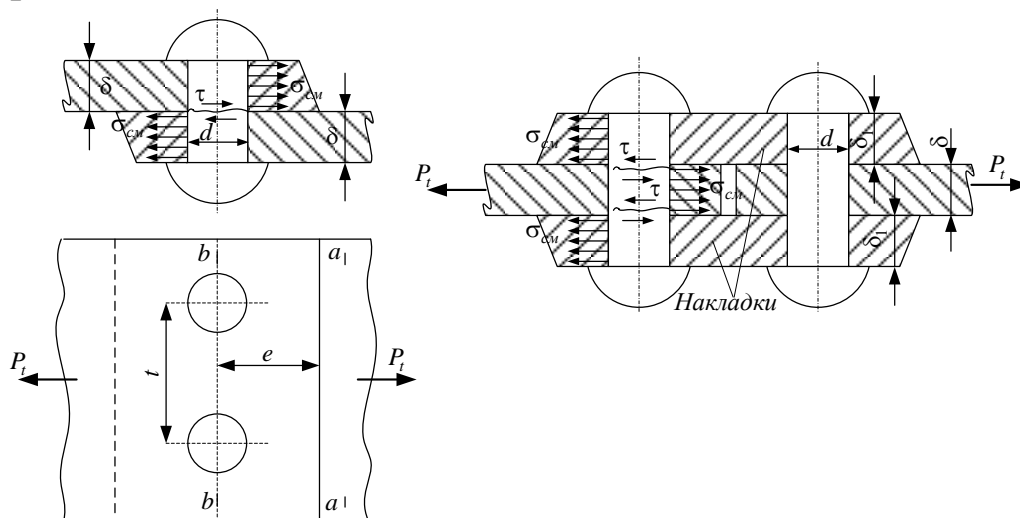


Рис. 2.24. Расчетная схема заклепочного соединения:

a – однорядный односрезный шов внахлестку; *b* – однорядный двухсрезный шов встык с двумя накладками

Заклепочные соединения применяют для деталей, материал которых плохо сваривается, и в тех конструкциях, где важно растянуть во времени развитие процесса разрушения. Например, разрушение одной или нескольких из тысяч заклепок крыла самолета еще не приводит к его разрушению, но уже может быть обнаружено и устранено при контроле и ремонте. В сварных соединениях образование трещин сопровождается высокой концентрацией напряжений, что приводит к ускорению процесса разрушения.

Расчет на прочность элементов заклепочного шва. Условия нагружения заклепок подобны условиям нагружения болтов, поставленных без зазора (сравните рис. 2.24 и 1.7). Поэтому для заклепок остаются справедливыми расчетные формулы $\tau = \frac{4F}{\pi d^2 i} \leq [\tau]$ и

$\sigma_{см} = \frac{F}{d\delta_2} \leq [\sigma_{см}]$ или $\sigma_{см} = \frac{F}{2d\delta_1} \leq [\sigma_{см}]$, которые определяют прочность по напряжениям среза $\tau_{ср}$ и смятия $\sigma_{см}$. При расчетах заклепочных со-

единений, нагруженных силой в плоскости стыка, допускают, что нагрузка распространяется равномерно между всеми заклепками шва, силы трения в стыке не учитывают.

На основные размеры заклепочных соединений выработаны нормы, которые рекомендуют выбирать d , t , e и z в зависимости от толщины листов δ или размеров прокатного профиля. При этом расчет приобретает проверочный характер.

Ниже рассмотрены некоторые особенности конструкции и расчета заклепочных соединений. В соединениях широких листов (рис. 2.24) за расчетную нагрузку принимают силу F_t , действующую на фронте одного шага t . При этом значение F обычно определяют по напряжениям растяжения σ в сечении листа $a - a$, не ослабленном отверстиями под заклепки. Напряжение σ полагают известным из основных расчетов конструкции (расчет прочности стенок котла, резервуара и т. п.)

$$F_t = \sigma' t \delta.$$

Прочность листа в сечении $b - b$

$$\sigma = \frac{F_t}{(t - d)\delta} \leq [\sigma].$$

Отношение $\frac{\sigma'}{\sigma} = \frac{t - d}{t} = \varphi$ называют коэффициентом прочности заклепочного шва.

Значение φ показывает, как уменьшается прочность листов при соединении заклепками. Например, для однорядного односреznego шва (рис. 2.24, a) при стандартных размерах $\varphi = 0,65$, т. е. образование заклепочного соединения уменьшает прочность листов на 35 %. Понижение прочности деталей – одна из главных отрицательных характеристик заклепочного соединения. Для увеличения значений φ применяют многорядные и многосрезные швы (см. рис. 2.24, b и 2.25).

На рисунке 2.25 изображена конструкция прочноплотного трехрядного шва с переменным шагом заклепок в рядах (правая половина шва симметрична и на рисунке изображена частично). В этом шве на фронте основного шва расположено шесть заклепок.

Каждая заклепка передает нагрузку, равную $(1/6) F_t$. В соответствии с этим на рисунке 2.25 даны эпюры продольных сил, возни-

кающих в различных сечениях листов и накладок. Сечение листа по первому ряду заклепок нагружено полной силой F_t . Для того чтобы немного ослабить это сечение, в нем поставлена только одна заклепка (две половины заклепки). Сечение по второму ряду нагружено меньшей силой и, соблюдая условия равнопрочности, в нем можно поставить большее число заклепок и т. д.

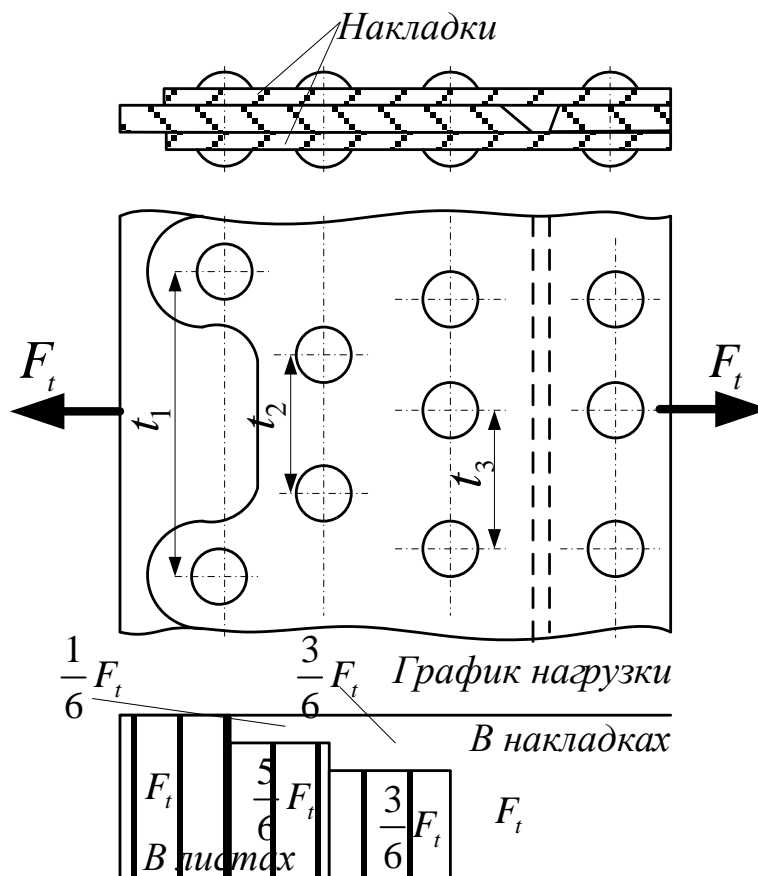


Рис. 2.25. Конструкция прочноплотного трехрядного шва

Малая нагрузка на каждую заклепку, а также две плоскости среза заклепки позволяют значительно уменьшить ее диаметр. Уменьшение диаметра приводит к увеличению коэффициента прочности шва, например, для рассматриваемого шва $\varphi = 0,9$. Однако стремление получить высокое значение φ приводит к сложной и дорогой конструкции соединения.

На рисунке 2.26 изображена конструкция клепаного узла фермы, которая может служить примером прочного соединения. При разработке конструкции такого соединения учитывают условия, перечисленные ниже.

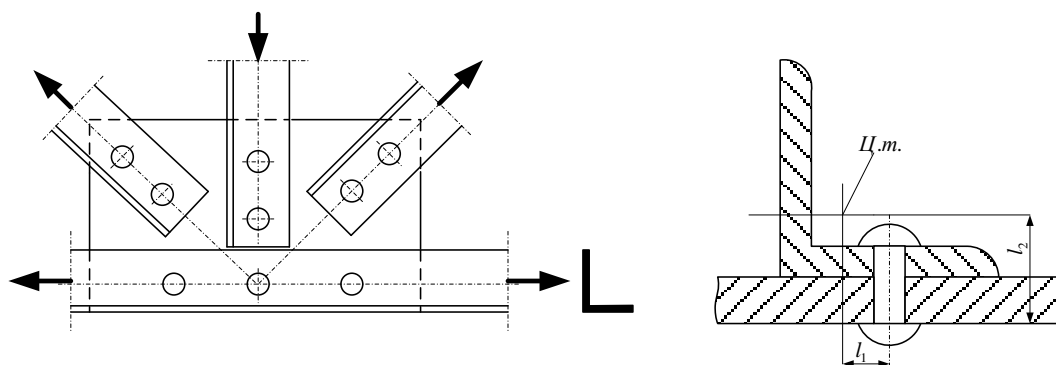


Рис. 2.26. Конструкция клепаного узла фермы

1. Стержни (уголки или другие профили) следует располагать так, чтобы расчетные линии действия сил, проходящие через центры тяжести сечений стержней, пересекались в одной точке. В противном случае в соединении кроме сил появляются моменты.

2. Число заклепок для каждого уголка должно быть не менее двух, иначе будет шарнир.

3. Заклепки следует размещать возможно ближе к оси, проходящей через центр тяжести сечения стержня (например, уголка; рис. 2.27).

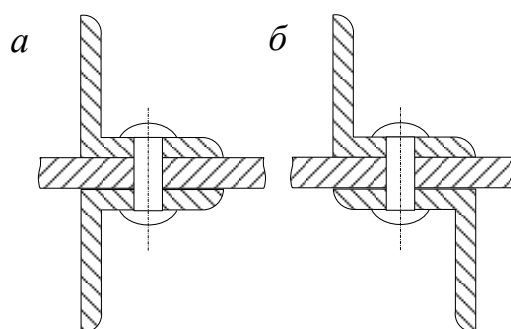


Рис. 2.27. Конструкция клепаного шва: а – конструкция, устраняющая влияние одного момента; б – конструкция безмоментного шва

При смещении заклепки от этой оси в соединении возникают моменты, равные Fl_1 и Fl_2 . Устранить влияние этих моментов можно применением симметричных стержней (рис. 2.27). В соединении, показанном на рисунке 2.27, а, устранен момент Fl_2 , а в соединении на рисунке 2.27, б устранены оба момента.

Материалы заклепок и допускаемые напряжения. Заклепки изготовляют из стали, меди, латуни, алюминия и других металлов.

Материал заклепок должен обладать пластичностью и не принимать закалки. Высокая пластичность материала облегчает клепку и способствует равномерному распределению нагрузки по заклепкам. При выборе материала для заклепок необходимо стремиться к тому, чтобы температурные коэффициенты линейного расширения заклепок и соединяемых деталей были равными или близкими.

В противном случае при колебаниях температуры в соединении появляются температурные напряжения. Особую опасность представляет сочетание разнородных материалов, которые способны образовывать гальванические пары. Гальванические токи быстро разрушают соединение. Такое явление наблюдается в химической промышленности и судостроении. Поэтому для скрепления алюминиевых деталей применяют алюминиевые заклепки, для медных – медные.

Допускаемые напряжения для заклепок (табл. 2.6) зависят в основном от характера обработки отверстия (продавленные или сверленные) и характера внешней нагрузки (статическая, динамическая).

Таблица 2.6 – Допускаемые напряжения для заклепок

Вид напряжений	Обработка отверстия	Допускаемые напряжения, МПа	
		Ст0 и Ст2	Ст3
Срез $[\tau]$	Сверление	140	140
Срез $[\tau]$	Продавливание	100	100
Смятие $[\sigma_{см}]$	Сверление	280	320
Смятие $[\sigma_{см}]$	Продавливание	240	280

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

ГЛАВА 3. ВЕРОЯТНОСТНЫЕ РАСЧЕТЫ СОЕДИНЕНИЙ ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

При расчете деталей машин на прочность условием прочности можно считать основное уравнение прочности, записывается в виде

$$\sigma \leq [\sigma] \text{ и } \tau \leq [\tau], \quad (3.1)$$

где σ и (или) τ – действующие нормальные или касательные напряжения;

$[\sigma]$ и (или) $[\tau]$ – соответствующие допускаемые напряжения, которые вычисляются из выражений

$$[\sigma] = \frac{\sigma_{np}}{n_\sigma} \text{ и } [\tau] = \frac{\tau_{np}}{n_\tau}, \quad (3.2)$$

где σ_{np} и τ_{np} – соответствующие предельные напряжения, которые может выдержать материал;

n_σ и n_τ – назначаемые запасы прочности по нормальным и касательным напряжениям.

Значения предельных напряжений известны из лабораторных испытаний образцов материалов и натуральных испытаний самих деталей из того же материала.

Как следует из формул (3.1) и (3.2), выбор или, как чаще говорят, назначение запаса прочности, является важной частью расчета на прочность. Неудачно выбранный запас прочности, с одной стороны, может привести к неоправданному увеличению веса конструкции, а с другой – к ее разрушению. Многообразие областей применения деталей машин, различие в свойствах материалов и влияние вида нагружения на предельные напряжения усугубляют сложность и ответственность решения задачи о назначении запаса прочности. Недаром запас прочности еще называют мерой нашего незнания.

В настоящее время в машиностроении утвердились два подхода к решению этой задачи. В соответствии с первым из них применяют так называемый табличный метод определения запаса прочности. Он заключается в том, что в каждой отрасли машиностроения накоплен опыт удовлетворительно работающих деталей и конструкций. Для этих деталей могут быть определены действующие запасы прочности. Эти запасы прочности и рекомендуют применять при расчете аналогичных деталей в этой отрасли машиностроения.

Другой подход к выбору запаса прочности, названный дифференциальным, заключается в том, что запас прочности вычисляется как произведение частных запасов прочности, каждый из которых учитывает тот или иной фактор, влияющий на прочность рассчитываемой конструкции, т. е. общий запас прочности $n = n_1 n_2 n_3 \dots n_n$, где n_1, n_2, n_3 и т. д. – частные запасы прочности.

Например, n_1 – учитывает область использования детали; если деталь ответственная и ее поломка влечет за собой катастрофические последствия, то запас прочности n_1 , должен быть увеличен.

n_2 – учитывает достоверность знания о действующей нагрузке; если эти знания недостаточно достоверны, то n_2 должно быть увеличено.

n_3 – учитывает точность методов расчета; если эти методы приближенные, то n_3 должно быть увеличено.

n_4 – учитывает технологию получения заготовок детали. В заготовке, полученной методом литья, вероятность наличия внутреннего дефекта больше, чем в заготовке, полученной из проката. Поэтому запас прочности n_4 для литой детали должен быть повышен и т. д.

На первый взгляд, дифференциальный метод определения запаса прочности представляется более обоснованным, однако при назначении частных запасов прочности появляются существенные трудности из-за недостаточности информации. Поэтому табличный метод назначения запаса прочности в настоящее время получил преимущественное распространение.

Такое положение с назначением запаса прочности, важного параметра расчета, не может удовлетворять современное машиностроение. Поэтому расчеты деталей машин из условия заданной вероятности работоспособности (прочности, долговечности, износостойкости и других критериев) все шире применяются в практике, они основаны на хорошо разработанных методах теории вероятностей и теории надежности [1]. Эти методы описаны в учебниках по деталям машин, изданных в последнее время [2, 3, 4]. За ними закрепилось название «вероятностные расчеты» в отличие от ранее известных методов расчета, которые мы будем называть традиционными. Тем не менее вероятностные методы расчета не нашли широкого применения в учебной практике при изложении соответствующих расчетных курсов. Отсутствие в учебной литературе последовательного и повсеместного учета вероятностных методов расчета приводит к тому, что и в прак-

тике расчетов машин вероятностные методы расчета не нашли до сих пор требуемого широкого применения. Одна из причин этого состоит в том, что еще недостаточно приведено типовых примеров расчетов, в которых показано отличие результатов традиционных методов расчета той или иной детали машины от результатов вероятностного расчета той же детали. Новый метод расчета (вероятностный расчет можно считать новым в сравнении с традиционным) только тогда найдет широкое применение в практике, если он наряду с достоверностью будет свидетельствовать о недостатках традиционного расчета. Особенно интересны вероятностные расчеты в том случае, если они позволяют прогнозировать наряду с достаточной надежностью также экономию материала или трудоемкости изготовления.

Важным аргументом в пользу применения вероятностного расчета является многолетний опыт расчета подшипников качения. Эти важные детали во многом определяют надежность и долговечность машины в целом, и мы являемся свидетелями их отличной работы. А ведь в основе расчета подшипника качения общего применения положена 90 % надежность, то есть заведомо известно, что из примененных в машине подшипников 10 % выйдут из строя раньше расчетного срока службы. Этот пример применения вероятностного расчета побуждает применять этот метод расчета и к другим деталям.

Мы изложим теоретические основы вероятностного расчета деталей машин и в меру возможностей выполним вероятностные расчеты ряда деталей машин и сравним их результаты с традиционными расчетами тех же деталей.

При изложении традиционных расчетов мы не приводим каких-либо пояснений или выводов формул, поскольку традиционные методы хорошо описаны в доступных учебниках.

При вероятностном расчете свойства детали определяются целым рядом параметров, которые можно разделить на параметры технологические (свойства исходных материалов и технологии изготовления), эксплуатационные (достоверность данных о нагрузках и требуемой долговечности) и свойства, которые определяются достоверностью принятой расчетной схемы и метода расчета. С достаточной степенью достоверности можно рассматривать количественные величины, которые характеризуют все эти факторы как независимые случайные переменные.

Сведения из теории вероятностей

Вероятность появления события, например, события, которое состоит в том, что произойдет разрушение детали в результате недостаточной прочности, хорошо описывает так называемый закон нормального распределения. Нормальный закон распределения занимает особое место среди большого числа других известных законов, описывающих вероятности тех или иных событий. Оказывается, что многие такие законы являются или частным случаем нормального распределения, или сводятся к нему при некоторых условиях. В теории вероятностей доказывается центральная предельная теорема, смысл которой сводится к тому, что при суммировании достаточно большого числа независимых случайных величин закон распределения суммы неограниченно приближается к нормальному.

Частота появления события в функции независимой случайной величины x при нормальном распределении (эту зависимость также называют плотностью вероятностей) записывается в виде

$$f(x) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-a)^2}{2\sigma^2}}, \quad (3.3)$$

где x и a – параметры распределения.

Зависимость (3.3) еще называется функцией Гаусса, график которой представляет собой колоколообразную кривую (рис. 3.1). Параметр a определяет на оси x положение вертикали, относительно которой кривая симметрична. В некоторых задачах случайной величиной является время. Поскольку время t не может быть отрицательной величиной, то в этих случаях мы не можем пользоваться выражением для функций, в которых $-\infty < t < \infty$. Здесь приходится переходить к усеченному нормальному распределению. Операция усечения распределения заключается в отбрасывании части распределения, соответствующей $t < 0$; тем самым принимается, что при $t < 0$, $f(t) = 0$. Правомерность перехода к усеченному распределению будет обеспечена, если сохраняются основные свойства функции распределения.

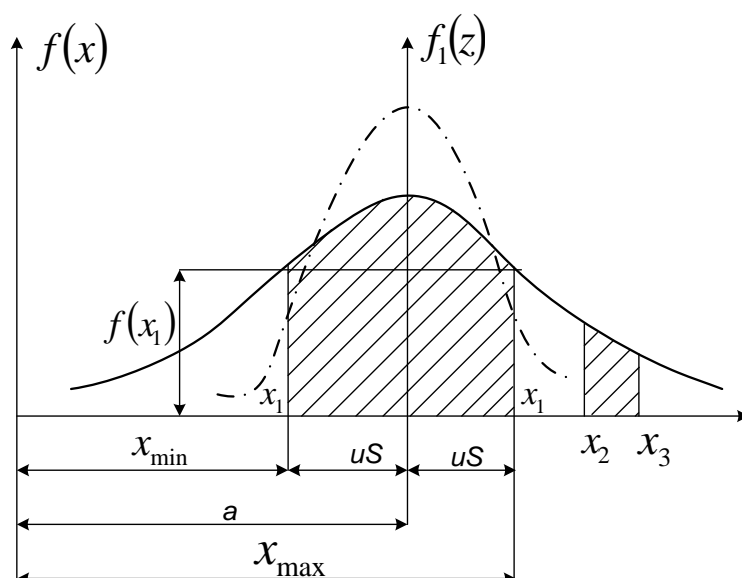


Рис. 3.1. Кривая распределения Гаусса

Интересно, что выражение (3.4) можно интерпретировать как положение центра тяжести системы материальных точек, если их масса распределена по оси согласно функции плотности распределения (3.3).

Модой случайной величины, M_0 , называется то ее значение, для которого функция плотности распределения достигает максимума. В практике может встретиться кривая распределения с несколькими максимумами; такие кривые называются полимодальными. Наконец, бывают случаи, когда кривая распределения не имеет максимума, а наоборот имеет минимум; такие кривые распределения называются антимодальными.

Медианой случайной величины, ME , называется такое ее значение, для которого справедливо следующее равенство $P(x < ME) = P(x > ME)$, то есть одинаково вероятно получение в опыте значения и больше ME , и меньше ME .

С геометрической точки зрения медиана – это абсцисса кривой плотности распределения, в которой площадь под этой кривой делится пополам.

Термин «дисперсия» $D(x)$ означает в переводе «рассеивание». Обычно рассеивание рассматривается относительно центра группирования; за такой центр принимается математическое ожидание. Дисперсия измеряется аналогично измерению распределения массы тела относительно центра тяжести. Как известно, таким измерителем в механике является момент инерции, равный

$$J = \int_v r_i^2 dm, \quad (3.4)$$

где r_i – расстояние от некоторой точки тела до центра тяжести тела, dm – элемент массы в точке i . Интеграл берется по всему объему тела V .

Тогда, предположив, что каждое значение случайной величины изображается на оси абсцисс точкой с определенной массой, дисперсию по аналогии с моментом инерции следует вычислить из выражения

$$D(x) = \int_{-\infty}^{+\infty} [x - M(x)]^2 f(x) dx, \quad (3.5)$$

где $f(x)dx$ – элемент вероятности функции плотности распределения вероятностей.

В ряде случаев оказывается неудобным, что размерность дисперсии равна квадрату размерности исследуемой величины; поэтому в этих случаях для характеристики рассеивания пользуются среднеквадратичным отклонением

$$S_x = \sqrt{D(X)}. \quad (3.6)$$

Коэффициентом вариации v_x называется отношение среднеквадратичного отклонения к математическому ожиданию

$$v_x = \frac{S_x}{V(X)}. \quad (3.7)$$

Квантилем U называется отношение вида

$$U = \frac{x - \bar{x}}{S_x}, \quad (3.8)$$

где X и \bar{x} – значения случайных величин, соответствующих некоторой вероятности и математическому ожиданию, S_x – среднеквадратичное отклонение.

Математическое ожидание для нормального закона распределения вычисляется следующим образом:

$$M(X) = \frac{1}{S\sqrt{2\pi}} \int_{-\infty}^{\infty} X e^{\frac{(x-\alpha)^2}{2S^2}} dX. \quad (3.9)$$

Выполнив соответствующие вычисления, получим

$$\bar{M}(t) = \alpha. \quad (3.10)$$

Таким образом, параметр α в выражении (3.10) есть математическое ожидание нормального распределения

$$f(x) = \frac{1}{S\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{x^2}{2S^2}}. \quad (3.11)$$

Такое расположение кривой называется центрированным.

Наиболее удобным оказывается представить нормальное распределение таким образом, чтобы оно было центрировано, а по оси абсцисс откладывалось не время в часах, а в долях S . Такая форма записи распределения называется нормированным распределением. Для перехода к нормированному распределению необходимо в выражении (3.11) перейти к новой переменной

$$z = \frac{X - \alpha}{S}.$$

Если теперь вычислить среднеквадратичное отклонение случайной величины с новой переменной, то получим, что дисперсия случайной величины z равна единице, а значит, и среднеквадратичное отклонение этой случайной величины также равно единице. Тогда для нормированного распределения

$$f_1(z) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{z^2}{2}}. \quad (3.12)$$

Вероятность попадания нормально распределенной случайной величины на участок bc запишется в виде

$$Q = (b < x < c) = \frac{1}{S\sqrt{2\pi}} \int_b^c e^{-\frac{(x-\alpha)^2}{2S^2}} dx. \quad (3.13)$$

Интеграл в последнем выражении не представляется в элементарных функциях и потому для его вычисления составлены таблицы [1, с. 81, 82]. В этой таблице даны значения интеграла (он называется интегралом вероятности) несколько в другом виде, чем это записано в (3.13), а именно

$$\Phi(x) = \frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{t^2}{2}} dt. \quad (3.14)$$

Можно привести интеграл (3.13) к виду, приведенному в (3.14). Под интегралом вероятности, значения которого и приведены в указанном справочнике по математике, понимается вероятность Φ попадания случайной величины нормированного распределения в интервал $\pm X1$. На графике кривой Гаусса интервал $\pm X1$ ограничивает заштрихованную площадь под кривой (см. рис. 3.1). Эту площадь можно вычислить как

$$\frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_0^x e^{-\frac{z^2}{2}} dz = \Phi\left(\frac{X_1}{S}\right). \quad (3.15)$$

Если надо вычислить вероятность того, что случайная величина X попадет в интервал $X = X3 - X2$ (см. рис. 3.1), то выражение (3.14) принимает вид

$$\frac{2}{\sqrt{2\pi}} \int_{x_2}^{x_3} e^{-\frac{z^2}{2}} dz = \frac{1}{S} \left[\Phi\left(\frac{X_3}{S}\right) - \Phi\left(\frac{X_2}{S}\right) \right]. \quad (3.16)$$

Непосредственно из [1, с. 81, 82] имеем при $x = 3S$. $\Phi 3S = 0,99730$. Это значит, что для нормального распределения все рассеивание с точностью до 27 % укладывается на участке $3S$ и это называется правилом $3S$.

Приведем также некоторые значения квантили нормального распределения (см. табл. 3.1), они также приведены для централизованного и нормированного распределения, т. е. при $a = 0$ и $S = 1$. Это значит, что значение случайной величины x , соответствующее заданной вероятности, определяется из зависимости

$$X = a \pm U.S. \quad (3.17)$$

где U – квантиль, взятая из таблицы 3.1;

S – среднее квадратичное отклонение для рассматриваемой случайной величины.

Таблица 3.1 – Квантиль нормального распределения в зависимости от вероятности

Вероятность P	0,5	0,80	0,85	0,90	0,95	0,99	0,999	0,9999
Квантиль		-0,842	-1,036	-1,282	-1,654	-2,326	-3,090	-3,719

Поскольку кривая Гаусса симметрична относительно $\bar{M}(x) = a$, то заданной вероятности $\Gamma(x)$ соответствуют два значения случайной величины (см. рис. 3.1). Этим объясняется два знака в формуле (3.17).

В практике вероятностных расчетов бывают случаи, когда представляет интерес только максимальное значение случайной величины, соответствующее заданной вероятности. Так, например, при расчете на прочность нас интересует только максимальное напряжение, т. е. X_{\max} (здесь σ – напряжение при расчете детали).

Типичным является случай, когда рассматриваемая случайная величина должна быть представлена как сумма или произведение нескольких случайных величин. В случае, например, точностных расчетов среднее квадратичное отклонение суммируют. Однако складывать здесь надо дисперсии, поэтому

$$S = \sqrt{S_1^2 + S_2^2 + S_3^2 + \dots}, \quad (3.18)$$

где S_1, S_2, S_3 и т. д. – средние квадратичные отклонения случайных величин, влияющих на результирующую случайную величину.

Во многих формулах расчета деталей машин величины, которые следует рассматривать как случайные, входят в виде сомножителей.

Представим некоторую формулу для расчета детали машин в виде

$$Q = \varphi(x_1; x_2; x_3 \dots), \quad (3.19)$$

где x_1, x_2, x_3 и т. д. – величины, рассматриваемые как случайные и входящие в формулу для определения Q как сомножители. Можно показать, что и для этого случая справедлива формула (3.18).

Вместо вычисления S из формулы (3.18) может быть более удобным вычислять коэффициенты вариации

$$v_i = \frac{S_i}{a_i}$$

где a_i – математическое ожидание для i -й случайной величины. Тогда коэффициент вариации случайной величины Q

$$v_Q = \frac{s_Q}{Q} = \sqrt{v_1 + v_2 + v_3 \dots}, \quad (3.20)$$

где v_1, v_2, v_3 – коэффициенты вариации случайных величин, входящие в формулу (3.20), т. е. для случая расчетной формулы, в которую случайные величины входят как сомножители.

В случаях, когда пользуются формулой (3.19), формула (3.17) принимает вид

$$Q = a + Un. \quad (3.21)$$

В настоящее время машиностроение зачастую не располагает достоверными данными о математическом ожидании той или иной случайной величины и о ее среднеквадратичном отклонении. Обычно известен размах значений этой случайной величины, т. е. известны X_{max} и X_{min} .

Например, известен наибольший и наименьший допустимый размер детали или известны допустимые значения твердости материала детали после термической обработки. Тогда рекомендуется определять математическое ожидание из выражения

$$A = 0,5 (x_{max} + x_{min})$$

и среднеквадратичное отклонение из выражения

$$S = (x_{max} - x_{min}) / 6. \quad (3.22)$$

Последнее основано на правиле 3S.

В технической литературе приводятся следующие значения коэффициентов вариации:

- для размеров точно изготовленной детали $v_{точ} = 0,03 \dots 0,08$;
- для прочности стали при изгибе и растяжении – сжатии углеродистой $v_\sigma = 0,10 \dots 0,11$;
легированной $v_\sigma = 0,04 \dots 0,08$;
- для прочности высокопрочного чугуна $v_\sigma = 0,15$;
- при напряжении кручения $v_\tau = (1,5 \dots 2,0)v_\sigma$;
- для предела выносливости $v_{-1} = 0,04 \dots 0,08$;
- для коэффициента концентрации напряжения $v_a = (0,33 \dots 0,45)v_{точ}$.

Коэффициент вариации внешней нагрузки (или действующих напряжений) часто принимают значения $v_a = 0,1 \dots 0,2$.

В заключение следует остановиться на особенностях вероятностного расчета на прочность. Обычно в расчетах на прочность в курсах сопротивления материалов и деталей машин условие прочности записывается в виде

$$n = \frac{[\sigma]}{\sigma} \geq 1, \quad (3.23)$$

где $[\sigma]$ и σ допускаемое и действующее напряжения в расчетном сечении детали (здесь имеются в виду нормальные напряжения, но аналогично можно записать это условие и для касательных напряжений);

n – коэффициент запаса прочности.

При вероятностном расчете оба напряжения, и допускаемое, и расчетное, следует рассматривать как случайные величины, которые в зависимости от заданной вероятности их реализации принимают то или иное значение. Теперь в связи с вероятностным расчетом основное условие прочности в форме (3.23) должно быть представлено в виде разности, причем, естественно, допустимое напряжение должно быть больше расчетного, и только в крайнем случае равно ему, т. е. определено из (3.23), и тогда их математические ожидания (обозначим их \bar{W} и \bar{F}) должны выражаться одинаковой величиной вероятности и их разность должна в предельном случае быть равной нулю, а при заданной вероятности неразрушения \bar{W} должна быть больше \bar{F} на величину, равную среднему квадратичному отклонению, помноженному на квантиль U , то есть

$$\bar{W} - \bar{F} + U \cdot S = 0, \quad (3.24)$$

где $S = \sqrt{S_W^2 + S_F^2}$. S_W и S_F – средние квадратичные отклонения случайных величин W и F .

Практически расчет можно вести в форме вычисления квантиля U из (3.24), далее по известному U из таблицы 3.1 определить соответствующую квантилю вероятность и сравнить ее с заданной. Если полученная вероятность оказывается ниже заданной, то расчет повторяют, начиная с определения.

Тогда из (2.24) имеем $U = -\frac{\bar{W}-\bar{F}}{S}$. Разделим числитель и знаменатель в этом выражении на \bar{F} , далее воспользуемся (3.23)

$$U = -\frac{\frac{\bar{W}}{\bar{F}} - 1}{\frac{\sqrt{S_W^2 + S_F^2}}{\bar{F}}} = \frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\frac{S_W^2}{\bar{F}^2} + \frac{S_F^2}{\bar{F}^2}}} = \frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{\frac{S_W^2 \bar{n}^2}{\bar{F}^2 \bar{n}^2} + \frac{S_F^2}{\bar{F}^2}}}.$$

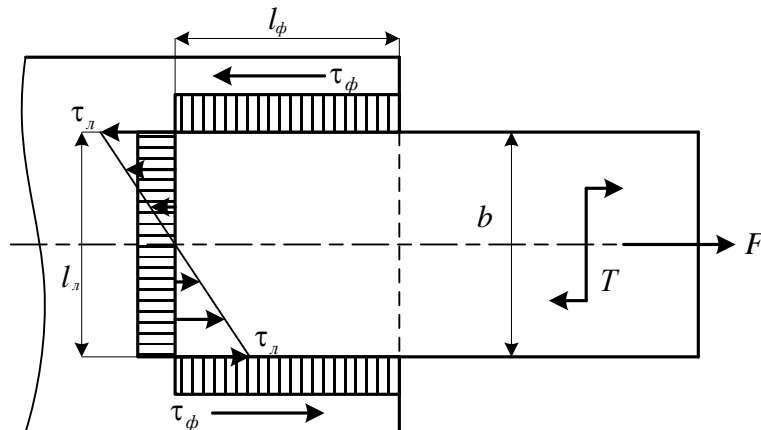
И окончательно, воспользовавшись понятием коэффициента вариации, получаем

$$U = \frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{(\bar{n} v_W)^2 + v_F^2}}, \quad (3.25)$$

где v_W и v_F – коэффициенты вариации допустимого и расчетного значений случайных величин.

ГЛАВА 4. ПРИМЕРЫ РЕШЕНИЯ ЗАДАЧ ПО ОСНОВНЫМ РАЗДЕЛАМ ТЕМЫ «СОЕДИНЕНИЯ»

Пример 1.1. Рассчитать кронштейн и сварное соединение при $F = 10^4$ Н, $T = 8 \cdot 10^3$ Нм = $8 \cdot 10^6$ Нмм, нагрузка статическая, толщина листа $\delta = 12$ мм, материал листа сталь Ст3 ($\sigma_T = 220$ МПа), сварка ручная электродом Э-42.



Решение

1. Определяем ширину листа b по условию его прочности. Принимаем запас прочности $s = 1,4$, находим (см. табл. 2.4) $[\sigma]_p = \sigma_T / s = 220 / 1,4 = 157$ МПа.

Учитывая только основную нагрузку T , получим

$$\sigma_p = \frac{T}{W} = \frac{6T}{\delta b^2} \leq [\sigma]_p, \text{ откуда } b = \sqrt{\frac{6T}{\delta[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 8 \cdot 10^6}{12 \cdot 157}} = 160 \text{ мм.}$$

С учетом нагрузки F принимаем $b = 165$ мм. Проверяем прочность листа при суммарной нагрузке

$$\sigma = \frac{6T}{\delta b^2} + \frac{F}{\delta b} = \frac{6 \cdot 8 \cdot 10^6}{12 \cdot 165^2} + \frac{10^4}{12 \cdot 165} \approx 152 \text{ МПа} < [\sigma]_p = 157 \text{ МПа.}$$

2. Определяем размеры швов. Принимаем $l_n = b = 165$ мм, $k = \delta = 12$ мм. Предварительно оцениваем l_ϕ только по основной нагрузке T , используя формулу $\tau_r = \frac{T}{0,7kl_\phi l_k + \frac{0,7kl_n^2}{6}}$. Принимаем согласно

рекомендациям (см. табл. 2.4) $[\tau'] = 0,6[\sigma]_\delta = 94$ МПа.

Тогда

$$\tau_T = \frac{8 \cdot 10^4}{0,7 \cdot 12 \cdot l_\phi \cdot 165 + \frac{0,7 \cdot 12 \cdot 165^2}{6}} = 94 \text{ МПа}, \text{ отсюда находим } l_\phi = 35 \text{ мм.}$$

Учитывая исполнительный размер с учетом неполноценности шва на концах $l_\phi = 50 \dots 60$ мм, принимаем $l_\phi = 40$ мм.

Проверяем прочность швов по суммарной нагрузке $\tau = \tau_\delta + \tau_F \leq [\tau']$,

где $\tau_T = \frac{T}{0,7kl_\phi l_k + \frac{0,7kl_n^2}{6}} = \frac{8 \cdot 10^6}{0,7 \cdot 12 \cdot 40 \cdot 165 + \frac{0,7 \cdot 12 \cdot 165^2}{6}} = 85 \text{ МПа}$ и

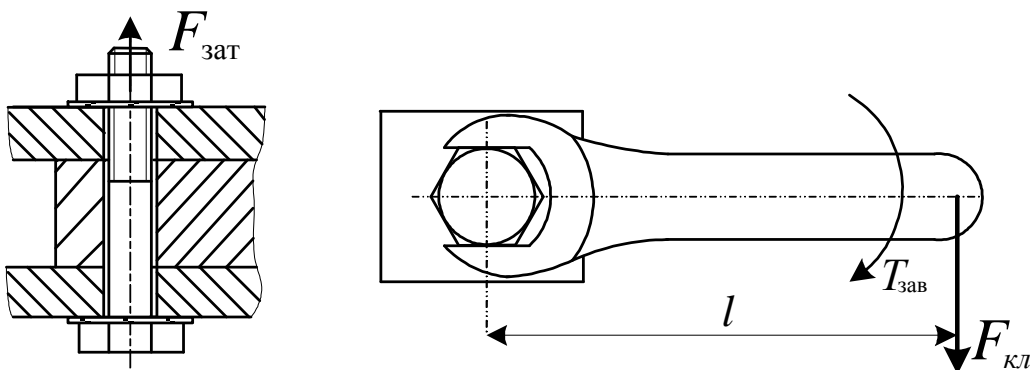
$$\tau_F = \frac{F}{0,7k(2l_\delta + l_\epsilon)} = \frac{10^4}{0,7 \cdot 12(2 \cdot 40 + 165)} = 5 \text{ МПа}, \text{ тогда}$$

$$\tau = \tau_T + \tau_F = 86 + 5 = 91 \leq [\tau'] = 94 \text{ МПа.}$$

Вывод

Отмечаем, что по условию равнопрочности детали и соединения при действии изгибающей нагрузки, как основной, требуемая длина фланговых швов l_ϕ невелика и составляет около $0,25 l_l$.

Пример 1.2. Определить силу затяжки ($F_{\text{зат}}$), которую необходимо приложить к стандартному ключу при завинчивании гайки до появления в стержне болта напряжений, равному пределу текучести $\sigma_T = 200$ МПа (сталь 10). Определить также напряжения смятия $\sigma_{\text{см}}$ и среза $\tau_{\text{ср}}$ в резьбе. Расчет выполнить для болтов М6, М12, М36 и сравнить полученные результаты. Длину ручки стандартного ключа в среднем принять $l = 15d$, коэффициент трения в резьбе и на торце гайки $f = 0,15$.



Решение

1. Используя таблицы стандартов, находим необходимые для расчетов размеры.

2. По формуле $\sigma_{\text{эк}} = \frac{1,3F_{\text{зат}}}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \leq [\sigma]$, сила затяжки $F_{\text{зат}}$, при которой

эквивалентное напряжение в стержне болта равно σ_T , для болта М6

$$F_{\text{зат}} = \frac{\pi d_1^2 \sigma_{\text{эк}}}{4 \cdot 1,3} = \frac{\pi 4,9^2 200}{4 \cdot 1,3} = 2900 \text{ Н.}$$

3. Момент завинчивания по формуле $T_{\text{зав}} = 0,5 F d_2 \left[\left(\frac{D_{\text{cp}}}{d_2} \right) f + \text{tg}(\psi + \varphi) \right]$,

$$T_{\text{зав}} = 0,5 \cdot 2900 \cdot 5,35 \left[\left(\frac{8}{5,35} \right) 0,15 + \text{tg}(3^\circ 24' + 9^\circ 50') \right] =$$
$$= 1740 + 1760 = 3500 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

здесь принято: $d_{\text{отв}} = d + 0,5 = 6,5 \text{ мм}$;

$$D_{\text{cp}} = 0,5(D_1 + d_{\text{отв}}) = 0,5(9,5 + 6,5) = 8 \text{ мм};$$

по формуле $f_{\text{np}} = \frac{f}{\cos \gamma} = \frac{0,15}{\cos 30^\circ} = 0,173$; $\varphi = \text{arctg} f_{\text{np}} = 9^\circ 50'$.

4. Сила $F_{\text{кл}}$, приложенная к ключу с длиной плеча $l = 15d$;

$$F_{\text{кл}} = \frac{T_{\text{зав}}}{l} = \frac{3500}{15,6} \approx 39 \text{ Н}$$

(выигрыш в силе $F_{\text{зат}} / F_{\text{кл}} = 2900 / 39 \approx 74$ раза).

5. Напряжения в резьбе: по формуле $\sigma_{\text{м}} = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq [\sigma_{\text{м}}]$

при $F = F_{\text{зат}}$,

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2900}{\pi \cdot 5,35 \cdot 0,54 \cdot 5} \approx 64 \text{ МПа}; \text{ по формуле } \tau = \frac{F}{\pi d_1 H K K_m} \leq [\tau],$$

$$\tau = \frac{2900}{\pi \cdot 4,9 \cdot 5 \cdot 0,87 \cdot 0,6} = 72 \text{ МПа.}$$

Результаты расчета для других болтов приведены в таблице 4.1.

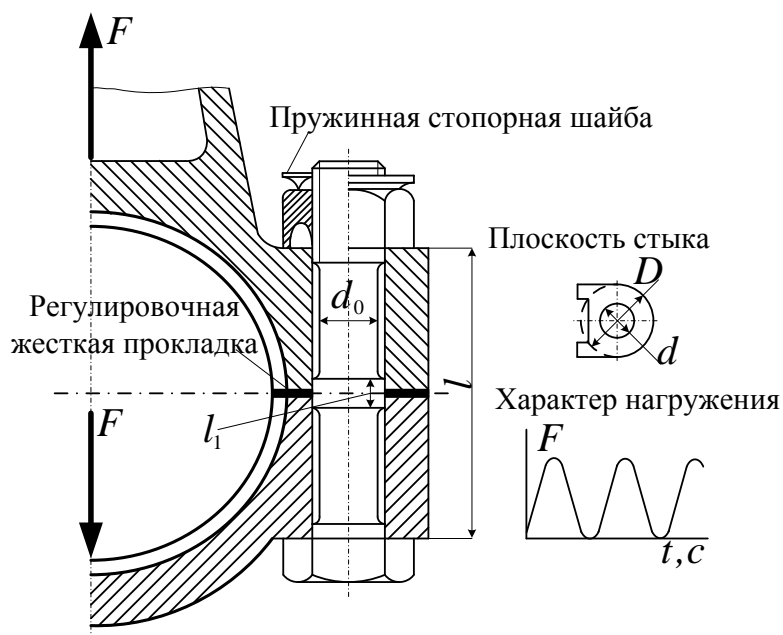
Таблица 4.1 – Силовые параметры при затяжке болтов до $\sigma_{\text{эк}} = 200$ МПа

Силовые параметры при затяжке болтов до напряжения в стержне болта $\sigma_{\text{эк}} = 200$ МПа (сталь 10)	Размер болта			
	М6	М12	М24	М36
Сила затяжки $F_{\text{зат}}$, Н	2900	12160	51425	121550
Момент завинчивания $T_{\text{зав}}$, Нм	3,5	32,7	239	840
Сила на ключе $F_{\text{кл}}$, Н	39	180	664	1555
Выигрыш в силе $F_{\text{зат}} / F_{\text{кл}}$	74	68	77	78
Напряжение смятия в резьбе $\sigma_{\text{см}}$, МПа	64	67	70	74
Напряжение среза в резьбе τ , МПа	72	77,8	79	84

Вывод

Результаты таблицы 4.1 позволяют отметить, что болты малого диаметра (до М8) можно легко разрушить при затяжке, так как человек может приложить к ключу силу $F_{\text{к}}$ до 200 Н, а нагрузочную способность болтов большего диаметра (больше М24) трудно использовать полностью. Напряжения смятия $\sigma_{\text{см}}$ не превышают напряжений среза τ , а допускаемые напряжения $[\sigma_{\text{см}}] = 0,8\sigma_{\text{т}}$ в два раза больше $[\tau] = 0,4\sigma_{\text{т}}$. При этом прочность крепежных резьб по $\sigma_{\text{см}}$ более чем в два раза превышает прочность по τ . Крепежные резьбы можно не рассчитывать по $\sigma_{\text{см}}$.

Пример 1.3. Рассчитать болты нижнего подшипника шатуна двигателя внутреннего сгорания. Максимальная нагрузка на один болт $F = 8\,000$ Н, материал болтов – сталь 35Х, улучшенная, шатуна – 35Г2; $l = 90$ мм, $l_1 = 10$ мм, $D = 40$ мм; затяжка болтов неконтролируемая. Нагрузка складывается в основном из сил инерции при движении масс поршня и шатуна. Приближенно можно принять изменение нагрузки по графику от нулевого цикла (см. рис. ниже).



Решение

1. По рекомендации практики эксплуатации принимаем $F_{\text{заг}} = K_{\text{заг}} F$, где $K_{\text{заг}} = 2,5 \dots 4$ при переменной нагрузке, тогда $F_{\text{заг}} = 2,5 \cdot 8000 = 20000 \text{ Н}$.

Предварительно приближенная расчетная нагрузка на болт $F_p = F_{\text{заг}} + (0,2 \dots 0,3)F$, тогда $F_p = 20000 + (0,25) 8000 = 22000 \text{ Н}$.

2. Рассматриваем нагрузку как статическую и, принимая диаметр болта больше М16, согласно рекомендациям, принимаем $[s_{\tau}] = 4$. При этом, учитывая данные таблицы 4.1, получаем $[\sigma] = 640/4 = 160 \text{ МПа}$.

3. Из формулы $\sigma = \frac{1,3F_p}{\frac{\pi}{4}d_1^2} \leq [\sigma]$ находим внутренний диаметр резь-

бы $d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3F_p}{\pi[\sigma]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 22000}{\pi 160}} \approx 15,1 \text{ мм}$. По стандарту принимаем болт М20 с шагом $p = 2,5 \text{ мм}$, для которого $d_1 \approx 17,3 \text{ мм}$. Отмечаем, что значение $[s_{\tau}]$ выбрано правильно (в противном случае исправляем расчет).

4. В соответствии с заданной конструкцией (см. рис. выше) и рекомендациями $d_0 = 0,8d_1 \approx 13,5 \text{ мм}$. Отмечаем, что гайка М20 имеет диаметр 34,6 мм и размещается при заданном $D = 40 \text{ мм}$.

5. Проверяем сопротивление усталости и статическую прочность болта.

Учитывая, что $F_{\sigma} = (0,2...0,3)F$, принимаем $F_{\sigma} = 0,25 \cdot 8000 = 2000 \text{ Н}$.

По формулам $\sigma_m = \frac{F_{\text{зар}} + \frac{F_{\sigma}}{2}}{A_{\sigma}}$ и переменное с амплитудой $\sigma_a = \frac{F_{\sigma}}{2A_{\sigma}}$, при

$$A_{\sigma} = \frac{\pi d_1^2}{4} = 235 \text{ мм}^2, \quad \sigma_m = \frac{20000 + \frac{2000}{2}}{235} \approx 95 \text{ МПа}, \quad \sigma_a = \frac{2000}{2 \cdot 235} \approx 4,5 \text{ МПа}.$$

По формуле $s = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_{\sigma} + \psi_{\sigma} \sigma_m}$, тогда $s = \frac{640}{4,5 \cdot 5,2 + 0,1 \cdot 95} \approx 8,5 > 2,5...4$.

Здесь принято $\sigma_{-1} = 280 \text{ МПа}$; $K_{\sigma} = 5,2$. По формуле $s_{\tau} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{\max}} = \frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_m + \sigma_a}$

находим $s_{\tau} = \frac{640}{95 + 4,5} \approx 6,5 > [s_{\tau}]$. Условия прочности болта удовлетворяются. На этом приближенный расчет можно закончить.

С целью проверки полученных результатов и оценки приближенных формул ниже приводится уточненный расчет.

6. По формулам $\lambda_{\sigma} = \frac{l_{\sigma}}{E_{\sigma} A_{\sigma}}$; $\lambda_{\delta} = \frac{l_{\delta}}{E_{\delta} A_{\delta}}$ и

$$\left\{ \begin{array}{l} \lambda_{\sigma} = \sum_1^n \lambda_{\sigma i} = \frac{1}{E_{\sigma}} \left(\frac{l_1}{A_{\sigma 1}} + \frac{l_2}{A_{\sigma 2}} + \dots + \frac{l_n}{A_{\sigma n}} \right) \\ \lambda_{\delta} = \sum_1^n \lambda_{\delta i} = \frac{\delta_1}{E_{\delta 1} A_{\delta 1}} + \frac{\delta_2}{E_{\delta 2} A_{\delta 2}} + \dots + \frac{\delta_n}{E_{\delta n} A_{\delta n}} \end{array} \right. \quad \text{определяем податливость болта}$$

и детали $\lambda_{\sigma} = \frac{4}{\pi E_{\sigma}} \left(\frac{l_1}{d^2} + \frac{l - l_1}{d_0^2} \right) = \frac{4}{\pi E_{\sigma}} \left(\frac{10}{20^2} + \frac{80}{13,5^2} \right) \approx \frac{4}{\pi E_{\sigma}} 46,4 \cdot 10^{-2}$;

$$\lambda_{\delta} = \frac{\delta_{\dot{a}}}{E_{\dot{a}} A_{\dot{a}}} \approx \frac{4}{\pi E_{\dot{a}}} \left(\frac{l}{D^2 - d^2} \right) = \frac{4}{\pi E_{\dot{a}}} \left(\frac{90}{40^2 - 20^2} \right) = \frac{4}{\pi E_{\dot{a}}} 7,5 \cdot 10^{-2}.$$

Здесь деформируемая зона деталей приближенно ограничивается цилиндром с наружным диаметром D (см. рис. на с. 95). Учитывая,

что $E_{\sigma} = E_{\delta}$, после сокращения находим $\chi = \frac{\lambda_{\delta}}{\lambda_{\sigma} + \lambda_{\delta}} = \frac{7,5}{7,5 + 46,4} = 0,14$,

по формуле $F_p = F_{\text{зар}} + \chi F$ находим $F_p = 20000 + 0,14 \cdot 8000 = 21120 \text{ Н}$.

Переменная составляющая нагрузки болта

$$F_{\dot{a}} = \chi F = 0,14 \cdot 8000 = 1120 \text{ Н}.$$

По формуле $F_{\text{ст}} = F_{\text{зар}} - (1 - \chi)F = 20000 - 0,86 \cdot 8000 = 13100 \text{ Н}$, или $F_{\text{ст}} = 1,65F$. Следовательно, условие нераскрытия стыка соблюдается.

Вывод

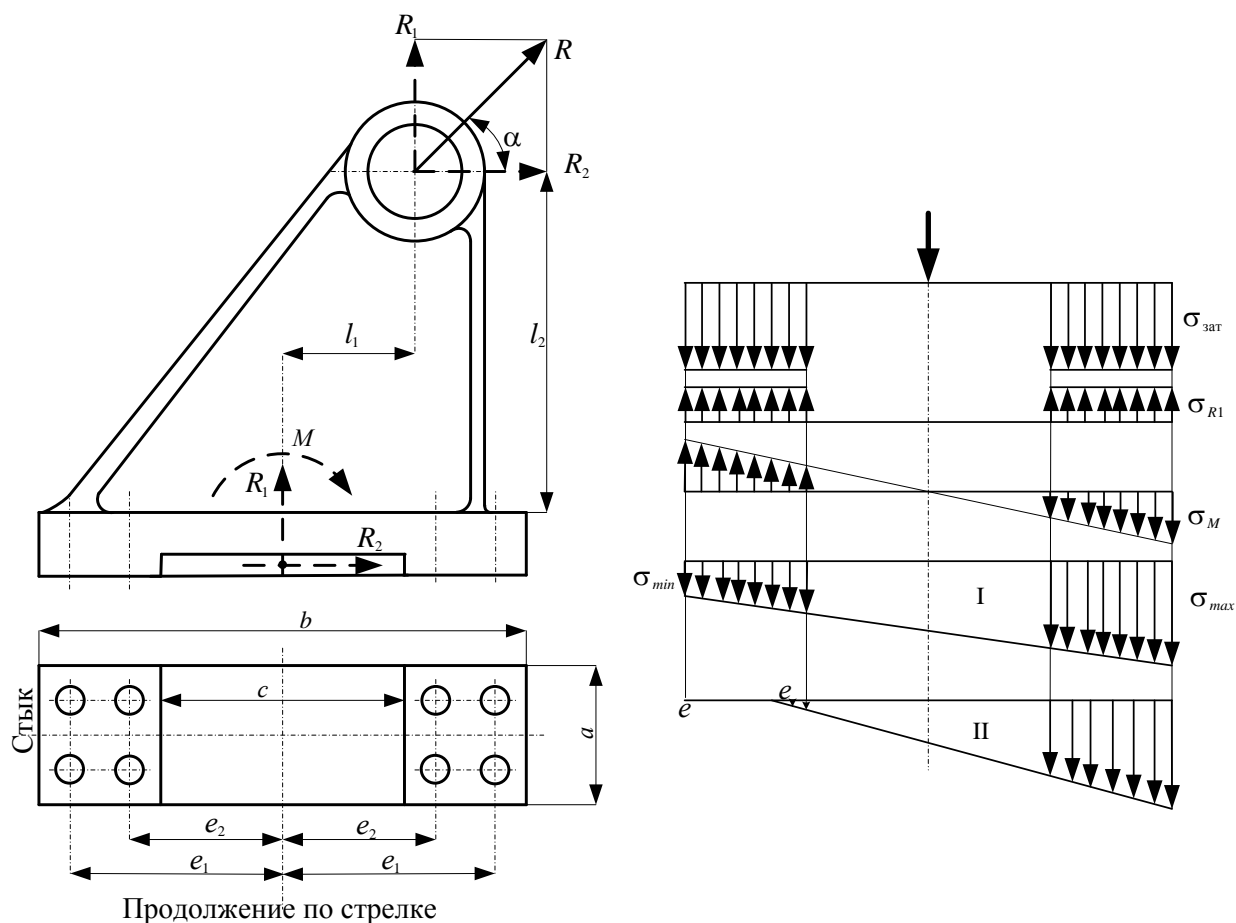
Отмечаем, что уточненные значения F_p и F_b мало отличаются от приближенных. Очевидно, что и при этих значениях также получим болт М20.

Примечание

1. Результаты уточненного расчета позволяют отметить, что в затянутых соединениях приращение нагрузки на болт от действия внешних сил практически невелико. Решающими для прочности болтов в этом случае остаются напряжения от затяжки, а расчет допустимо проводить по приближенным формулам.

2. При контролируемой затяжке, приняв $[s] = 1,5$ (см. табл. 4.2), найдем, что допускаемые напряжения могут быть увеличены в $4/1,5 \approx 2,7$ раза. Во столько же раз можно уменьшить площадь поперечного сечения болта или квадрат расчетного диаметра. При этом получим диаметр М16.

Пример 1.4. Рассчитать болты крепления кронштейна к бетонному фундаменту (см. рис. ниже), где $R = 10000$ Н, $\alpha = 30^\circ$, $l_1 = 100$ мм, $l_2 = 400$ мм, $a = 130$ мм, $b = 490$ мм, $c = 0,5b = 245$ мм, $e_1 = 210$ мм, $e_2 = 140$ мм; болты из стали 20, допускаемое напряжение смятия для бетона $[\sigma_{см}] = 1,8$ МПа. Затяжка неконтролируемая, нагрузка статическая.



Решение

1. Определяем составляющие нагрузки:

$$R_2 = R \cos 30^\circ = 8650 \text{ Н}; R_1 \sin 30^\circ = 500 \text{ Н}; M = R_2 l_2 - R_1 l_1 = 8650 \cdot 400 - 5000 \cdot 100 = 2960 \cdot 10^3 \text{ Н} \cdot \text{мм}.$$

2. Определяем силу затяжки по условию нераскрытия стыка: по формулам $\sigma_{R1} = \frac{R_1}{A_{\text{ст}}}(1 - \chi) \approx \frac{R_1}{A_{\text{ст}}}$ и $\sigma_M = \frac{M}{W_{\text{ст}}}$ находим

$$\sigma_{R1} = \frac{5000}{0,5 \cdot 490 \cdot 130} \approx 0,16 \text{ МПа} \text{ и } \sigma_M = \frac{2960 \cdot 10^3 \cdot 48}{7 \cdot 130 \cdot 490^2} = 0,65 \text{ МПа}, \text{ где для}$$

рассматриваемого несплошного стыка

$$W_{\text{ст}} = \frac{2(J_1 - J_2)}{b} = \frac{\frac{1}{12} \left\{ ab^3 - a \left[\frac{b}{2} \right]^3 \right\} 2}{b} = \frac{7}{48} ab^2.$$

По условию нераскрытия стыка принимаем коэффициент запаса $K = 1,5$, $\sigma_{\text{зат}} = K(\pm \sigma_{R1} + \sigma_M) = 1,5(0,16 + 0,65) \approx 1,2 \text{ МПа}$, необходимая

сила затяжки болтов $F_{\text{зат}} = \frac{\sigma_{\text{зат}} A_{\text{см}}}{z} = \frac{1,2 \cdot 0,5 \cdot 490 \cdot 130}{8} = 4800 \text{ Н}.$

3. Проверяем прочность бетонного основания:

$$\begin{cases} \sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{зат}} \pm \sigma_{R1} + \sigma_M - \text{максимальное напряжение в стыке,} \\ \sigma_{\text{min}} = \sigma_{\text{зат}} \pm \sigma_{R1} - \sigma_M = \text{минимальное напряжение в стыке.} \end{cases}$$

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_{\text{зат}} - \sigma_{R1} + \sigma_M = 1,2 - 0,16 + 0,65 = 1,69 < [\sigma_{\text{см}}] = 1,8 \text{ МПа}.$$

4. Проверяем $F_{\text{зат}}$ по условию отсутствия сдвига кронштейна силой R_2 . Приняв $f = 0,35$ и $K = 1,3$, по формуле $(F_{\text{зат}} z \pm R_1) f \geq K R_2$ имеем $(4800 \cdot 8 - 5000) 0,35 = 11600 \text{ Н} > 1,3 \cdot 8650 = 11200 \text{ Н}$. Затяжка достаточна.

5. Определяем расчетную нагрузку и диаметр болта:

а) по формуле находим $F_{R1} = \frac{R_1}{z} = \frac{5000}{8} = 620 \text{ Н};$

б) по формуле находим

$$F_M = \frac{M e_1}{i(2e_1^2 + 2e_2^2 + \dots + 2e_n^2)} = \frac{2960 \cdot 10^3 \cdot 210}{2 \cdot 210^2 + 2 \cdot 140^2} = 2450 \text{ Н};$$

в) по формуле находим $F = F_M \pm F_{R1} = 2450 + 620 = 3070 \text{ Н};$

г) по формуле находим

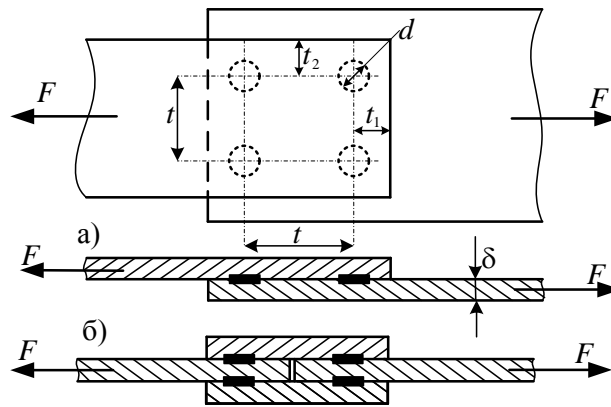
$$F_p = F_{\text{зат}} + (0,2 \dots 0,3) F = 4800 + 0,25 \cdot 3070 \approx 5600 \text{ Н};$$

д) по таблице Г.7 (учитывая совпадение материалов в примере и таблице) назначаем болт М16.

Вывод

Выполнив решение данной задачи, необходимо отметить, что форма стыка оказывает влияние на прочность соединения, а именно на размеры болта и величину нагрузки на болт. При одинаковой внешней нагрузке напряжение в прерывистом стыке возрастает только на $\sim 12\%$ по сравнению со сплошным стыком, а площадь уменьшается на 50% . При этом условие нераскрытия прерывистого стыка можно обеспечить затяжкой болтов, уменьшенной примерно на 38% .

Пример 1.5. Рассчитать соединение, выполненное точечной сваркой и нагруженное по схеме (см. рис. ниже). Задано: $F = 3500$ Н, $\delta = 3$ мм, материал – сталь 10, нагрузка знакопеременная ($R = -1$).



Решение

Определяем ширину b прочного листа с учетом ослабления в зоне сварки. Принимаем $s = 1,5$, находим $[\sigma]_p = \frac{\sigma_r}{s} = \frac{200}{1,5} = 133$ МПа (см. табл. Г.9).

По формуле $\gamma = \frac{1}{(0,6K_{эф} \pm 0,2) - (0,6K_{эф} \mp 0,2)R} \leq 1$, при $K_{эф} \approx 7,5$ (см.

табл. Г.10) находим $\gamma = \frac{1}{(0,6 \cdot 7,5 + 0,2) - (0,6 \cdot 7,5 - 0,2) \cdot 1} \approx 0,11$.

Расчетное допускаемое напряжение

$$[\sigma] = [\sigma]_p \gamma = 133 \cdot 0,11 = 14,6 \text{ МПа. Далее } b = \frac{F}{\delta[\sigma]} = \frac{3500}{3 \cdot 14,6} \approx 80 \text{ мм.}$$

Определяем размеры и число сварных точек. По рекомендациям,

$d = 1,2 \cdot 3 + 4 \approx 8$ мм; $t_2 = 1,5 \cdot 8 = 12$ мм; $t_1 = 2 \cdot 8 = 16$ мм; $t = 3 \cdot 8 = 24$ мм.

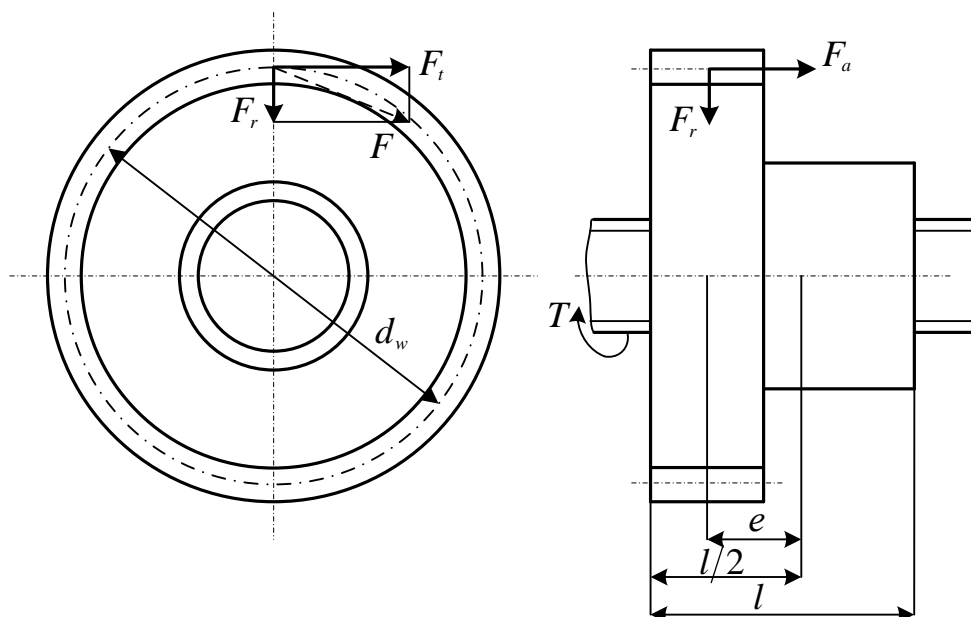
Число точек в одном ряду $z' = \frac{b - 2t_2}{t} + 1 = \frac{80 - 24}{24} + 1 = 3,3$.

Принимая число точек в двух рядах $z = 6$, проверяем прочность сварных точек по формуле $\tau = \frac{4F}{z i \pi d^2} \leq [\tau'] = \frac{4 \cdot 3500}{6 \pi \cdot 8^2} = 11,6$ МПа. По таблице Г.9 с учетом γ имеем $[\tau'] = 0,6[\sigma]_p \gamma = 0,6 \cdot 133 \cdot 0,11 = 8,75$ МПа. Условие прочности не выполняется, так как $\tau \leq [\tau'] = 11,6 > 8,75$ МПа.

Вывод

Следовательно, необходимо увеличить ширину листов и ставить четыре точки в ряду или выполнять трехрядное соединение по три точки в ряду. Этот пример показывает, как плохо работают точечные соединения при знакопеременных нагрузках.

Пример 1.6. Рассчитать подвижное (без нагрузки) соединение прямозубой шестерни коробки передач с валом (см. рис.) при данных: $T = 230$ Н·м, $n = 1450$ мин⁻¹, срок службы $t = 10\,000$ ч, режим нагрузки II (см. табл. Г.15), диаметр вала $d = 35$ мм, диаметр зубчатого венца $d_w = 75$ мм, ширина венца $b = 20$ мм, материал рабочих поверхностей – сталь 40Х, термообработка – улучшение 270 НВ, средние условия смазки. Соединение рассчитать в двух вариантах: 1 – шпоночное, 2 – зубчатое.



Решение

Для подвижного соединения призматической шпонкой выбираем высокую шпонку по ГОСТ 10748-79, при $d = 35$ мм находим $b = 10$ мм, $h = 9$ мм. По формуле $\sigma_{см} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma_{см}]$ при $[\sigma_{см}] \approx 35$ МПа находим

$$l_p = \frac{4T}{hd[\sigma_{см}]} = \frac{4 \cdot 230 \cdot 10^3}{30 \cdot 9 \cdot 35} = 100 \text{ мм.}$$

Для зубчатого соединения средней серии по ГОСТ 1139-80 находим $z = 8$, $d = 36$ мм, $D = 42$ мм, $f = 0,4$ мм.

При этом $d_{cp} = 0,5(42 + 36) = 39$ мм, $h = 0,5(42 - 36) \cdot 2 \cdot 0,4 = 2,2$ мм. Вначале выполняем упрощенный расчет по обобщенному критерию. По формуле $\sigma_{см} = \frac{2T}{K_z z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{см}]$ при $[\sigma_{см}] = 20$ МПа (см. табл. Г.15) и

$$K_z = 0,75 \text{ находим } l = \frac{2T}{K_z z h d_{cp} [\sigma_{см}]} = \frac{2 \cdot 230 \cdot 10^3}{0,75 \cdot 8 \cdot 2,2 \cdot 39 \cdot 20} = 45 \text{ мм.}$$

Отмечаем существенное уменьшение длины ступицы при зубчатом соединении (\sim в 2 раза) по сравнению со шпоночным.

Проверяем полученные значения расчетом по ГОСТ 21425-75.

Расчет на смятие по формуле $\sigma_{см} = \frac{2T}{z h d_{cp} l} \leq [\sigma_{см}]$. Предваритель-

но определяем $[\sigma_{см}]$ по формуле $[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_T}{s K_z K_{np} K_d K_n}$, где $\sigma_T = 700$ МПа

(см. табл. Г.15); принимаем $s = 1,3$; по таблице Г.15 при

$\psi = \frac{d_{н\delta}}{d_w \cos \alpha_w} = \frac{39}{75 \cos 20^\circ} = 0,55$ находим $K_z = 2,1$; по таблице Г.15 при

$L/D = 45/42 = 1,07$ находим $K_{кр} \approx 1,3$; по графику рис. Г.1 при $e = 0,5(1 - b) = 0,5(45 - 20) = 12,5$ и $\varepsilon = e/l = 12,5/45 \approx 0,28$, и $\psi = 0,55$ находим $K_e \approx$

$1,5$; $K_{np} = K_{кр} + K_e - 1 = 1,8$; учитывая прирабатываемость материала, принимаем $K_n = 1$; учитывая, что переключение передач производят без нагрузки и при работающем двигателе, принимаем $K_d = 1,5$, далее

$$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_T}{s K_z K_{np} K_d K_n} = \frac{700}{1,3 \cdot 2,1 \cdot 1,8 \cdot 1,5} = 95 \text{ МПа.}$$

По формуле $\sigma_{см} = \frac{2T}{z h d_{cp} l} = \frac{2 \cdot 230 \cdot 10^3}{8 \cdot 2,2 \cdot 39 \cdot 45} \approx 15 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 95 \text{ МПа}$. По

смятию рабочих поверхностей соединение имеет большой запас.

Расчет на износ по формуле $\sigma_{см} = \frac{2T}{zhd_{cp}l} \leq [\sigma_{см}]_{изн}$. Предварительно

определяем допустимое напряжение по износу $[\sigma_{см}]_{изн}$ по формуле

$[\sigma_{см}]_{изн} = \frac{[\sigma_{см}]_{усл}}{K'_3 K_{np} K_n K_u K_c K_{oc}}$ и корректирующие коэффициенты. По табли-

це Г.15 при ранее найденном $\psi = 0,55$ находим $K_3 = 2,2$. При условиях нашего примера значение K_{np} остается таким же, как при расчете на

смятие $K_{np} = 1,8$. По таблице Г.15 $K_u = 0,63$; по формуле $K_u = \sqrt[3]{\frac{N}{10^8}}$ при

$N = 60tn = 60 \cdot 10^4 \cdot 1450 = 8,7 \cdot 10^8$ находим $K_u = \sqrt[3]{\frac{8,7 \cdot 10^8}{10^8}} = 2,06$; $K_c = 1$;

$K_{oc} = 1,25$. По таблице Г.13 $[\sigma_{см}]_{усл} = 110$ МПа.

Определяем $[\sigma_{см}]_{изн} = \frac{110}{2,2 \cdot 1,8 \cdot 0,63 \cdot 2,06 \cdot 1,25} = 17,12$ МПа. Фактические

$\sigma_{см}$ такие же, как и по износу $\sigma_{см} = 15$ МПа $< [\sigma_{см}]_{изн} = 17,12$ МПа. Условие прочности соблюдается. Можно несколько уменьшить длину l соединения примерно в $[\sigma_{см}]_{изн} / \sigma_{см} = 17,12/15 = 1,14$ раза и принять $l \approx 40$ мм. Отмечаем, что в нашем примере основным критерием является не смятие, а износ.

Расчет на безыносную работу по формуле $\sigma_{см} = \frac{2T}{zhd_{cp}l} \leq [\sigma_{см}]_{би}$.

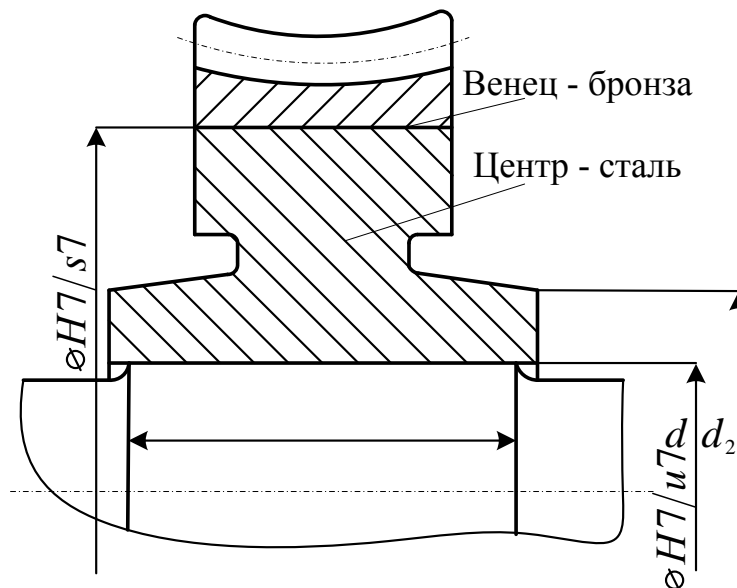
При 270 НВ (улучшение) $[\sigma_{см}]_{би} = 0,032 \text{ НВ} = 0,032 \cdot 270 = 8,64$ МПа, что меньше ранее найденного $\sigma_{см} = 15$ МПа – срок службы соединения больше заданных 10 000 ч, но все же ограничен.

Вывод

Необходимо отметить, что результаты приближенного расчета по обобщенному критерию и уточненного по ГОСТ 21425-75 близки. Однако это следует рассматривать как частный случай для нашего примера. Преимущество расчета по ГОСТу – он учитывает влияние различных факторов и срок службы. Например, при смазке с загрязнением $K_c = 1,4$ вместо $K_c = 1$ в нашем примере длину соединения пришлось бы увеличить до $l = 55$ мм. Аналогично могут влиять и другие корректирующие коэффициенты.

Пример 1.7. Подобрать посадку, обеспечивающую соединение червячного колеса с валом (см. рис. на с. 103) по следующим данным.

Соединение нагружено моментом $T = 1300$ Нм и осевой силой $F_a = 2500$ Н. Диаметр соединения $d = 60$ мм, условный наружный диаметр ступицы $d_2 = 100$ мм, вал сплошной ($d_1 = 0$), длина ступицы $l = 90$ мм. Центр колеса отлит из стали 35Л ($\sigma_T = 280$ МПа), вал изготовлен из стали 45 ($\sigma_T = 340$ МПа), допускается 2-й или 3-й класс точности изготовления, шероховатости вала и отверстия $R_{z1} = R_{z2} = 6.3$ мкм, сборка осуществляется прессованием. Допускается вероятность безотказной работы или коэффициент надежности $P = 0,97$.



Решение

По формуле (2.12), принимая $f = 0,1$ и $K = 2$, определяем давление p , обеспечивающее передачу заданной нагрузки

$$p \geq \frac{2\sqrt{43,3^2 \cdot 10^6 + 2,5^2 \cdot 10^6}}{0,1\pi \cdot 60 \cdot 90} = 51,2 \text{ МПа,}$$

где $F_t = 2 \cdot 1300 \cdot 10^3 / 60 = 43,3 \cdot 10^3$ Н.

Определяем расчетный натяг по формуле

$$N \geq pd \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) = 51,2 \cdot 60 \left(\frac{0,7}{21 \cdot 10^4} + \frac{2,4}{21 \cdot 10^4} \right) = 0,046 \text{ мм, где } C_1 = 1 - 0,3 = 0,7;$$

$$C_2 = (100^2 + 60^2) / (100^2 - 60^2) + 0,3 \approx 2,4.$$

Определяем потребный минимальный натяг

$$(N_{\min})_{\text{расч}} \geq N + u = 0,46 + 0,015 = 0,061 \text{ мм},$$

где $u = 1,2(6,3 + 6,3) \approx 15 \text{ мкм} = 0,015 \text{ мм}$.

По таблицам стандарта этот минимальный вероятностный натяг может гарантировать посадка $\varnothing 60H7/u7$, для которой отклонения отверстия 0 и +30 мкм; отклонения вала +87 и +117 мкм; наименьший натяг $(N_{\min})_{\text{табл}} = 0,087 - 0,030 = 0,057 \text{ мм}$; наибольший натяг $(N_{\max})_{\text{табл}} = 0,117 - 0 = 0,117 \text{ мм}$.

Отмечаем, что $(N_{\min})_{\text{табл}} < (N_{\min})_{\text{расч}}$. Проверяем условие прочности с учетом заданной вероятности отказа $N_{p \frac{\min}{\max}} = \bar{N} \mp C \sqrt{T_D^2 + T_d^2}$, где

$$\bar{N} = 0,5(N_{\min} + N_{\max}) = 0,5(0,057 + 0,117) = 0,087 \text{ мм}, \quad T_D = ES - EJ = 0,030 - 0 = 0,030 \text{ мм}, \quad T_d = es - ei = 0,117 - 0,087 = 0,030 \text{ мм}, \quad C = 0,31.$$

$$N_{p \min} = 0,087 - 0,31 \sqrt{0,03^2 + 0,03^2} = 0,074 \text{ мм}; \quad N_{p \max} = 0,10 \text{ мм}.$$

При этом $N_{p \min} > (N_{\min})_{\text{расч}}$ – условие прочности соединения удовлетворяется. Для определения вероятностных натягов используется зависимость

$$N_{p \frac{\min}{\max}} = \bar{N} \mp C \sqrt{T_D^2 + T_d^2},$$

где $\bar{N} = 0,5(N_{\min} + N_{\max})$;

допуски $T_D = ES - EJ$ и $T_d = es - ei$;

ES и es – верхние, а EJ и ei – нижние предельные отклонения размеров. Значения коэффициента C даны ниже в таблице 4.2.

Таблица 4.2 – Значения коэффициента C в зависимости от вероятности натяга

P	0,999	0,99	0,98	0,97	0,95	0,90
C	0,5	0,39	0,4	0,31	0,27	0,21

Допустимость посадки по условию прочности деталей соединения проверяем по формулам:

- 1) условие отсутствия пластических деформаций для вала

$$p \leq \frac{\sigma_{T1}(d^2 - d_1^2)}{2d^2};$$

2) условие отсутствия пластических деформаций для втулки

$$p \leq \frac{\sigma_{T2}(d_2^2 - d^2)}{2d_2^2}.$$

Удельное давление, вызывающее пластические деформации в деталях.

$$\text{Для вала } p_T = \frac{340}{2} = 170 \text{ МПа};$$

$$\text{для втулки } p_T = \frac{280(100^2 - 60^2)}{2 \cdot 100^2} \approx 95 \text{ МПа}.$$

Максимальный расчетный натяг посадки находим по формуле

$$N' = N_{p_{\max}} - u = 0,10 - 0,015 = 0,085 \text{ мм}.$$

Соответствующее этому натягу давление

$$p' = \frac{pN'}{N} = \frac{51,2 \cdot 0,085}{0,046} = 94,6 \text{ МПа} < p_T.$$

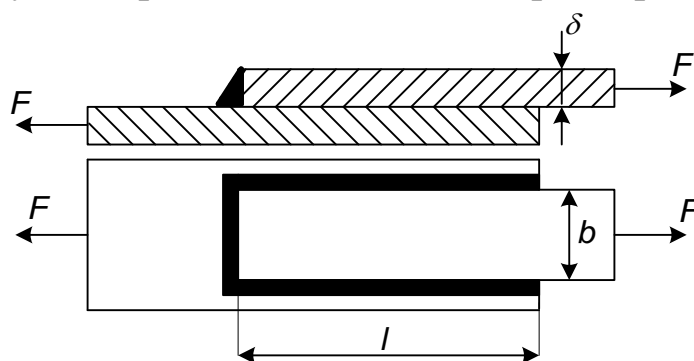
Вывод

Следовательно, намеченная посадка при наибольшем вероятностном натяге не вызывает пластических деформаций в посадочных поверхностях ступицы и вала. Перерасчет прочности соединения с учетом возможных пластических деформаций по формулам при $N \leq 1,5N_T$ $p = p_T(2N_T - N)/N_T$ } не требуется.
при $N > 1,5N_T$ $p = 0,5p_T$

В заключение отметим, что расчет с учетом вероятности безотказной работы $P = 0,97$ позволил повысить допускаемую нагрузку в $\sim 1,3$ раза.

Пример 1.8. Рассчитать сварное соединение внахлестку (см. рис. ниже) при следующих исходных данных. Материал листов – сталь 20, $\sigma_m = 220 \text{ МПа}$; $\sigma_s = 440 \text{ МПа}$. Сила P колеблется по случай-

ному закону в пределах от $P_{max} = 100$ кН до $P_{min} = 50$ кН. Сварка выполняется вручную. Определению подлежат размеры нахлестки.



Традиционный расчет на прочность шва по максимальной нагрузке

Напряжения среза в сварном шве

$$\tau_{cp} = \frac{F_{max}}{0,7\delta L} \leq [\tau_{cp}]',$$

где $\delta = 10$ мм, $L = 2l + b$ – периметр шва;
 $b = 70$ мм

$$[\tau]' = 0,6[\sigma_p]; [\sigma_p] = \frac{\sigma_m}{n},$$

где n – назначаемый запас прочности, принимаем $n = 1,5$, тогда = 132 МПа, а $[\sigma_p] = \frac{220}{1,5} = 147$, принимаем = 150 МПа, откуда $[\tau]' = 0,6 \cdot 150 = 88$, принимаем = 90 МПа.

Определяем периметр шва

$$L = \frac{F_{max}}{0,7\delta[\tau_{cp}]} = \frac{100 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 10 \cdot 90} = 158 \text{ мм, принимаем} = 160 \text{ мм.}$$

Тогда $l = 0,5(L - b) = 0,5(160 - 70) = 45$ мм, принимаем = 50 мм, что дает $L = 170$ мм.

Фактическое напряжение среза шва будет

$$\tau_{cp} = \frac{F_{max}}{0,7\delta \cdot L} = \frac{100 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 10 \cdot 170} = 84 \text{ МПа.}$$

Фактический запас прочности будет

$$n_{\phi} = \frac{\tau_m}{\tau_{cp}} = \frac{132}{84} = 1,57.$$

Проверим шов на запас прочности по критерию усталостной прочности по формуле

$$n_{\tau} = \frac{\tau_{-1}}{\frac{K_{\tau}}{\varepsilon_{\tau}} \tau_a + \psi_{\tau} \tau_m}$$

Вычисляем среднее и амплитудное значения внешней силы F

$$F_m = \frac{F_{max} + F_{min}}{2} = \frac{100 + 50}{2} = 75 \text{ кН} = 75 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$F_a = \frac{F_{max} - F_{min}}{2} = \frac{100 - 50}{2} = 25 \text{ кН} = 25 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Тогда среднее и амплитудное напряжения в шве $\tau_m = 76,5$ МПа;

$$\tau_a = 25,5 \text{ МПа}.$$

Примем $K_{\tau} = 1,5$; $\varepsilon_{\tau} = 1$; $\psi_{\tau} = 0,1$; $\tau_{-1} = 0,6 \cdot 0,36 \cdot \sigma_s = 95$ МПа.

$$n_{\tau} = \frac{95}{1,5 \cdot 25,5 + 0,1 \cdot 76,5} = 2,05$$

Рекомендованное значение $[n] = 1,5 \dots 2,5$.

Полученные результаты укладываются в рекомендованное значение.

Вероятностный расчет

Расчет на статическую прочность из условия 95 % надежности неразрушения. Примем, что вероятность неразрушения определяется двумя случайными величинами: пределом текучести материалов и напряжением в сварном шве. При этом предел текучести следует отнести к величинам, определяющим предельное значение случайной величины, то есть к W , а напряжения в шве к расчетным величинам, то есть к F .

В соответствии с зависимостью (3.9) – математическое ожидание случайной величины – в данном случае напряжением в сварном шве

$$\bar{\tau}_{cp} = 0,5(\tau_{cp.max} + \tau_{cp.min}) = 0.5(84 + 42) = 63 \text{ МПа};$$

– среднее квадратичное отклонение этой же случайной величины τ_{cp}

$$S_{\tau} = \frac{1}{6}(\tau_{cp.max} + \tau_{cp.min}) = 7 \text{ МПа}.$$

Коэффициент вариации напряжения в шве

$$v_F = \frac{S_{\tau}}{\tau_{cp}} = \frac{7}{63} = 0,11.$$

Примем заданное значение предела текучести за его математическое ожидание при рассмотрении предела текучести как случайной величины, т. е. $\bar{\tau} = \tau_m = 132 \text{ МПа}$, а коэффициент вариации \bar{v} , в соответствии с рекомендациями $v_w = 0.1$.

Теперь из формулы (3.8) вычислим квантиль, приняв фактический запас прочности $n = 1,57$

$$U = -\frac{\bar{n} - 1}{\sqrt{(\bar{n}v_w)^2 + v_F^2}} = -\frac{1.57 - 1}{\sqrt{(1.57 \cdot 0.1)^2 + 0.11^2}} = -2.97.$$

Вероятность неразрушения, соответствующая этому квантилю (см. с. 87) $P = 0,998$, но по условию задачи нам достаточно вероятность $P = 0,95$, то есть полученная нами надежность неразрушения избыточна. Следовательно, можно уменьшить периметр шва. Назначим периметр шва $L1 = 140 \text{ мм}$.

То есть мы убрали фланговые швы. Определим теперь напряжения в шве

$$\tau_{max} = \frac{F_{max}}{0.7\delta L_1} = \frac{100 \cdot 10^3}{0.7 \cdot 10 \cdot 140} = 120 \text{ МПа}.$$

Теперь определим фактический запас прочности

$$n_{\phi} = \frac{\tau_m}{\tau_{max}} = \frac{132}{102} = 1,29.$$

И соответствующий ему квантиль

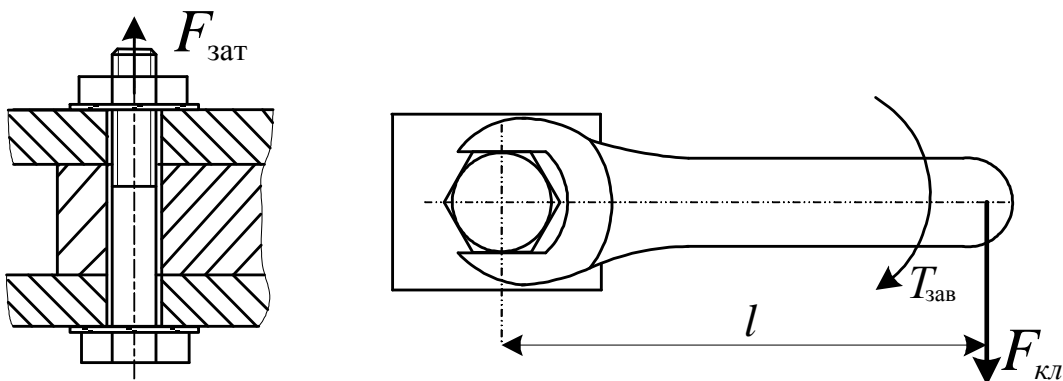
$$U = -\frac{\bar{n}-1}{\sqrt{(\bar{n}v_W)^2+v_F^2}} = -\frac{1.29-1}{\sqrt{(1.29 \cdot 0.1)^2+0.11^2}} = -1,716.$$

Полученное значение квантиля близко к $U = -1,654$, значит, и вероятность неразушения равна 0,95.

Вывод

Привлечение в данном примере метода вероятностного расчета позволило уменьшить длину шва примерно вдвое, т. е. уменьшить вдвое трудоемкость изготовления шва. При этом обеспечивается вероятность неразрушения по максимальным напряжениям $P = 0,95$.

Пример 1.9. Из опыта затяжки болтового соединения с помощью динамометрического ключа установлено, что момент завинчивания колеблется в пределах $M_{зав} = (600 \dots 1000) \cdot 10^3 \text{ Нмм}$, в зависимости от квалификации и силы руки рабочего. Требуемая минимальная затяжка болта из условия нераскрытия стыка должна быть 20 000 Н.



Рассчитать болт в предположении, что коэффициент трения принимает следующие значения:

- коэффициент трения в резьбе $f_p = 0,1 \dots 0,25$;
- коэффициент трения на торце гайки $f_T = 0,1 \dots 0,25$.

Исходные данные о болтовом соединении:

- материал болта сталь 45; $\sigma_T = 400 \text{ МПа}$;

Данные резьбы: наружный диаметр $d = 18 \text{ мм}$; средний диаметр $d_2 = 16,38 \text{ мм}$; внутренний диаметр $d_1 = 14,9 \text{ мм}$; шаг резьбы $s = 2,5 \text{ мм}$; угол подъема винтовой линии $\beta = 2^\circ 45'$; средний диаметр опорной поверхности гайки $D_{cp} = 22 \text{ мм}$.

Традиционный расчет

Прочность болта определяем при максимальном значении момента закручивания и минимальных значениях коэффициента трения.

Усилие затяжки болта вычисляем из выражения

$$Q = \frac{2M_{зак}}{d_2 \left[\operatorname{tg}(\beta + \rho) + f_m \frac{D_{сп}}{d_2} \right]},$$

где $\rho = \operatorname{arctg} f_{p.min} = 5^\circ 40'$.

Подставив в эту формулу указанные выше величины, после вычислений получим

$$Q = Q_{max} = 55500 \text{ Н.}$$

По этому усилию рассчитываем болт по формуле

$$\sigma = \frac{1,3 \cdot 4Q}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

где $Q = Q_{max} = 55500 \text{ Н}$; $d_1 = 14,9 \text{ мм}$ – внутренний диаметр резьбы; $[\sigma_p] = \frac{\sigma_m}{n} = \frac{400}{1,5} = 415 \text{ МПа}$ – допускаемое напряжение, вычисленное относительно предела текучести материала болта при запасе прочности (согласно рекомендациям) $n = 1,5$. В результате расчета получаем $\sigma = 415 \text{ МПа}$, что больше допустимого значения напряжения. Это значит, что следует назначить болт большего размера и заново произвести расчет. Выбираем болт с диаметром резьбы $d = 24 \text{ мм}$, с шагом резьбы $s = 3 \text{ мм}$. Для выбранного болта – средний диаметр $d_2 = 22 \text{ мм}$; внутренний диаметр резьбы $d_1 = 20,3 \text{ мм}$.

Повторные вычисления по вышеуказанным формулам дают $Q_{max} = 41418 \text{ Н}$ и $\sigma = 166 \text{ МПа}$, что находится в допустимых пределах. Необходимо также определить минимальную затяжку болта Q_{min} , по формуле

$Q = \frac{2M_{зак}}{d_2 \left[\operatorname{tg}(\beta + \rho) + f_m \frac{D_{сп}}{d_2} \right]}$, при минимальном моменте закручивания

и максимальных значениях коэффициента трения. Вычисления дают $Q_{min} = 10900 \text{ Н}$, что не удовлетворяет условию задачи из условия нераскрытия стыка.

Вероятностный расчет

Расчет выполняется в предположении 90 % надежности, при этом случайными величинами являются:

- момент завинчивания;
- коэффициенты трения в резьбе и на торце гайки.

Вычислим средние значения случайных величин:

- среднее значение момента завинчивания $\bar{M}_{зав}$;
- среднее значение коэффициента трения в резьбе $\bar{f}_p = 0,175$ и соответствующий ему угол трения $\rho = \arctg 0,175 = 10^\circ$;
- среднее значение коэффициента трения на торце $f_m = 0,1$.

Теперь по формуле $Q = \frac{2M_{зав}}{d_2 [tg(\beta + \rho) + f_m \frac{D_{сп}}{d_2}]}$ вычисляем среднее значение силы затяжки болта диаметром 18 мм $\bar{Q} = 27500 \text{ Н}$.

Вычисляем средние квадратичные отклонения случайных величин:

- среднеквадратичное отклонение момента завинчивания $S_M = 6660 \text{ Н} \cdot \text{мм}$;
- среднеквадратичное отклонение величины $tg(\beta + \rho)$, $S_{tg} = 0,0243$;
- среднеквадратичное отклонение коэффициента трения на торце гайки $S_f = 0,0167$.

Коэффициенты вариации случайных величин:

- коэффициент вариации момента завинчивания $v_M = 0,083$;
- коэффициент вариации величины $tg(\beta + \rho)$, $v_{tg} = 0,108$;
- коэффициент вариации коэффициента трения на торце гайки $v_f = 0,167$.

Коэффициент вариации силы затяжки болта вычисляем по формуле

$$v_Q = \frac{S_Q}{\bar{Q}} = \sqrt{v_M^2 + v_{tg}^2 + v_f^2} = 0,215.$$

Из последнего выражения определяется среднее квадратичное отклонение силы затяжки

$$S_Q = v_Q \bar{Q} = 0,215 \cdot 27500 = 5913.$$

Теперь вычислим экстремальные значения силы затяжки болта Q исходя из 90 % надежности болтового соединения

$$Q_{min} \leq Q \leq Q_{max},$$

где $Q_{min} = \bar{Q} - US_Q = 19920H$ и $Q_{max} = \bar{Q} + US_Q = 35080H$;
 $U = 1,282$ – квантиль для 90 % надежности.

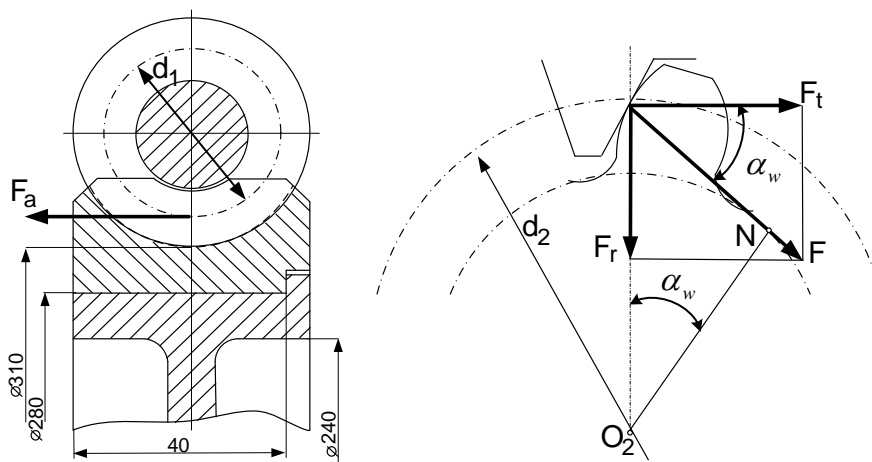
Напряжения в болте диаметром 18 мм по Q_{max} составляют $\sigma = 260$ МПа, что меньше допустимого значения. Значение Q_{min} удовлетворяет условию нераскрытия стыка.

Вывод

Настоящий расчет показал, что с 90 % надежностью можно применить болт диаметром 18 мм и при этом удовлетворяется условие нераскрытия стыка. Этот результат существенно отличается от результатов традиционного расчета, в котором требуется применение болта диаметром 24 мм и остается невыполненным условие нераскрытия стыка.

Пример 1.10. Размеры деталей даны на рисунке, материал венца – бронза ($\sigma_m = 280$ МПа), материал ступицы – сталь ($\sigma_m = 550$ МПа).

Соединение должно передавать вращающий момент $T = 600$ Н.м и осевую силу $F_a = 690$ Н. Параметры шероховатости в соединении $Rz_1 = Rz_2 = 10$ мкм. Сборка – запрессовкой.



Традиционный расчет

Расчет прочности посадки.

Принимаем коэффициент запаса сцепления $k = 3$.

Определяем силу, сдвигающую венец относительно ступицы.

Окружная сила $F_t = \frac{2T}{d_2} = \frac{2 \cdot 600 \cdot 10^3}{310} = 3800 \text{ Н}$, осевая сила $F_a = 690 \text{ Н}$.

Суммарная сдвигающая сила

$$Q = \sqrt{F_a^2 + F_t^2} = \sqrt{690^2 + 3800^2} = 3862 \text{ Н.}$$

Примем, что коэффициент трения в контакте венца со ступицей является случайной величиной, изменяющейся в пределах $f = 0,05 \dots 0,15$.

Контактное давление p на поверхности трения при коэффициенте трения $f_{min} = 0,05$

$$p_{max} = \frac{Qk}{f_{min} \pi d l} = \frac{3862 \cdot 3}{0,05 \cdot \pi \cdot 280 \cdot 40} = 6,28 \text{ МПа.} \quad (4.1)$$

Расчетный натяг, соответствующий требуемому давлению, определяем при следующих характеристиках материала в контакте

$$E_1 = 2,15 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \mu_1 = 0,3; E_2 = 1,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}; \mu_2 = 0,35;$$
$$\delta_{ном} = p_{max} d \left(\frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) = 6,28 \cdot 280 \left(\frac{6,54}{2,15 \cdot 10^5} + \frac{9,52}{1,1 \cdot 10^5} \right) \cdot 10^3 = 205 \text{ мкм,}$$

где

$$c_1 = \frac{1 + \left(\frac{d_1}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_1}{d}\right)^2} - \mu_1 = \frac{1 + \left(\frac{240}{280}\right)^2}{1 - \left(\frac{240}{280}\right)^2} - 0,3 = 6,543;$$
$$c_2 = \frac{1 + \left(\frac{d_2}{d}\right)^2}{1 - \left(\frac{d_2}{d}\right)^2} + \mu_2 = \frac{1 + \left(\frac{280}{310}\right)^2}{1 - \left(\frac{280}{310}\right)^2} - 0,35 = 9,52.$$

Поправка на обмятие и срез микронеровностей

$$u = 1,2(Rz_1 + Rz_2) = 1,2 \cdot (10 + 10) = 24 \text{ мкм.}$$

Расчетный натяг из расчета прочности соединения

$$\delta_{расч.1} = \delta_{ном, max} + u = 205 + 24 = 229 \text{ мкм;}$$

Назначим посадку $\varnothing 280_{\text{н8}}^{\text{Н8}}$, для которой минимальный натяг составляет $\delta_{\min} = 261$ мкм, максимальный натяг $\delta_{\max} = 402$ мкм.

Для этой посадки условие прочности соединения соблюдается, поскольку $\delta_{\min} > \delta_{\text{расч.1}}$.

По максимальному натягу $\delta_{\max} = 402$ мкм должны быть рассчитаны детали на прочность. Ограничимся расчетом на прочность только бронзового венца, так как заведомо известно, что он менее прочен, чем стальная ступица.

Примем запас прочности для бронзы $n = 1,5$, тогда допускаемое напряжение для бронзы $[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{n} = \frac{280}{1,5} = 187$ МПа.

Эквивалентное напряжение в венце определяется по формуле

$$\sigma = \frac{2p}{1 - \left(\frac{d}{d_2}\right)^2} \leq [\sigma_p].$$

Для вычисления p воспользуемся (4.1) и тогда получаем $\sigma = 139$ МПа, что меньше $[\sigma_p]$. Таким образом, прочность детали обеспечена.

Вероятностный расчет

Теперь предположим, что коэффициент трения f является случайной величиной, распределенной по нормальному закону. Тогда для вычисления расчетного натяга из условия 95 % вероятности прочности соединения имеем расчетный натяг из выражения

$$\delta_{\text{расч.2}} = \bar{\delta} - US_f, \text{ где } \bar{\delta} - \text{средний расчетный натяг;} \\ \bar{\delta} = 0,5(\delta_{\max} + \delta_{\min}) = 0,5(229 + 92) = 161 \text{ мкм,}$$

где S_f – среднеквадратичное отклонение;

$$S_f = \frac{1}{6}(\delta_{\max} - \delta_{\min}) = \frac{1}{6}(229 - 92) = 22,8 \text{ мкм,}$$

U – квантиль нормального распределения, соответствующий 95 % вероятности, $U = 1,654$. Теперь $\delta_{\text{расч.2}} = 161 - 1,654 \cdot 22,8 = 123$ мкм (здесь знак минус, так как вычисляется минимальное значение случайной величины), а с учетом обмятия неровностей окончательно получаем $\delta_{\text{расч.2}} = 147$ мкм.

Как будет показано далее, напряжения в соединении в настоящем расчете будут меньше, чем полученные в традиционном расчете; поэтому появляется возможность изменить размеры соединения и таким образом несколько сэкономить в расходе бронзы (из конструктивных соображений существенно изменить размеры деталей не представляется возможным).

Итак, вместо размеров рассчитываемого узла (см. рис. 1.8) 280 и 240 назначаются размеры 290 и 250 мм. Материал ступицы – чугун $E_{\text{ч}} = 0.9 \cdot 10^5$ МПа.

Назначим посадку: $\text{Ø}290 \frac{H8}{t6}$. В этой посадке для основного отверстия имеем следующие предельные отклонения: $\text{Ø}290^{0,081}$, а для вала: $\text{Ø}290_{0,240}^{0,272}$. Определим минимальный и максимальный натяг в этой посадке из условия 95 % вероятности.

Средний натяг в соединении $\bar{\delta}_2 = \bar{\delta}_B - \bar{\delta}_A = 0,5(272 + 240) - 0,5(0 + 81) = 215,5$ мкм, где $\bar{\delta}_B$ и $\bar{\delta}_A$ – средние допуски для вала и отверстия.

Среднеквадратичное отклонение для отверстия

$$S_A = \frac{1}{6}(\delta_{\max} - \delta_{\min}) = \frac{81}{6} = 13,5 \text{ мкм.}$$

Среднеквадратичное отклонение для вала аналогично

$$S_B = \frac{1}{6}(\delta_{\max} - \delta_{\min}) = \frac{1}{6}(272 - 240) = 5,3 \text{ мкм.}$$

Среднеквадратичное отклонение для посадки

$$S_2 = \sqrt{S_B^2 + S_A^2} = 14,5 \text{ мкм.}$$

Минимальный натяг в посадке $\delta_{2\min} = \bar{\delta}_2 - US_2 = 191,7$ мкм.

Максимальный натяг в посадке $\delta_{2\max} = \bar{\delta}_2 + US_2 = 239,3$ мкм.

Сравнивая полученный выше расчетный минимальный натяг $\delta_{\text{расч.2}} = 147$ мкм и минимальный натяг в выбранной посадке, определенный их 95 % надежностью соединения, убеждаемся, что прочность соединения соблюдается, так как $\delta_{2\min} > \delta_{\text{расч.2}}$. По $\delta_{2\max} = 239,3$ мкм определяем сначала максимальное давление в соединении $p_{\max} = 3,96$ МПа и затем определяем напряжение в венце $\sigma = 33$ МПа. Таким образом, убеждаемся, что условие прочности венца соблюдается.

Вывод

Подводя итог сделанным вычислениям, в этом примере отметим, что в вероятностном расчете был установлен большой запас прочности в венце и возможность экономии около 1,5 кг бронзы на каждом изделии.

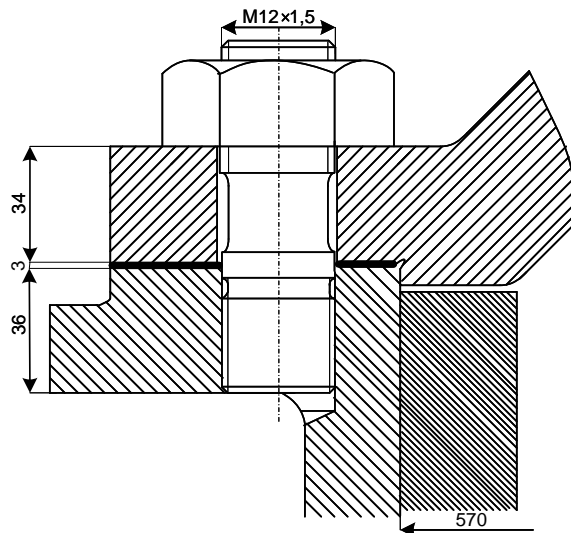
Пример 1.10. Рассчитать шпильку крепления крышки к цилиндру высокого давления. Шпилька M12×1,5:

– средний диаметр резьбы $d_2 = 11,03$ мм;

– внутренний диаметр резьбы $d_1 = 10,15$ мм;

– материал шпильки – сталь 45, предел прочности стали $\sigma_B = 580$ МПа, предел текучести $\sigma_T = 320$ МПа. Число шпилек $z = 24$.

Давление в цилиндре изменяется как случайная величина в пределах от $p_{max} = 1,32$ МПа до $p_{min} = 0,26$ МПа. Материал крышки и цилиндра – чугун.



Традиционный расчет

Расчет на прочность по максимальной нагрузке.

Величина предварительной затяжки шпильки $V = k(1 - \chi)F_{max}$, где k – коэффициент запаса затяжки, принимаем $= 1,5$;

F_{max} – максимальная сила, приходящаяся на одну шпильку

$$F_{max} = p_{max} \frac{\pi D_1^2}{4z} = 1,32 \frac{\pi 570^2}{4 \cdot 24} = 14,02 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

χ – коэффициент основной нагрузки (см. формулу $\chi = \frac{\lambda_D}{\lambda_e + \lambda_D}$)

может быть вычислен, если известны податливости шпильки и стыка (см. рис. выше).

Податливость шпильки

$$\lambda_B = \frac{l_p}{E_B A_B} = \frac{70}{2,15 \cdot 10^5 \cdot 95} = 34,3 \cdot 10^{-7} \frac{\text{мм}}{\text{Н}},$$

где $l_p = 70$ мм – расчетная длина шпильки;

$E_B = 2,15 \cdot 10^5$ МПа – модуль упругости материала шпильки;

$A_B = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{3,14 \cdot 12^2}{4} = 95$ мм² – площадь сечения шпильки.

Аналогично для вычисления податливости стыка имеем

– расчетная толщина стыка $l_{\text{ст}} = 34 + 3 + 36 = 70$ мм;

– модуль упругости чугунного стыка $E_{\text{ст}} = 162 \cdot 10^5$ МПа;

– расчетная площадь стыка при $d_{\text{отв}} = 12,5$ мм – $D_1 = 24$ мм

$$A_{\text{ст}} = \frac{\pi}{4} (D_1^2 - d_{\text{отв}}^2) = 0,33 \cdot 10^3 \text{ мм}^2;$$
$$\lambda_{\text{ст}} = \frac{l_{\text{ст}}}{E_{\text{ст}} A_{\text{ст}}} = \frac{70}{1,2 \cdot 10^5 \cdot 0,33 \cdot 10^3} = 17,7 \cdot 10^{-7} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$
$$\chi = \frac{\lambda_{\text{ст}}}{\lambda_B + \lambda_{\text{ст}}} = \frac{17,7 \cdot 10^{-7}}{34,3 \cdot 10^{-7} + 17,7 \cdot 10^{-7}} = 0,34.$$

Теперь $V = k(1 - \chi)F_{\text{max}} = 1,5(1 - 0,34)14,02 \cdot 10^3 = 13,88 \cdot 10^3$ Н.

Расчетная максимальная нагрузка на шпильку будет

$$Q_{p.\text{max}} = 1,3(V + \chi P_{\text{max}}) = 1,3(13,88 + 0,34 \cdot 14,02)10^3 = 24,25 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Максимальные напряжения в шпильке будут

$$\sigma_{p.\text{max}} = \frac{Q_{p.\text{max}}}{0,785 d_1^2} = \frac{24,25 \cdot 10^3}{0,785 \cdot 103} = 300 \text{ МПа}.$$

Запас прочности по отношению к пределу текучести

$$n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{p.\text{max}}} = \frac{320}{300} = 1,07 < [n].$$

Рекомендуют $[n] = 1,5 \dots 3,0$, а это значит, что параметры шпильки не удовлетворяют условию статической прочности.

Расчет на выносливость

Этот расчет выполняется в форме определения фактического запаса прочности по зависимости

$$n_{\sigma} = \frac{\sigma_{-1}}{\frac{K_{\sigma}}{\varepsilon_{\sigma}} \sigma_a + \psi_{\sigma} \sigma_m} > [n],$$

где σ_{-1} – предел выносливости, $\sigma_{-1} = 0,36\sigma_B = 0,36 \cdot 580 = 209$ МПа;

K_{σ} – коэффициент концентрации напряжений в резьбе;

$K_{\sigma} = 4; \varepsilon_{\sigma}$ – масштабный коэффициент;

$\varepsilon_{\sigma} = 0,8; \psi_{\sigma}$ – коэффициент чувствительности материала к асимметрии цикла;

$\psi_{\sigma} = 0,1$.

Средняя Q_m и амплитудная Q_a – значение сил, действующих на шпильку

$$\begin{aligned} Q_m &= V + \chi \cdot 0,5(P_{max} + P_{min}) = V + \chi \cdot P_m, \\ Q_a &= \chi \cdot 0,5(P_{max} - \chi P_{min}) = \chi \cdot P_a, \end{aligned}$$

где P_m – средняя и P_a – амплитудная внешние силы.

После соответствующих вычислений получаем $Q_m = 16,73 \cdot 10^3$ Н;
 $Q_a = 1,91 \cdot 10^3$ Н.

Напряжения цикла: среднее $\sigma_m = 207$ МПа и амплитудное $\sigma_a = 18,7$ МПа.

Получаем $n = 1,8$, рекомендуется $[n] = 2,5 \dots 4,0$. Таким образом, и по условию выносливости параметры шпильки не удовлетворяют условию прочности.

Расчет из условия 95 % вероятности неразрушения

Расчет ведется в предположении, что случайными величинами являются силы предварительной затяжки V и внешняя нагрузка P . Среднее квадратичное отклонение от внешней силы

$$S_{вн} = \frac{1}{6} \sigma_B = \frac{18,7}{6} = 3,1.$$

Среднее значение силы предварительной затяжки

$$\bar{V} = k(1 - \chi)P_m = 1,5(1 - 0,34)8,37 \cdot 10^3 = 8,29 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

Примем, что контроль производится динамометрическим ключом, тогда коэффициент вариации силы затяжки

$$V_3 = \frac{S_3}{\sigma_v} = 0,08.$$

Среднее значение напряжения предварительной затяжки

$$\bar{\sigma}_v = \frac{\bar{v}}{0,785 \cdot d_1^2} = \frac{8,29 \cdot 10^3}{0,785 \cdot 103} = 102 \text{ МПа.}$$

Среднее квадратичное отклонение силы предварительной затяжки

$$S_3 = v_3 \bar{\sigma}_v = 0,08 \cdot 102 = 8,4 \text{ Н.}$$

Среднее квадратичное отклонение случайных величин напряжений в шпильке

$$S = \sqrt{S_3^2 + (\chi S_{BH})^2} = \sqrt{8,4^2 + (0,34 \cdot 3,1)^2} = 8,47 \text{ МПа.}$$

Максимальное значение напряжения в шпильке при 95 % надежности неразрушения

$$\sigma_{\max 95\%} = \bar{\sigma} + U_p S = 102 + 8,47 \cdot 1,645 = 116 \text{ МПа,}$$

где $U_p = 1,645$ – квантиль нормального распределения при 95 % надежности.

Это напряжение соответствует запасу прочности $n = \frac{\sigma_T}{\sigma_{\max 95\%}} = \frac{320}{116} = 2,76$. Этот коэффициент запаса прочности следует считать удовлетворительным.

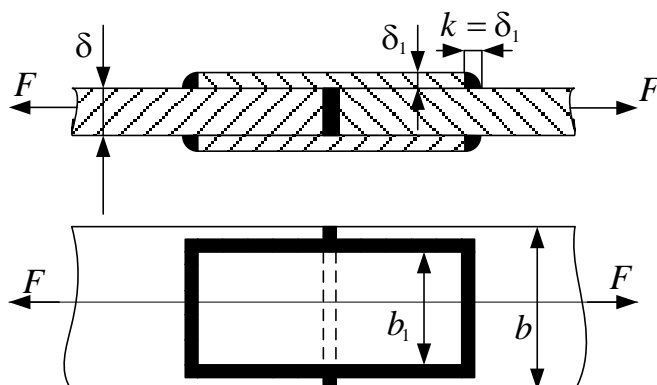
Вывод

Итак, традиционные методы расчета показали, что необходимо изменить параметры шпильки (или путем увеличения диаметра, или повышением прочностных свойств материала), а вероятностный расчет показал, что параметры шпильки удовлетворяют условию прочности.

ГЛАВА 5. ТЕМАТИКА ЗАДАНИЙ ПО КУРСУ «ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ»

5.1. Сварные соединения

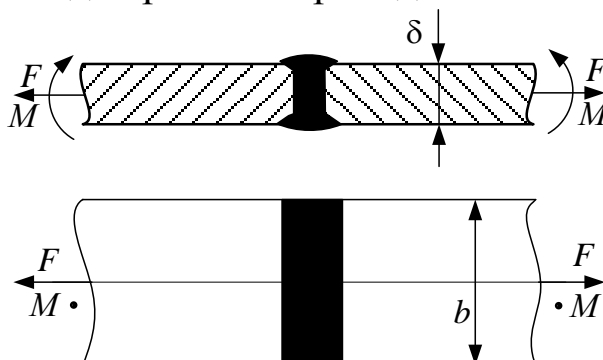
5.1.1. Рассчитать стыковой шов, усиленный двумя накладками. Сварка ручная электродом Э42Л. Материал сталь Ст. 3. Величина передаваемой нагрузки F , толщина полосы δ и накладок δ_1 приведены в таблице.



Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
F , кН	200	100	120	140	150	160	170	180	180	190	190	200	210
δ , мм	10	5	6	7	8	8	8	9	9	89	10	9	9
δ_1 , мм	7	3	3	3	4	4	5	5	6	6	6	7	7

1. Недостающими данными задаться.
2. Нагрузка статическая.

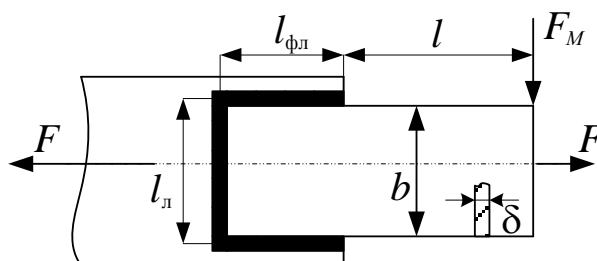
5.1.2. Спроектировать равнопрочный стыковой шов для соединения полос толщиной δ и шириной b , передающих силу и изгибающий момент M . Материал полосы сталь 40. Сварка ручная электродом Э-50. Данные для расчета приведены в таблице.



Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$M, \text{Н}\cdot\text{м}$	100	120	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	250
$\delta, \text{мм}$	8	10	9	8	9,8	10	12	12	10	12	9	12	15
$F_d, \text{Н}\cdot\text{м}$	50	60	60	50	60	70	70	80	65	55	55	75	75

1. Нагрузка переменная.
2. Недостающими данными задаться.

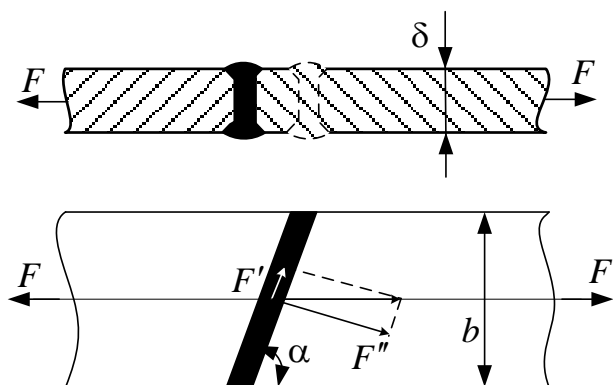
5.1.3. Рассчитать комбинированное соединение лобовыми и фланговыми швами, нагруженное осевой и радиальной силами. Сварка ручная электродами Э42А. Материал соединяемых элементов сталь Ст. 3. Данные для расчета приведены в таблице.



Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
$F_f, \text{Н}\cdot\text{м}$	10	12	14	15	16	18	20	22	24	25	26	28	30
$F_r, \text{мм}$	10	10	12	14	15	15	16	18	20	22	24	26	25
$l, \text{Н}\cdot\text{м}$	0,8	0,6	0,5	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7

1. Принять толщину листа δ , равную катету углового шва, т. е. $\delta = k$. Длину фланговых швов $l_{\text{фл}}$ принять равной $0,5 l_l$.
2. Нагрузка спокойная.

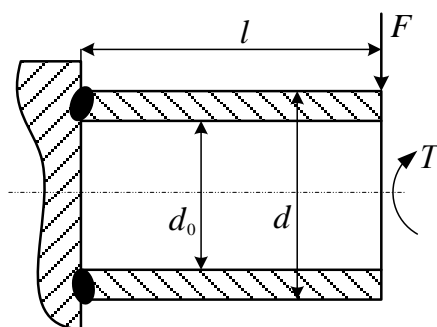
5.1.4. Рассчитать стыковой косой шов и определить угол наклона шва α , при котором достигается равнопрочное соединение с основным металлом. Сварка производится вручную электродом Э42А. Материал основного металла сталь Ст. 3. Нагрузка статическая F и толщина полосы δ приведены в таблице.



Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
F , кН	100	100	100	120	140	160	180	200	220	240	260	280	300
δ , мм	3	4	5	5	6	6	7	7	8	8	9	10	10

Недостающими данными задаться.

5.1.5. Рассчитать сварные швы соединения в тавр, нагруженное крутящим моментом T и изгибающей силой F . Материал сталь 45, сварка ручная электродом Э42А. Расчет произвести по данным, приведенным в таблице.



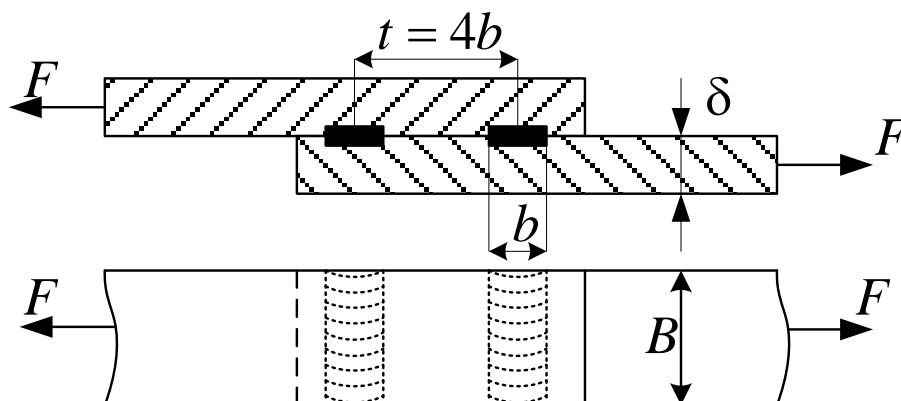
Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
T , Н·м	100	120	130	140	150	100	110	120	130	140	150	180	200
d , мм	50	60	70	80	90	50	60	70	80	90	90	90	80
l , м	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,4	0,5	0,6	0,7	0,8	0,9	0,5	0,6
Конструкция шва	уг	уг	уг	ст	ст	ст	ст	у	уг	ст	ст	уг	ст

1. Принять, что катет шва k мал в сравнении с размером детали d .
2. Нагрузка спокойная.

5.1.6. Для соединения толстостенных листов рассчитать:

1. Соединение ленточной контактной сваркой.
2. Клеевое соединение внахлестку клеем типа БФ.

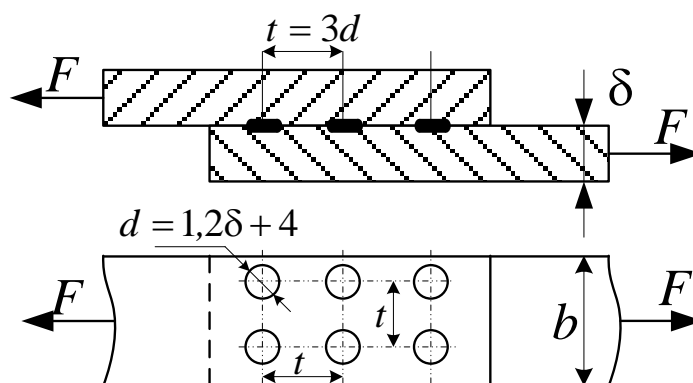
Для полученных конструкций соединений произвести сравнительный анализ.



Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
F_a , кН	3,5	4,0	4,2	4,4	4,6	4,5	4,3	5,0	5,5	5,8	6,0	6,2	6,5
δ , мм	1,5	2,0	2,2	2,5	2,8	3,0	3,2	—	—	—	—	—	—
b , м	—	—	—	—	—	—	—	90	95	85	100	100	110
Вид нагрузки	сп	пер	сп	пер	пер	сп	сп	пер	пер	пер	сп	пер	сп

1. Принять ширину ленточного шва $b = 1,2 \delta + 4$.
2. Недостающими размерами задаться.

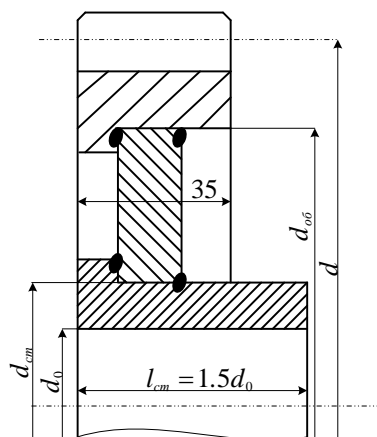
5.1.7. Для соединении тонкостенных листов рассчитать: 1. Соединения точечной контактной сваркой. 2. Клеевое соединение внахлестку клеем типа БФ. Для указанных конструкций соединений произвести сравнительный анализ.



Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
F_a , кН	3,5	4,0	4,2	4,5	5,2	5,5	5,8	6,0	–	–	–	3,0	3,2
δ , мм	1,5	1,8	2,0	2,2	2,5	3,0	3,0	3,2	1,5	1,8	2,0	–	–
β , м	–	–	–	–	–	–	–	–	80	80	90	70	80
Вид нагрузки	пер	пер	пер	ст	сп	пер	пер	сп	пер	пер	сп	сп	пер

1. Принять шаг сварных точек $t = 3d$, $d = 1,2\delta + 4$.
2. Недостающими данными задаться.

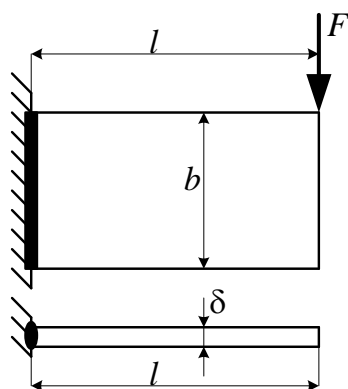
5.1.8. Рассчитать швы сварного прямозубого колеса. Нагрузка переменная. Материал соединяемых элементов сталь Ст. 3. Сварка производится электродом Э42. Крутящий момент T и размеры колеса приведены в таблице.



Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
T , Н·м	200	220	180	200	150	180	250	280	300	350	300	400	350
d , мм	30	30	25	25	20	20	28	32	32	35	35	40	40
d_{c8} , мм	250	300	280	290	230	260	280	300	340	360	300	380	400

1. Условная расчетная длина сварного шва, соединяющего обод колеса с диском, равна $l = 50 K$.
2. Принять $d_{об} = 0,9d$, $d_{cm} = 1,5d_0$. Нагрузка переменная.

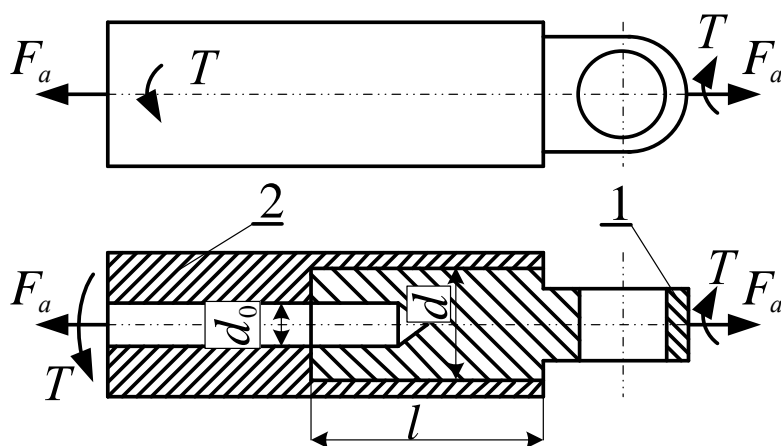
5.1.9. Рассчитать сварное соединение, работающее на изгиб от силы, приложенной на расстоянии l от заделки. Сварка ручная электродом Э42А. Материал соединяемых элементов сталь Ст.3. Значение толщины листов δ , силы F плеча l приведены в таблице.



Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
F , кН	30	25	20	20	25	22	21	28	24	15	10	18	15
l , м	0,8	0,7	0,6	0,7	0,8	0,7	0,9	0,8	0,5	0,5	0,8	0,6	0,5
δ , мм	0,8	0,6	0,5	0,8	0,7	0,6	0,5	0,4	0,4	0,5	0,5	0,6	0,7
Конструкция шва	<i>c</i>	<i>y</i>	<i>y</i>	<i>y</i>	<i>y</i>	<i>y</i>	<i>c</i>	<i>c</i>	<i>c</i>	<i>c</i>	<i>c</i>	<i>y</i>	<i>y</i>

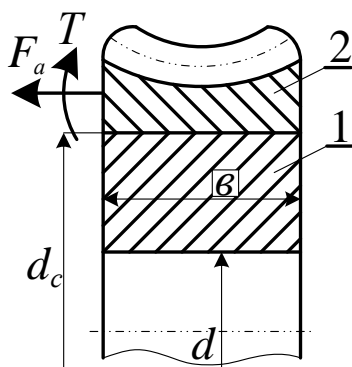
Здесь *c* – стыковой шов; *y* – угловой шов.

5.1.10. Рассчитать клеевое соединение проушины 1 с трубой 2 для крутящего момента T и растягивающей силы F_a . Клей типа ВК. Данные для расчета приведены в таблице.



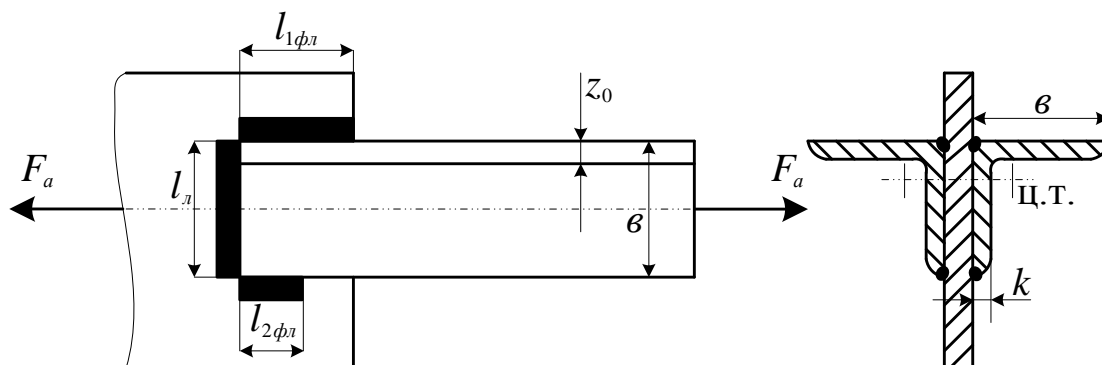
Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
T , Нм	140	150	100	170	180	190	200	210	220	230	240	250	250
F_a , кН	18	20	22	25	28	30	30	32	32	35	35	40	40
d , мм	20	25	30	35	40	45	50	50	52	55	55	60	60
d_0 , мм	10	10	12	15	18	18	20	20	22	22	25	25	25

5.1.11. Рассчитать клеевое соединение для соединения ступицы 1 и обода 2 червячного колеса. Клей типа БФ. Нагрузка спокойная. Данные для расчета приведены в таблице.



Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
T , Нм	300	–	–	370	380	390	400	450	450	450	–	–	–
F_a , кН	–	2,6	2,7	2,8	2,9	3,0	3,2	3,5	–	–	4,0	4,5	4,5
d_c , мм	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250	260	270
b , мм	30	30	35	–	–	–	–	–	45	50	52	55	60

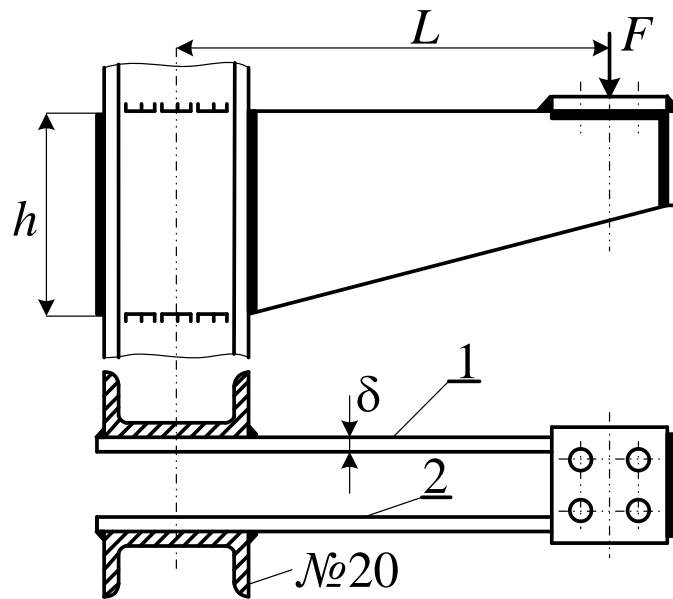
5.1.12. Рассчитать лобовой и фланговые швы сварного соединения двух уголков к косынке для растягивающей силы F_a . Материал уголков косынки сталь Ст. 3; сварка ручная электродом Э42А. Данные приведены в таблице.



Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
F , кН	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	92	92
Вид нагрузки	сп	сп	сп	пер	пер	пер	пер	сп	сп	пер	пер	сп	пер

Здесь сп – нагрузка спокойная; пер – нагрузка переменная.

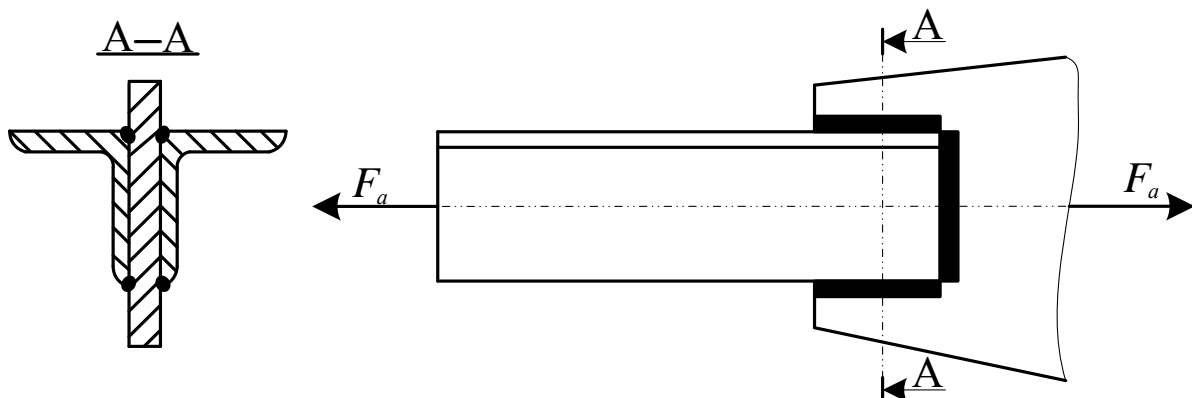
5.1.13. Определить размеры h и δ листов 1 и 2, прикрепленных к швеллерам колонны, и рассчитать сварные швы по данным, приведенным в таблице.



Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
F , кН	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	92	92
L , мм	$9 \cdot 10^2$	$9,5 \cdot 10^2$	10^3	$1,1 \cdot 10^3$	$1,2 \cdot 10^3$	$1,3 \cdot 10^3$	10^3	$1,1 \cdot 10^3$	$1,3 \cdot 10^3$	$1,5 \cdot 10^3$	$1,6 \cdot 10^3$	$1,3 \cdot 10^3$	$1,2 \cdot 10^3$

Недостающими данными задаться.

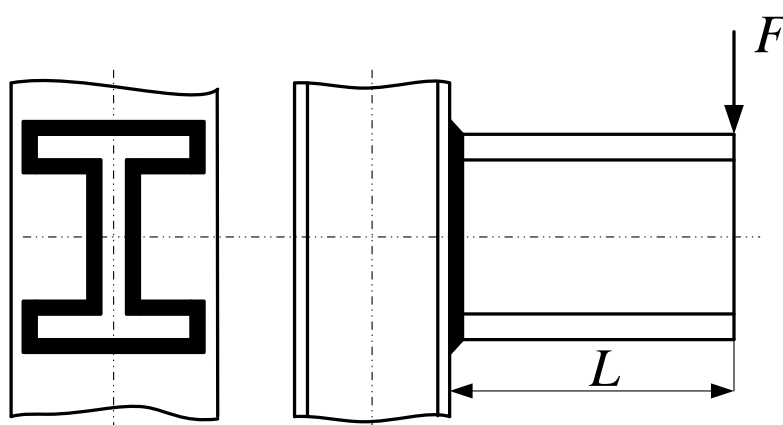
5.1.14. Рассчитать сварное соединение двух уголков с косынкой. На оба уголка действует растягивающая сила F_a , приведенная в таблице. Материал уголков и косынки сталь Ст. 3; сварка ручная.



Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
F_{σ} , кН	50	45	55	40	35	30	50	45	40	60	55	30	35

Недостающими данными задаться.

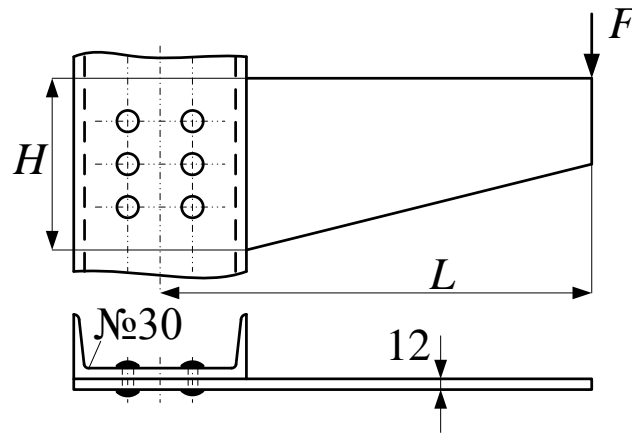
5.1.15. Рассчитать сварное соединение двутавровой банки, работающее на изгиб от силы F , приложенной на расстоянии L от заделки. Сварка ручная электродом Э-42А. Швы угловые. Материал соединяемых элементов сталь Ст. 3.



Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
F , кН	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	92	92
L , м	1,5	1,5	1,4	1,3	1,2	1,1	1,2	1,3	1,0	1,4	1,5	1,2	1,3

Недостающими данными задаться. Нагрузка спокойная.

5.1.16. Определить высоту косынки H , а также число и диаметр заклепок, соединяющих косынку со швеллерной балкой.

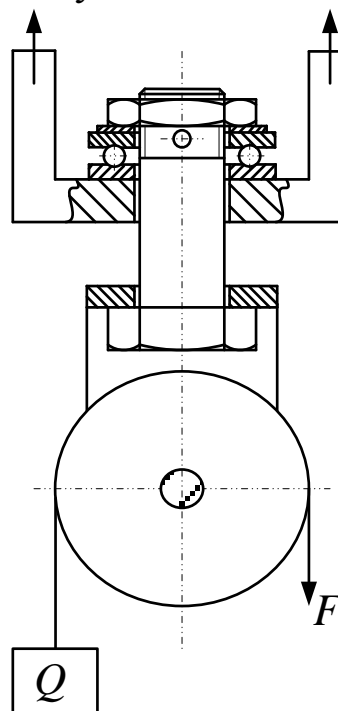


Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
F , кН	100	110	120	130	140	150	150	170	180	190	200	210	220
L , мм	350	370	390	410	430	450	470	500	450	440	490	680	400

Недостающими данными задаться.

5.2. Резьбовые соединения

5.2.1. Определить диаметр резьбы болта для крепления блока по заданной грузоподъемности и уточнить его по ГОСТу.

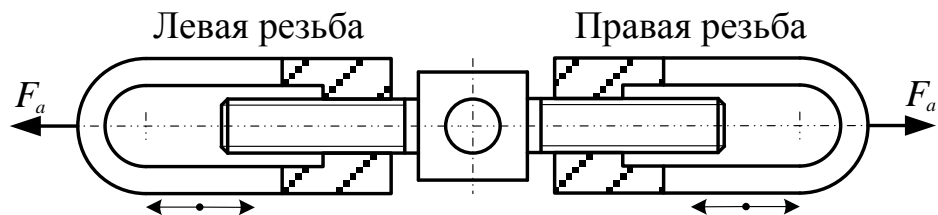


Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q , кН	10,5	11,5	10,75	12,0	13,0	22,5	23,5	30,75	31,5	11,0

Материал болтов класса прочности	3,6	4,6	4,8	5,6	3,6	4,6	4,9	5,6	5,9	3,6
----------------------------------	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----	-----

При расчете принять: нагрузка статическая; резьба метрическая с мелким шагом $[\sigma]_p = 0,6\sigma_T$.

5.2.2. Винтовая стяжка (талреп) имеет правую и левую метрическую резьбу с крупным шагом. Определить диаметр резьбы по максимальной осевой нагрузке F_a и уточнить его по ГОСТу.

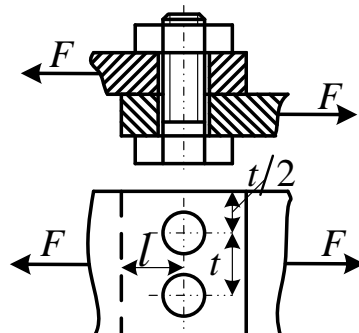


Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_a , кН	1,5	1,0	3,0	3,5	0,75	4,0	3,2	2,75	2,5	1,5
Материал болтов класса прочности	3,6	4,6	4,8	5,6	3,6	4,6	4,8	5,6	3,6	4,8

При расчете принять: затяжка неконтролируемая, нагрузка постоянная.

Требуемый коэффициент запаса прочности принять: $[n]=3$, для диаметра резьбы $d \geq 16$ мм и $[n]=5$ для $d < 16$ мм.

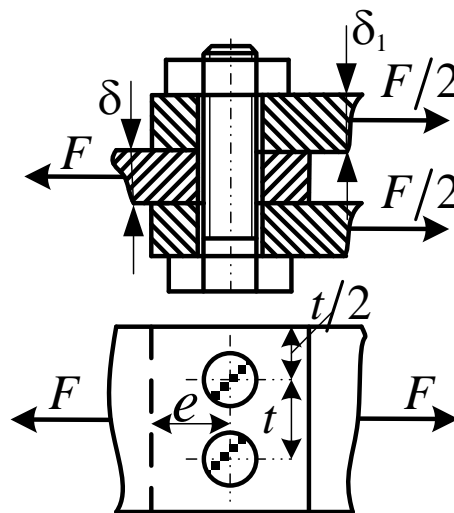
5.2.3. Спроектировать однорядное резьбовое соединение внахлестку, нагруженное силой F . Определить диаметр резьбы d и уточнить его по ГОСТу. Коэффициент трения $f = 0,20$; коэффициент нагрузки $K = 1,5$.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число болтов	2	3	3	2	4	3	2	4	2	3
F_a , кН	20	30	40	30	50	45	25	60	65	45
Материал болтов класса прочности	3,6	4,6	4,8	5,6	5,8	6,6	4,6	3,6	4,6	4,8

При расчете принять: толщина соединяемых деталей $\delta = 0,5d$; коэффициент прочности шва $k = 0,7$; шаг болтов $t = 3d$; $l = 1,7d$; $[\tau]_{cp} = 0,4\sigma_T$; $[\sigma]_p = 2[\tau]_{cp}$.

5.2.4. Спроектировать однорядное резьбовое соединение с двумя накладками, нагруженное силой F . Определить диаметр резьбы d и уточнить его по ГОСТу.



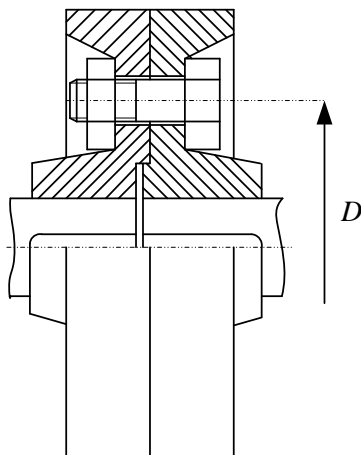
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число болтов	4	2	3	4	3	2	3	2	3	4
F , кН	60	35	45	55	45	30	60	30	60	60
Материал болтов класса прочности	3,6	4,6	4,8	5,6	5,8	6,6	4,6	3,6	4,6	4,8

При расчете принять: толщина соединяемых деталей $\delta = 0,5d$; $\delta_1 = 0,8d$; коэффициент прочности шва $k = 0,7$; шаг болтов $t = 3d$; $e = 1,7d$. Коэффициент трения $f = 0,20$; коэффициент нагрузки $K = 1,5$.

Допускаемые напряжения $[\tau] = 0,5[\sigma]_p$; $[\sigma]_p = \frac{\sigma_T}{[n]}$; $[n] = 2$.

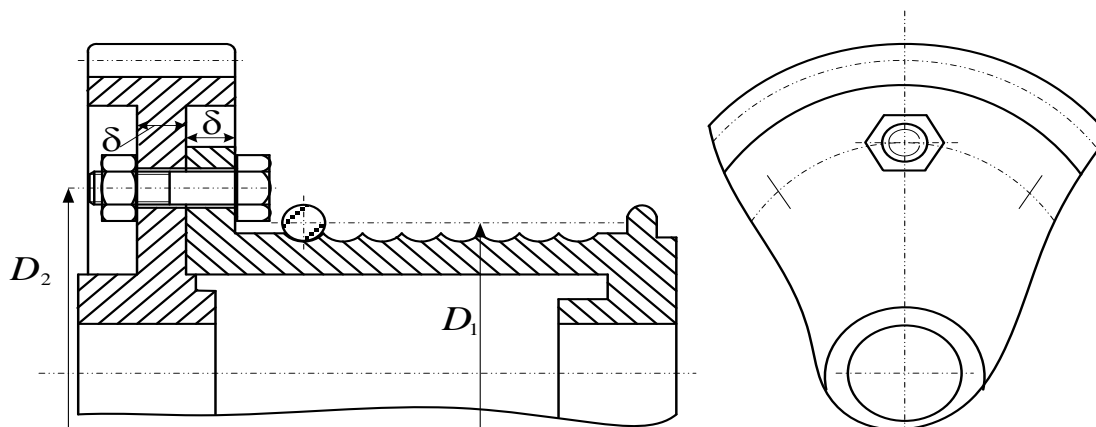
Тип А – болт поставлен с зазором; тип Б – болт поставлен без зазора.

5.2.5. Рассчитать болты фланцевой муфты. Передаваемая муфтой мощность P , угловая скорость вращения муфты (ω), диаметр окружности центров болтов D и число болтов z приведены в таблице по вариантам. Материал полумуфт – чугун. Задачу решить в двух вариантах: болты поставлены в отверстия с зазором; болты поставлены без зазора.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Число болтов (z)	6	6	6	6	6	8	8	8	8	8
P , кВт	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85
ω , c^{-1}	10	11	12	13	14	10	11	12	13	14
D , мм	200	205	210	215	220	225	230	235	240	245

5.2.6. Рассчитать болты, скрепляющие зубчатое колесо с барабаном лебедки. Грузоподъемность лебедки Q , диаметры D и D_1 заданы в таблице.

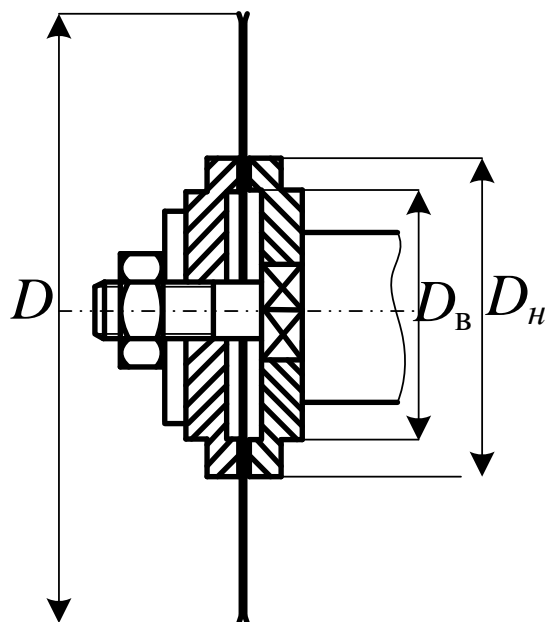


Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q , кН	12,0	12,5	12,0	2,5	3,0	3,0	2,0	1,5	2,0	2,5
D_2 , мм	250	250	300	300	350	350	400	400	250	250
D_1 , мм	400	400	450	450	500	500	550	550	400	400
Материал болтов класса прочности	3,6	4,6	4,8	5,6	5,8	6,8	5,8	5,6	4,8	4,6

При расчете принять: толщина соединяемых элементов $\delta = 0,5d$. Числом болтов z задаться в интервале (4–8). Коэффициент трения $f = 0,15$; коэффициент нагрузки $K = 1,5$. Допускаемые напряжения $[\tau] = 0,5[\sigma]_p$; $[\sigma]_p = \frac{\sigma_r}{[n]}$; $[n] = 3$. Задачу решить в двух вариантах: болты поставлены в отверстия с зазором; болты поставлены без зазора.

5.2.7. Круглая пила диаметром D закреплена на валу между двумя шайбами и удерживается от проворачивания силами трения, возникающими при затягивании гайки на конце вала. Материал вала – сталь 45.

Определить диаметр нарезанной части вала. Необходимые данные для расчета приведены в таблице по вариантам.

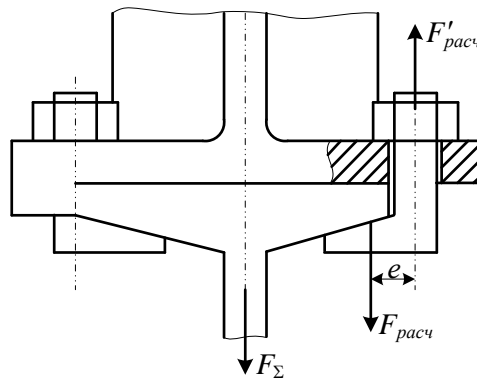


Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , Н	12,0	12,5	12,0	2,5	3,0	3,0	2,0	1,5	2,0	2,5
D , мм	550	550	400	400	500	500	500	750	750	800

D_B , мм	70	75	80	85	90	95	100	105	110	120
D_H , мм	110	115	120	125	130	135	140	135	150	160
f	0,09	0,09	0,1	0,1	0,11	0,15	0,15	0,1	0,12	0,15

f – коэффициент трения между пилой и прижимными планками.
 F – сопротивление резанию.

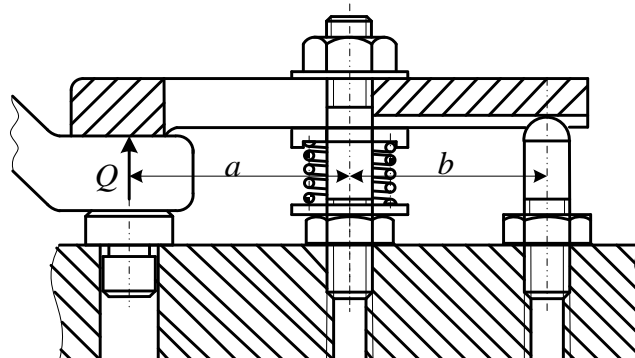
5.2.8. Определить диаметр резьбы и уточнить его по ГОСТу.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F_{Σ} , кН	2,0	2,0	2,5	2,5	3,0	3,0	3,5	3,5	3,0	2,5
e , мм	$0,4d$	$0,4d$	$0,2d$	$0,2d$	$0,3d$	$0,5d$	$0,5d$	$0,5d$	$0,4d$	$0,3d$
z	2	2	4	4	2	2	2	4	4	4
Материал болтов класса прочности	3,6	3,6	4,6	4,6	4,8	4,8	5,6	5,6	5,8	5,6

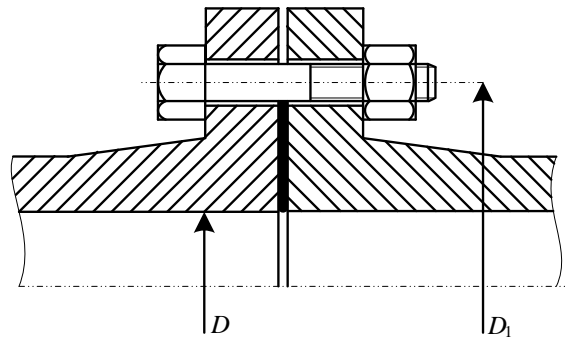
При расчете принять: допустимое напряжение растяжения $[\sigma]_p = 0,6\sigma_T$; расчетная нагрузка на болт принять $F_{расч} = F_{\Sigma} / z$.

5.2.9. Определить диаметр шпильки станочного прихвата.



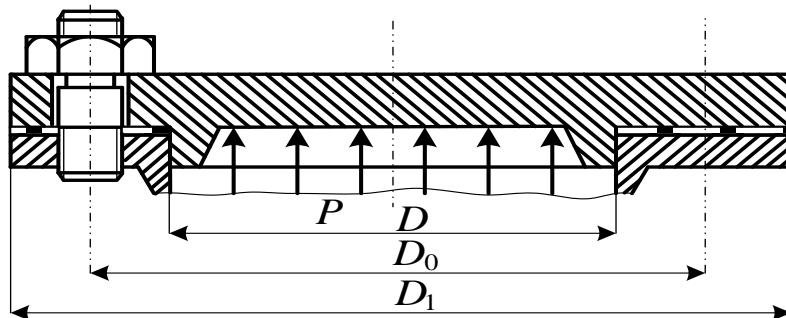
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Q , кН	5,0	5,1	5,2	5,3	5,4	5,5	5,6	5,7	5,8	5,9
a , мм	120	180	160	150	170	180	140	190	200	120
b , мм	160	160	180	180	200	200	150	170	170	120

5.2.10. Рассчитать болты фланцевого соединения водопроводных труб. Давление воды внутри труб по манометру p , диаметр труб D и диаметр окружности центров болтов D_1 приведены по вариантам. Недостающими данными задаться. Z – число болтов.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p , мН/м ²	0,6	0,7	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5
D , мм	160	170	180	190	200	210	220	230	240	250
D_1 , мм	260	270	280	290	300	310	320	330	340	350
Z , шт.	6	8	10	6	8	10	8	6	8	8

5.2.11. Рассчитать шпильки, которыми крышка прикреплена к паровому цилиндру. Давление в цилиндре p , внутренний диаметр цилиндра D и наружный диаметр крышки D_1 даны в таблице. Недостающими данными задаться.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
---------	---	---	---	---	---	---	---	---	---	----

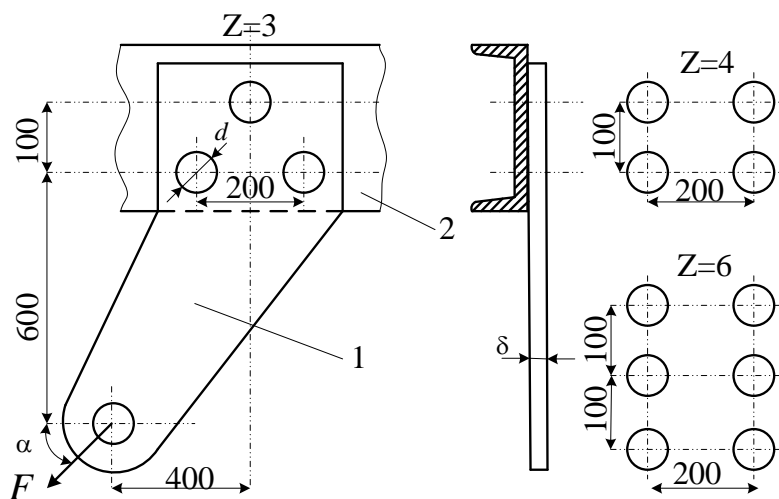
p , МПа	0,42	0,42	0,44	0,44	0,46	0,46	0,5	0,5	0,52	0,52
D , мм	310	320	310	320	330	340	330	340	350	360
D_1 , мм	410	420	410	420	430	440	430	440	450	460
Z , шт.	6	6	6	8	8	8	10	10	10	12
Материал болтов класса прочности	3,6	3,6	4,6	4,6	4,8	4,8	5,6	5,6	5,8	5,6

При расчете принять: по условию герметичности: при мягкой прокладке

$K_{зам.} = (1,3...2,5)$; при металлической плоской прокладке $K_{зам.} = (2...5)$.

Коэффициент внешней нагрузки $\chi = 0,45$. Допускаемое напряжение растяжения $[\sigma]_p = 0,6\sigma_T$.

5.2.12. Рассчитать болты, которыми полоса 1 прикреплена к швеллеру 2 по данным таблицы.

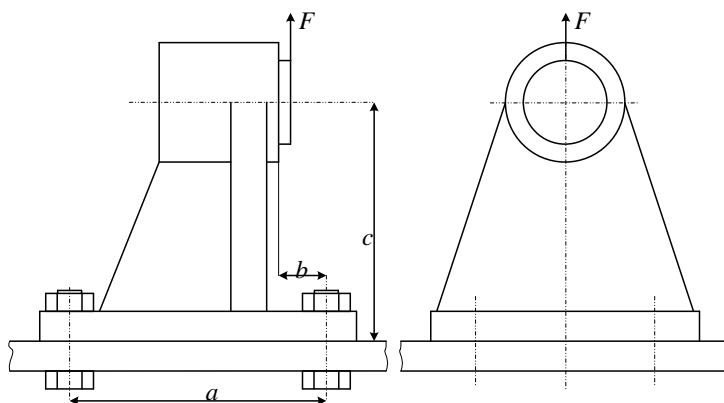


Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	12	14	16	18	20	12	15	16	14	20
α°	90	45	90	45	0	90	45	0	90	45
Z , шт.	3	3	6	6	4	4	3	4	6	4
Материал болтов класса прочности	3,6	3,6	4,6	4,6	4,8	4,8	5,6	5,6	5,8	5,6

При расчете принять: толщина соединяемых элементов $\delta = 0,5d$. Коэффициент трения $f = 0,15$; коэффициент нагрузки $K = 1,5$. Допус-

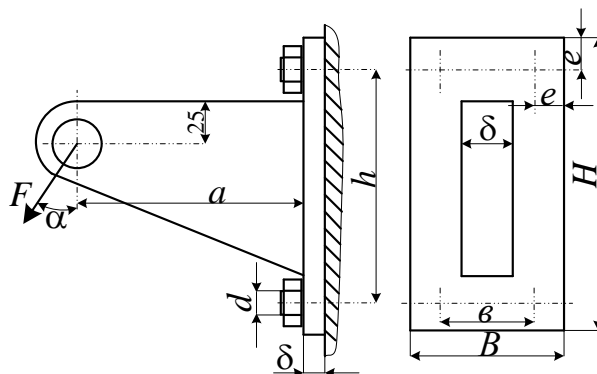
каемые напряжения $[\tau]=0,5[\sigma]_p$; $[\sigma]_p = \sigma_T / [n]$; $[n]=2$. Задачу решить в двух вариантах: болты поставлены в отверстия с зазором; болты поставлены без зазора.

5.2.13. Рассчитать болты, которыми стойка прикреплена к плите, по данным таблицы.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	6,0	7,0	8,0	9,0	10	7,0	8,0	6,0	9,0	10
a , м	0,30	0,35	0,40	0,36	0,32	0,34	0,40	0,42	0,44	0,46
b , м	0,02	0,04	0,06	0,08	0,10	0,12	0,02	0,04	0,06	0,08
c , м	0,20	0,25	0,30	0,32	0,34	0,36	0,38	0,22	0,24	0,26
Z , шт.	4	4	4	6	6	6	4	4	6	6
Материал болтов класса прочности	3,6	3,6	4,6	4,6	4,8	4,8	5,6	5,6	5,8	5,6

5.2.14. Определить размеры B и H опорной плиты с учетом допустимого давления на колонну $[p] \leq 3-4 \text{ Н/мм}^2$ и диаметр болтов d крепления плиты.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	6,0	6,5	7,0	7,5	8,0	8,0	7,5	7,0	6,5	6,0

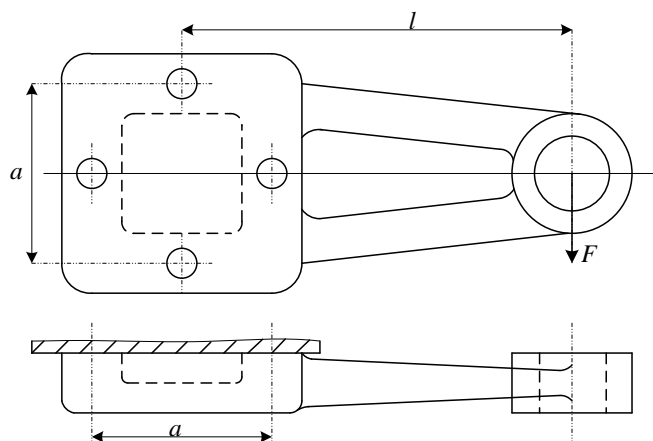
α°	90	45	45	0	0	0	90	90	45	45
a , м	0,3	0,35	0,3	0,32	0,34	0,35	0,32	0,34	0,4	0,28
H	2 В	2 В	1 В	1 В	2 В	1 В	2 В	1 В	1 В	1 В
Материал болтов класса прочности	3,6	3,6	4,6	4,6	4,8	4,8	5,6	5,6	5,8	5,6

При расчете принять:

1. Коэффициент затяжки $K_{зам.} = 2$ коэффициент внешней нагрузки $\chi = 0,3$;

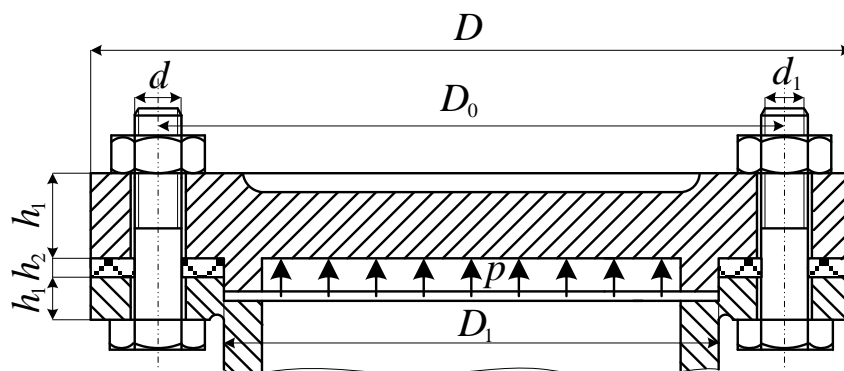
$e = d$. Допускаемое напряжение на растяжение болта $[\sigma]_p = 0,6\sigma_T$.

5.2.15. Кронштейн крепится к колонке 4 болтами, поставленными в отверстие с зазором. Определить диаметры болтов. Материал болтов – сталь Ст. 3; затяжка болтов не контролируется; f – коэффициент трения на стыке.



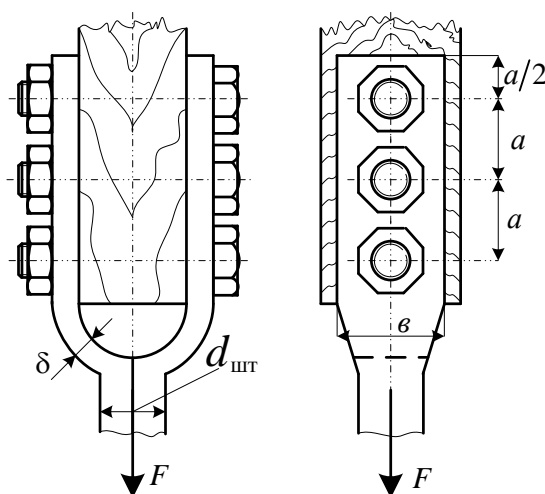
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	0,8	0,9	1,0	1,1	1,2	1,3	1,4	1,5	1,6	1,7
f	0,1	0,12	0,13	0,14	0,15	0,15	0,14	0,13	0,15	0,15
a , мм	300	310	320	330	340	350	360	370	380	400
l , мм	800	780	750	700	700	750	650	600	700	750

5.2.16. Рассчитать болты, соединяющие крышку с цилиндрическим сосудом для сжатого воздуха. Давление воздуха в цилиндре по манометру p^1 , наружный диаметр центрирующего выступа и внутренний диаметр прокладки D_1 , наружный диаметр крышки фланца цилиндра и прокладки D приведены в таблице по вариантам. Недостающими данными задаться.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
p , МПа	0,42	0,42	0,44	0,44	0,46	0,46	0,5	0,5	0,52	0,52
D , мм	475	485	495	505	515	525	535	545	555	565
D_1 , мм	340	350	360	370	380	390	400	410	420	430
Z , шт.	6	8	10	6	8	10	12	12	12	12

5.2.17. Стальная штанга соединена с деревянным брусом с помощью болтов и нагружена растягивающей силой F_p . Определить диаметр болтов и размеры штанги, $d_{шт}$ и v и δ . Материал болтов и штанги – сталь Ст. 3, $[\sigma]_{см} = 6,0 \text{ Н/мм}^2$ (для дерева), $f = 0,3$ (коэффициент трения); $a = 3d$, где d – диаметр болта.

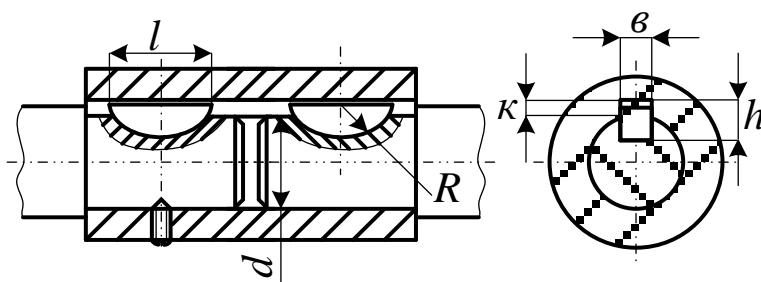


Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	1,5	2,0	2,5	3,0	2,5	4,0	5,0	4,5	3,5	3,2
Z , шт.	3	3	4	4	3	4	6	6	4	4

5.3. Шпоночные, шлицевые, штифтовые и профильные соединения

5.3.1. Подобрать по ГОСТу сегментные шпонки для втулочной муфты и проверить их на прочность. Передаваемый момент T и диа-

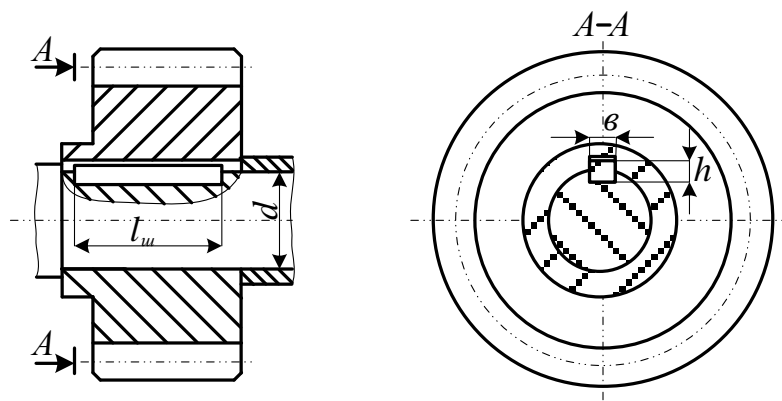
метр вала d даны в таблице. Нагрузка спокойная. Материал муфты сталь.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Нм	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340
d , мм	32	34	35	38	40	42	44	46	48	50

1. Материалом шпонки задаться.
2. Шпоночное соединение выполняется неподвижным.

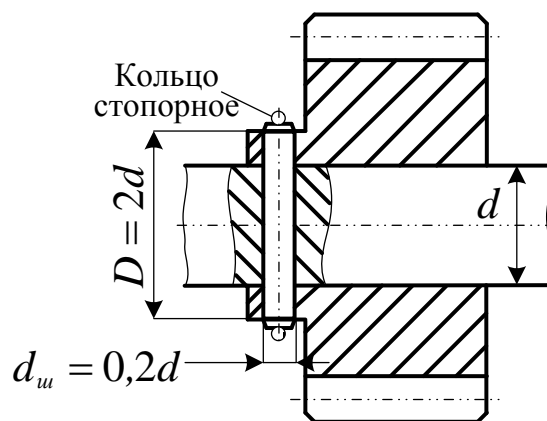
5.3.2. Подобрать по ГОСТу призматическую шпонку и проверить ее на прочность. Диаметр вала d и момент T , передаваемый валом, даны в таблице.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Нм	230	240	260	260	270	280	290	300	310	320
d , мм	25	28	30	32	34	35	38	40	42	45

1. Соединение может выполняться как подвижным, так и неподвижным, с концами шпонок плоскими или скругленными.
2. Для неподвижных соединений, выполненных из стали, принимают $[\sigma]_{cm} = 150$ МПа, а для подвижных – $[\sigma]_{cm} = 50$ МПа.

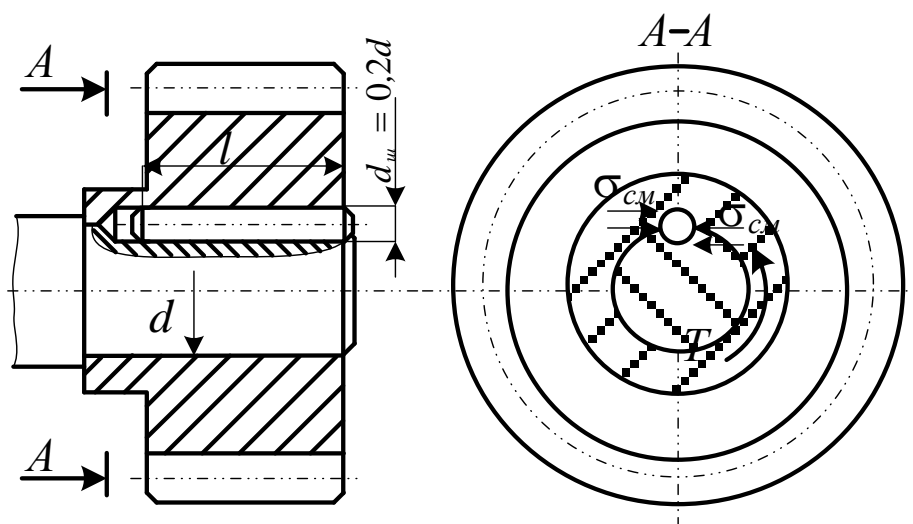
5.3.3. Рассчитать цилиндрический штифт крепления шестерни на валу. Диаметр вала d и передаваемый момент T даны в таблице.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Нм	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150
d , мм	25	28	30	32	35	38	40	42	45	48

1. Допускаемые напряжения для сталей принять равными: $[\tau]_{cp} = (60...80)$ МПа; $[\sigma]_{cm} = (100...150)$ МПа.

5.3.4. Рассчитать соединение с цилиндрической шпонкой (штифтом), используемой для крепления зубчатого колеса на конце вала диаметром d передачи вращающего момента T . Данные для расчета приведены в таблице.

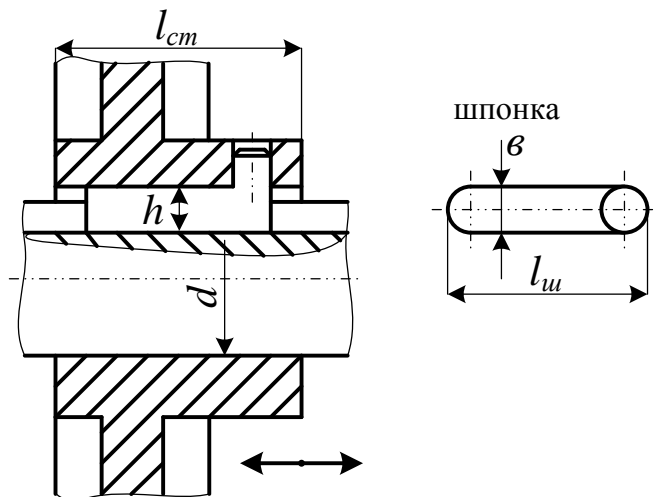


Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Нм	40	42	43	45	46	48	50	52	54	56
d , мм	20	22	24	25	26	28	30	32	34	35

1. Допускаемые напряжения для сталей принять равными $[\tau]_{cp} = 70$ МПа; $[\sigma]_{cm} = 120$ МПа.

2. Цилиндрическая шпонка установлена в отверстие с натягом.

5.3.5. Проверить на срез и смятие подвижное шпоночное соединение, материал вала и ступицы – сталь 45. Вращающий момент T и диаметр вала d даны в таблице.

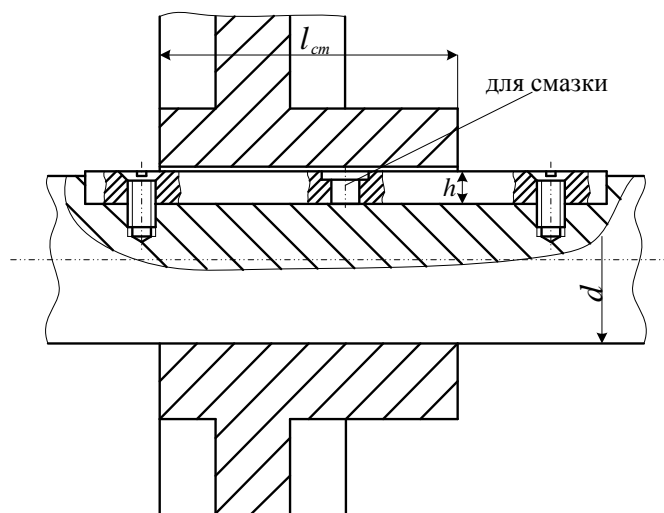


Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Нм	30	35	40	42	45	48	50	52	54	56
d , мм	20	22	24	25	26	28	30	32	34	35

1. Допускаемые напряжения для сталей принять равными $[\tau]_{ср} = 50$ МПа; $[\sigma]_{см} = 100$ МПа.

2. Длину ступицы определить конструктивно после расчета шпоночного соединения.

5.3.6. Проверить на срез и смятие подвижное шпоночное соединение. Материал вала и ступицы – сталь 45. Вращающий момент T и диаметр вала d даны в таблице.

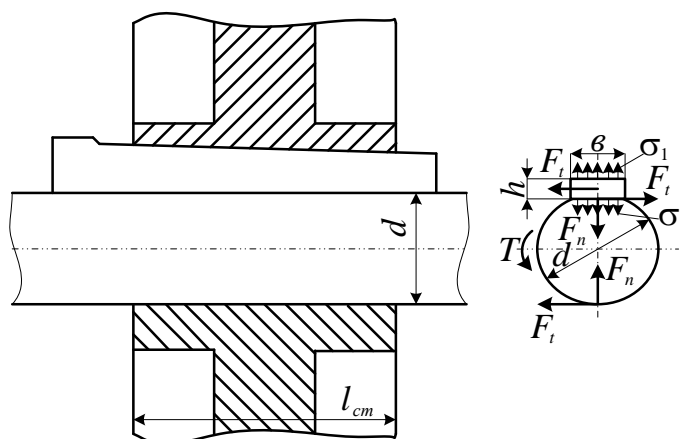


Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Нм	35	40	45	50	60	65	70	72	74	56
d , мм	20	22	24	25	26	28	30	32	34	35

1. Допускаемые напряжения для сталей принять равными:
 $[\tau]_{cp} = 60$ МПа; $[\sigma]_{cm} = 120$ МПа.

2. Длину ступицы определять конструктивно после расчета шпоночного соединения.

5.3.7. Рассчитать на прочность соединение, выполненное с помощью фрикционной шпонки. Материал вала и ступицы – сталь 45. Передаваемый момент T и диаметр вала d даны в таблице.

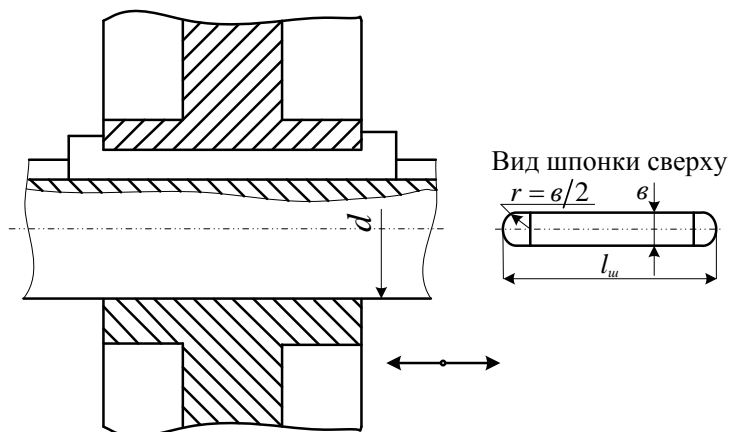


Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Нм	70	72	74	75	78	80	82	84	86	88
d , мм	20	22	24	25	26	28	30	32	34	35

1. Принять для сталей $\sigma_1 = 40 \dots 50$ МПа; $f = 0,13 \dots 0,18$.

2. Недостающими данными задаться.

5.3.8. Проверить подвижное шпоночное соединение. Материал вала и ступицы – сталь 40Х. Вращающий момент T и диаметр вала d даны в таблице.

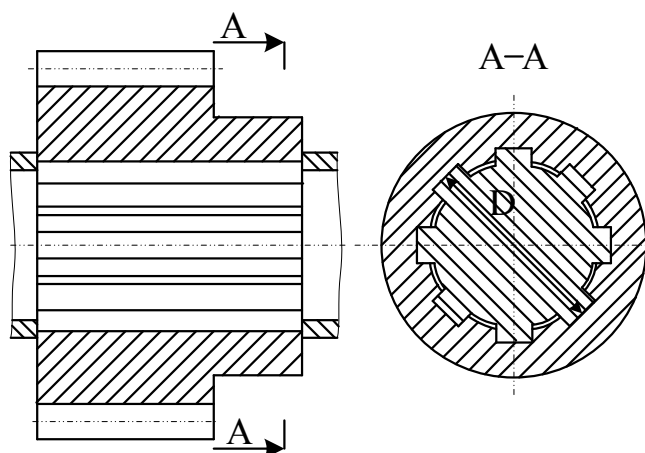


Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Нм	50	60	70	75	75	80	80	85	86	90
d , мм	25	30	35	40	42	44	45	46	48	50

1. Допускаемые напряжения для сталей принять: $[\tau]_{cp} = 70$ МПа; $[\sigma]_{cm} = 140$ МПа.

2. Недостающими данными задаться.

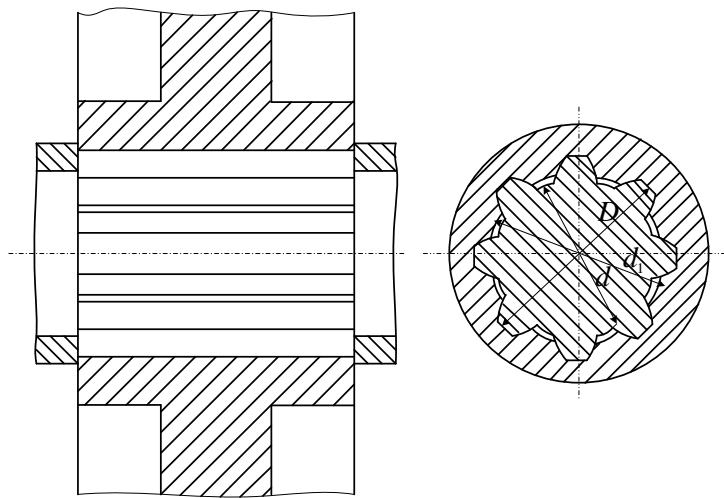
5.3.9. Подобрать прямобочное шлицевое соединение для зубчатого колеса с валом. Материал вала и зубчатого колеса – сталь 50. Вращающий момент T и диаметр вала D даны в таблице.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Нм	180	200	200	200	210	220	250	280	290	310
D , мм	32	34	35	36	38	40	42	45	46	46

1. Допускаемые напряжения для сталей принять равными $[\sigma]_{см} = 80$ МПа.
2. Недостающими размерами задаться.

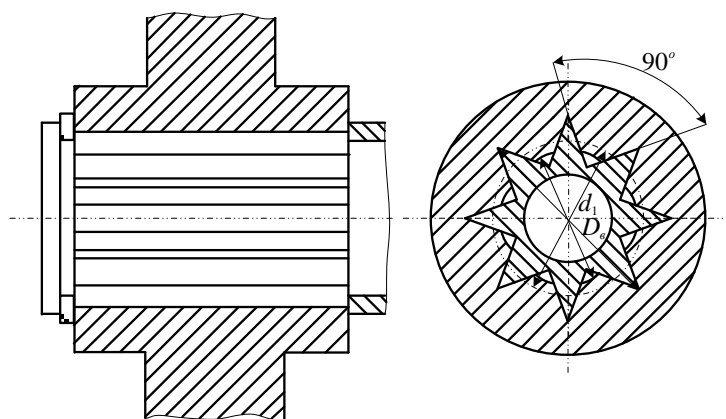
5.3.10. Подобрать эвольвентное шлицевое соединение для ступицы с валом. Материал вала и ступицы – сталь 50. Вращающий момент T и диаметр вала D даны в таблице. Делительный диаметр d_1 определить.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Нм	150	150	150	180	180	200	220	230	240	250
D , мм	20	22	25	28	30	32	35	38	40	42
m , мм	1,5	1,5	1,5	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	2,5

1. Допускаемое напряжение для сталей принять равным $[\sigma]_{см} = 100$ МПа.
2. Недостающими данными задаться.

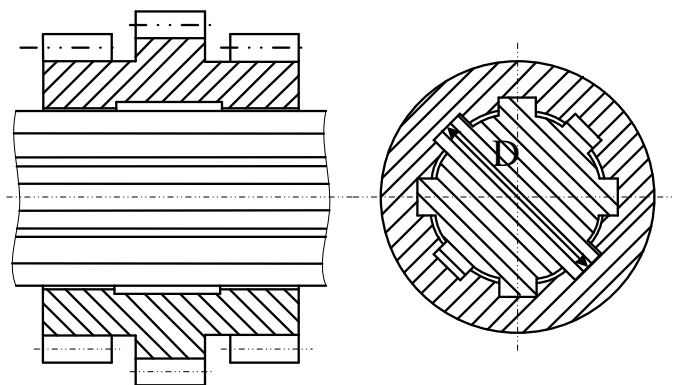
5.3.11. Рассчитать треугольное шлицевое соединение для ступицы с валом. Вращающий момент T , модуль m и диаметр вала D даны в таблице. Материал вала и ступицы сталь 40Х.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Нм	80	90	100	100	110	120	120	130	140	150
D , мм	20	22	25	28	30	32	35	38	40	42
m , мм	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,0	1,5	1,5	1,5

1. Допускаемое напряжение для сталей принять равным $[\sigma]_{см} = 80$ МПа.
2. Недостающими размерами задаться.

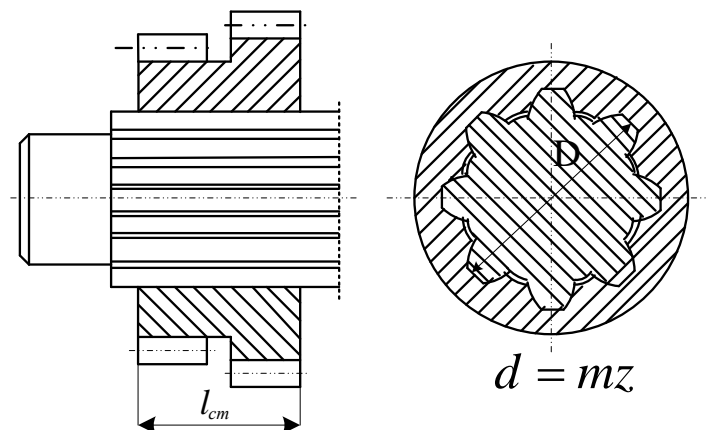
5.3.12. Подобрать подвижное прямоугольное шлицевое соединение для блока шестерен с валом. Материал вала и зубчатого колеса – сталь 45. Вращающий момент T и диаметр вала D даны в таблице.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Нм	40	50	55	60	65	70	75	80	85	90
D , мм	16	20	22	23	25	28	30	32	36	38

1. Допускаемое напряжение для стальных деталей принять $[\sigma]_{см} = 40$ МПа.
2. Недостающими размерами задаться.

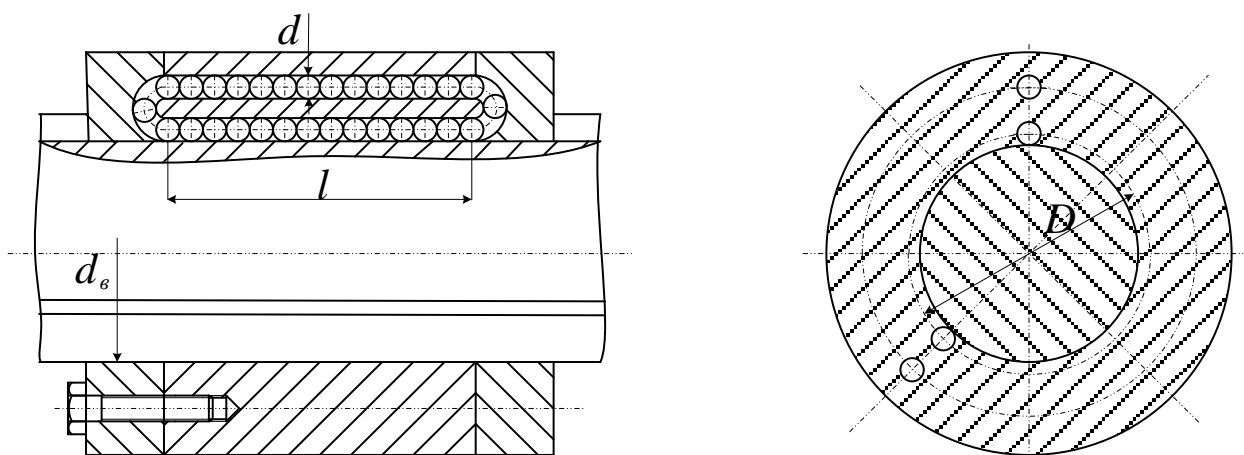
5.3.13. Подобрать по ГОСТу эвольвентное подвижное соединение блока шестерен с валиком коробки скоростей и проверить его на прочность. Диаметр вала D и передаваемый вращающий момент T даны в таблице.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Нм	180	200	220	220	250	250	250	300	320	350
D , мм	30	32	35	38	40	42	45	50	50	55
m , мм	2,0	2,0	2,0	2,0	2,5	2,5	2,5	2,5	2,0	2,5

1. Допускаемое напряжение для сталей принять равным $[\sigma]_{cm} = 100$ МПа.
2. Недостающими данными задаться.

5.3.14. Определить момент T , который может передать подвижное шариковое шлицевое соединение из закаленных сталей. Диаметр вала d и число шлиц z приведены в таблице.



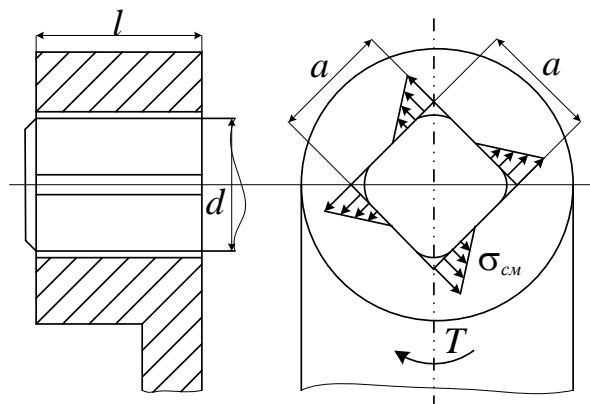
Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Z , шт.	20	22	25	28	30	32	35	38	40	42

d , мм	3	3	3	3	3	4	4	4	4	4
----------	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

1. Принять радиусы профиля канавок на 3 % больше радиуса шариков d . Профиль канавок полукруглый. Рабочая длина $l = 1,5d$, диаметр шариков $d = 0,2 d_в$.

2. Недостающими данными задаться.

5.3.15. Проверить работоспособность профильного соединения, служащего для передачи вращающего момента T . Материал соединяемых деталей – сталь 45. Значения вала d и вращающего момента T приведены в таблице.

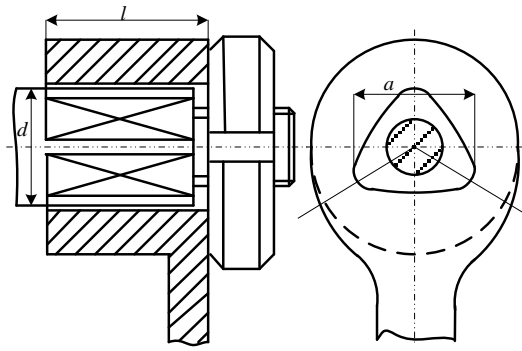


Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
d , мм	20	22	25	28	30	32	32	35	35	38	38	40	40
T , Н·м	250	280	280	290	300	310	320	330	350	370	380	390	400

1. Принять $l = 1,5d$, $a = 0,75d$.

2. Недостающими данными задаться.

5.3.16. Проверить работоспособность профильного соединения, служащего для передачи вращающего момента T . Материал соединяемых деталей – сталь 45. Значения вала d и вращающего момента T приведены в таблице.



Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
d , мм	50	50	50	60	60	80	80	90	90	100	100	110	110
T , Н·м	250	280	280	290	300	310	320	330	350	370	380	390	400

1. Принять $l = 1,5d$, $a = d$.
2. Недостающими данными задаться.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

Учебное пособие в соответствии с программой дисциплины «Детали машин и основы конструирования» охватывает ряд общих вопросов конструирования, теорию и расчет различных типов соединений.

Изложение некоторых вопросов расширено по сравнению с другими источниками и включает дополнения, предназначенные, с одной стороны, для студентов, желающих углубить свои знания самостоятельно, а с другой – для выполнения расчетов при курсовом проектировании по специальным заданиям.

Все расчеты изложены по единой методике, в основу которой положены главные критерии работоспособности. При написании или выводе расчетных формул опускаются промежуточные преобразования в тех случаях, когда это не мешает объяснению физического смысла и когда изучающие сами могут выполнить эти преобразования.

ЛИТЕРАТУРА

1. Детали машин: учебник / под. ред. О.А. Ряховского. – 3-е изд., перераб. и доп. – М.: Изд-во МГТУ, 2007. – 520 с.
2. Дунаев, П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учеб. пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. – 7-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 2006. – 447 с.
3. Иванов, М.Н. Детали машин: учебник / М.Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 1990. – 336 с.
4. Кибзун, А. Теория вероятностей и математическая статистика. Базовый курс с примерами и задачами: учеб. пособие / А. Кибзун, Е. Горяинова, А. Наумов. – М.: ФИЗМАТЛИТ, 2007. – 232 с.
5. Решетов, Д.Н. Детали машин: учебник / Д.Н. Решетов. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
6. Шелофаст, В.В. Основы проектирования машин / В.В. Шелофаст. – М.: АПМ, 2004. – 472 с.

ПРИЛОЖЕНИЯ

Приложение А

Титульный лист расчетно-графической работы (рекомендуемое)

Министерство сельского хозяйства
Федеральное государственное бюджетное образовательное
учреждение высшего образования
«Красноярский государственный аграрный университет»
Институт инженерных систем и энергетики

Кафедра «Общеинженерные дисциплины»

Дисциплина «Детали машин и основы конструирования»
(наименование дисциплины)

РАСЧЕТНО-ГРАФИЧЕСКАЯ РАБОТА

на тему «Расчет соединений деталей машин общего назначения»

00.00.00.00.ПЗ

(обозначение документа)

Выполнил
студент группы

(подпись)

(Ф.И.О.)

Принял
(Ученое звание, степень
или должность)

(подпись)

(Ф.И.О.)

Красноярск 20__

Приложение Б

Лист задания на расчетно-графическую работу (рекомендуемое)

**Красноярский государственный аграрный университет
Институт управления инженерными системами
Кафедра «Общеинженерные дисциплины»**

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ № 1-1

На выполнение расчетно-графической работы по дисциплине
«Детали машин и основы конструирования»

Студенту _____ группы
(Фамилия И.О.)

Тема задания «Соединения» на расчетно-графическую работу

Перечень представляемых материалов по результатам выполненной работы:

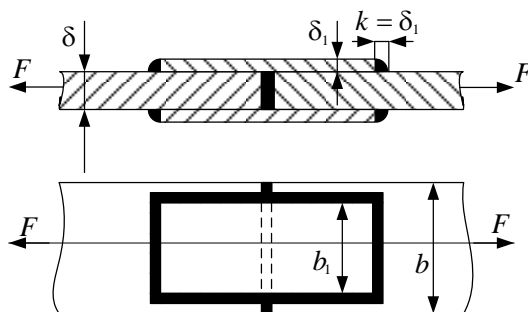
- 1. Расчетные материалы со всеми необходимыми расчетами, схемами, поясняющими рисунками и выводами по результатам расчета.**
- 2. Оформление материалов выполнить согласно требованиям ЕСКД (ISO).**

Дата выдачи задания «_____» _____ 200 г.

Срок окончания работы «_____» _____ 200 г.

Руководитель _____ / _____ /
Подпись Ф. И. О.

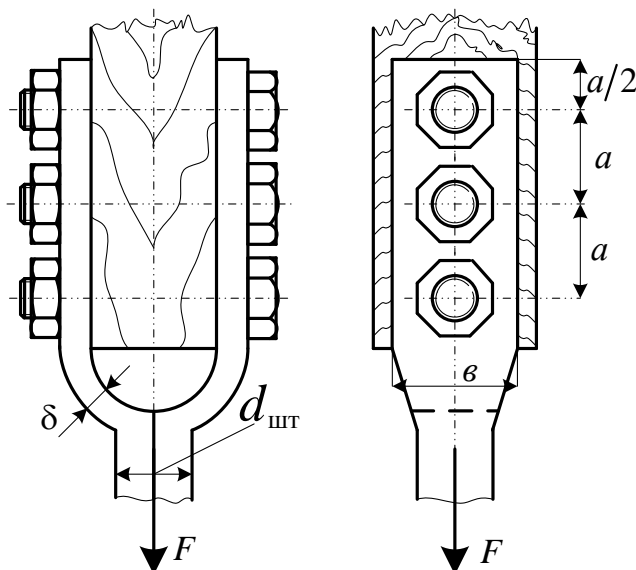
Задача № 1. Рассчитать стыковой шов, усиленный двумя накладками. Сварка ручная электродом Э42Л. Материал сталь Ст. 3. Величина передаваемой нагрузки F , толщина полосы δ и накладок δ_1 приведены в таблице.



Величина	Вариант												
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
F , кН	200	100	120	140	150	160	170	180	180	190	190	200	210
δ , мм	10	5	6	7	8	8	8	9	9	89	10	9	9
δ_1 , мм	7	3	3	3	4	4	5	5	6	6	6	7	7

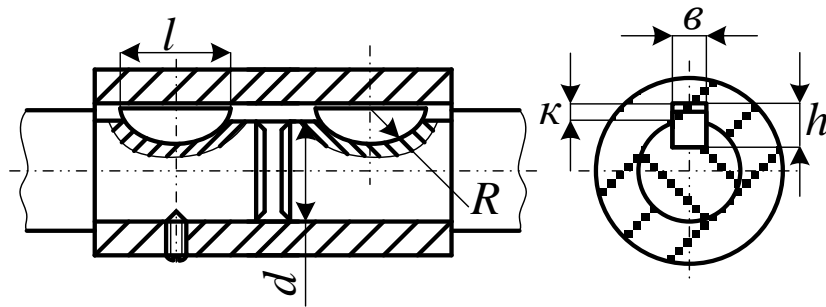
1. Недостающими данными задаться.
2. Нагрузка статическая.

Задача № 2. Стальная штанга соединена с деревянным брусом с помощью болтов и нагружена растягивающей силой F_p . Определить диаметр болтов и размеры штанги, $d_{шт}$ и b и δ . Материал болтов и штанги – сталь Ст. 3, $[\sigma]_{см} = 6,0 \text{ Н/мм}^2$ (для дерева), $f = 0,3$ (коэффициент трения); $a = 3d$, где d – диаметр болта.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
F , кН	1,5	2,0	2,5	3,0	2,5	4,0	5,0	4,5	3,5	3,2
Z , шт.	3	3	4	4	3	4	6	6	4	4

Задача № 3. Подобрать по ГОСТу сегментные шпонки для втулочной муфты и проверить их на прочность. Передаваемый момент T и диаметр вала d даны в таблице. Нагрузка спокойная. Материал муфты сталь.



Вариант	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
T , Нм	250	260	270	280	290	300	310	320	330	340
d , мм	32	34	35	38	40	42	44	46	48	50

1. Материалом шпонки задаться.
2. Шпоночное соединение выполняется неподвижным.

Примеры библиографических записей
(справочное)

ОДНОТОМНЫЕ ИЗДАНИЯ

Агафонова, Н. Н. Гражданское право [Текст]: учеб. пособие для вузов / Н.Н. Агафонова, Т.В. Богачева, Л. И. Глушкова; под. общ. ред. А.Г. Калпина; М-во общ. и проф. образования РФ, Моск. гос. юрид. акад. – Изд. 2-е, перераб. и доп. – М.: Юристъ, 2002. – 542 с.

Семенов, В.В. Философия: итог тысячелетий. Философская психология [Текст] / В.В. Семенов; Рос. акад. наук, Пушин. науч. центр, Ин-т биофизики клетки, Акад. проблем сохранения жизни. – Пушино: ПНЦ РАН, 2000. – 64, [3] с. С. 60–65.

Российская Федерация. Президент (2000 – ; В.В. Путин). Послание Президента Российской Федерации Федеральному Собранию Российской Федерации [Текст]: (о положении в стране и основных направлениях внутр. и внеш. политики государства). – М.: [б. и.], 2001. – 46, [1] с.

Российский профсоюз работников судостроения. Устав общественной общероссийской организации «Российский профсоюз работников судостроения» – РПРС [Текст]: принят учред. конф. 17 дек. 1991 г.: изм. и доп. внес. I съездом профсоюза 22 дек. 1995 г., II съездом профсоюза 15 дек. 2000 г. – М.: ПрофЭко, 2001. – 43, [5] с.

«Воспитательный процесс в высшей школе России», межвузовская науч.-практическая конф. (2001; Новосибирск). Межвузовская научно-практическая конференция «Воспитательный процесс в высшей школе России», 26–27 апр. 2001 г. [Текст]: [посвящ. 50-летию НГАВТ: материалы] / редкол.: А.Б. Борисов [и др.]. – Новосибирск: НГАВТ, 2001. – 157 с.; 21 см. – В надзаг.: Мэрия г. Новосибирска, Новосиб. обл. отд-ние Междунар. ассоц. по борьбе с наркоманией и наркобизнесом, Новосиб. гос. акад. вод. трансп. – 300 экз.

Законодательные материалы

Российская Федерация. Конституция (1993). Конституция Российской Федерации [Текст]: офиц. текст. – М.: Маркетинг, 2001. – 39, [1] с.

Правила

Правила безопасности при обслуживании гидротехнических сооружений и гидромеханического оборудования энергоснабжающих

организаций [Текст]: РД 153-34.0-03.205–2001: утв. М-вом энергетики Рос. Федерации 13.04.01: введ. в действие с 01.11.01. – М.: ЭНАС, 2001. – 158, [1] с.

Стандарты

ГОСТ Р 517721–2001. Аппаратура радиоэлектронная бытовая. Входные и выходные параметры и типы соединений. Технические требования [Текст]. – Введ. 2002–01–01. – М.: Изд-во стандартов, 2001. – IV, 27 с.

Патентные документы

Пат. 2187888 Российская Федерация, МПК⁷ Н 04 В 1/38, Н 04 J 13/00. Приемопередающее устройство [Текст] / Чугаева В. И.; заявитель и патентообладатель Воронеж. науч.-ислед. ин-т связи. – № 2000131736/09; заявл. 18.12.00; опубл. 20.08.02, Бюл. № 23 (II ч.). – 3 с.: ил.

Заявка 1095735 Российская Федерация, МПК⁷ В 64 G 1/00. Одноразовая ракета-носитель [Текст] / Тернер Э.В. (США); заявитель Спейс Системз/Лорал, инк.; пат. поверенный Егорова Г.Б. – № 2000108705/28; заявл. 07.04.00; опубл. 10.03.01, Бюл. № 7 (I ч.); приоритет 09.04.99, № 09/289, 037 (США). – 5 с.: ил.

А.с. 1007970 СССР, МКИ³ В 25 J 15/00. Устройство для захвата неориентированных деталей типа валов [Текст] / В.С. Ваулин, В.Г. Кемайкин (СССР). – № 3360585/25–08; заявл. 23.11.81; опубл. 30.03.83, Бюл. № 12. – 2 с.: ил.

Промышленные каталоги

Оборудование классных комнат общеобразовательных школ [Текст]: каталог / М-во образования РФ, Моск. гос. пед. ун-т. – М.: МГПУ, 2002. – 235 с.; 21 см. – В тексте привед. наименования и адреса изготовителей. – 600 экз.

Сборники без общего заглавия

Гиляровский, В.А. Москва и москвичи [Текст]; Друзья и встречи; Люди театра / В.А. Гиляровский; вступ. ст. и примеч. А. Петрова; худож. И. Лыков. – М.: ЭКСМО-пресс, 2001. – 638, [1] с.: ил.

МНОГОТОМНЫЕ ИЗДАНИЯ

Документ в целом

Гиппиус, З.Н. Сочинения [Текст]: в 2 т. / З.Н. Гиппиус; [вступ. ст., подгот. текста и коммент. Т.Г. Юрченко; Рос. акад. наук, Ин-т науч. информ. по обществ. наукам]. – М.: Лаком-книга: Габестро, 2001. – 2 т.

Отдельный том

Казьмин, В.Д. Справочник домашнего врача [Текст]. В 3 ч. Ч. 2. Детские болезни / В.Д. Казьмин. – М.: АСТ: Астрель, 2002. – 503, [1] с.

ДЕПОНИРОВАННЫЕ НАУЧНЫЕ РАБОТЫ

Разумовский, В.А. Управление маркетинговыми исследованиями в регионе [Текст] / В.А. Разумовский, Д.А. Андреев; Ин-т экономики города. – М., 2002. – 210 с.: схемы. – Библиогр.: с. 208–209. – Деп. в ИНИОН Рос. акад. наук 15.02.02. – № 139876.

НЕОПУБЛИКОВАННЫЕ ДОКУМЕНТЫ

Отчеты о научно-исследовательской работе

Формирование генетической структуры стада [Текст]: отчет о НИР (промежуточ.): 42–44 / Всерос. науч.-исслед. ин-т животноводства; рук. Попов В.А.; исполн.: Алешин Г.П. [и др.]. – М., 2001. – 75 с. – Библиогр.: с. 72–74. – № ГР 01840051145. – Инв. № 04534333943.

Диссертации

Белозеров, И.В. Религиозная политика Золотой Орды на Руси в XIII–XIV вв. [Текст]: дис. ... канд. ист. наук: 07.00.02: защищена 22.01.02: утв. 15.07.02 / И.В. Белозеров. – М., 2002. – 215 с. – Библиогр.: с. 202–213. – 04200201565.

СЕРИАЛЬНЫЕ И ДРУГИЕ ПРОДОЛЖАЮЩИЕСЯ РЕСУРСЫ

Газета

Академия здоровья [Текст]: науч.-попул. газ. о здоровом образе жизни: прил. к журн. «Аквапарк» / учредитель «Фирма «Вивана». – 2001, июнь – . – М., 2001.

Журнал

Актуальные проблемы современной науки [Текст]: информ.-аналит. журн. / учредитель ООО «Компания «Спутник +». – 2001, июнь – . – М.: Спутник +, 2001

Бюллетень

Российская Федерация. Гос. Дума (2000–). Государственная Дума [Текст]: стеногр. заседаний: бюллетень / Федер. собр. Рос. Федерации. – М.: ГД РФ, 2000– . – 30 см. – Кн. не сброшюр.

№ 49 (497): 11 окт. 2000 г. – 2000. – 63 отд. с. – 1400 экз.

Продолжающийся сборник

Вопросы инженерной сейсмологии [Текст]: сб. науч. тр. / Рос. акад. наук, Ин-т физики Земли. – Вып. 1 (1958). – М.: Наука, 2001– . – ISSN 0203-9478.

Вып. 34. – 2001. – 137 с. – 500 экз.; вып. 35: Прогнозирование землетрясений. – 2001. – 182 с. – 650 экз.; вып. 36. – 2002. – 165 с. – 450 экз.

КАРТОГРАФИЧЕСКИЕ ИЗДАНИЯ

Мир. Политическая карта мира [Карты]: полит. устройство на 1 янв. 2001 г. / сост. и подгот. к изд. ПКО «Картография» в 2001 г.; гл. ред. Н.Н. Полункина; ред. О.И. Иванцова, Н.Р. Монахова; рук. проекта М.Ю. Орлов. – 1 : 25 000 000 ; поликон. пр-ция ЦНИИГАИК. – М.: ПКО «Картография», 2001.

АУДИОИЗДАНИЯ

Гладков, Г.А. Как львенок и черепаха пели песню и другие сказки про Африку [Звукозапись] / Г.А. Гладков; исп.: Г. Вицин, В. Ливанов, О. Анофриев [и др.]. – М.: Экстрафон, 2002.

ВИДЕОИЗДАНИЯ

От заката до рассвета [Видеозапись] / реж. Роберт Родригес; в ролях: К. Тарантино, Х. Кейтель, Дж. Клуни; Paramount Films. – М.: Премьер-видеофильм, 2002.

ЭЛЕКТРОННЫЕ РЕСУРСЫ

Художественная энциклопедия зарубежного классического искусства [Электронный ресурс]. – Электрон. текстовые, граф., зв. дан. и прикладная прогр. (546 Мб). – М.: Большая Рос. энцикл. [и др.], 1996.

Некоторые справочные материалы для выполнения расчетно-графической работы

Таблица Г. 1 – Материалы для изготовления резьбовых деталей по ГОСТ 1759-82

Марка стали	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости σ_{-1p} , МПа	Марка стали	Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа	Предел выносливости σ_{-1p} , МПа
Ст3 и 10	340	200	160	30Х	800	640	280
20	400	240	170	30ХГСА	1000	900	300
35	500	300	180	ВТ16	1200	—	350
45	600	360	240				

Таблица Г.2 – Допускаемые напряжения и запасы прочности для резьбовых соединений

Вид нагрузки	Расчетная формула	Рекомендуемые значения
1	2	3
Растягивающая внешняя нагрузка:		$[\sigma] = 0,6\sigma_T$
без затяжки болтов	$\sigma_{cm} = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq [\sigma_{cm}]$	Статическая нагрузка: [s] по таблице 1.3 – неконтролируемая затяжка; [s] = 1,5...2,5 – контролируемая затяжка.
с затяжкой болтов	$\sigma_{эк} = \frac{1,3F_{зат}}{(\pi/4)d_1^2} \leq [\sigma]$ $\sigma = \frac{1,3F_p}{(\pi/4)d_1^2} \leq [\sigma]$	
с затяжкой болтов	$s = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m}$ $s_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} = \frac{\sigma_T}{\sigma_m + \sigma_a}$	Переменная нагрузка: $\left. \begin{array}{l} [s] \geq 2,5...4 \\ [s_n] \text{ по таблице 1.3} \end{array} \right\} -$ неконтролируемая затяжка; $\left. \begin{array}{l} [s] = 1,5...2,5 \\ [s_T] = 1,5...2,5 \end{array} \right\} -$ контролируемая нагрузка
Поперечная внешняя нагрузка:		Нагрузка статическая или переменная

1	2	3
болты поставлены с зазором	$\sigma_{\text{эк}} = \frac{1,3F_{\text{зат}}}{(\pi/4)d_1^2} \leq [\sigma]$	[s] по таблице 1.3 – неконтролируемая затяжка; [τ] = 0,4σ _Т (статическая); [τ] = (0,2...0,3)σ _Т (переменная); [σ _{см}] = 0,8σ _Т – сталь; [σ _{см}] = (0,4...0,5)σ _Т – чугун.
болты поставлены без зазора	$\tau = \frac{F}{(\pi/4)d^2 i} \leq [\tau]$ $\left. \begin{aligned} \sigma_{\text{см}} = F/(d\delta_2) \leq [\sigma_{\text{см}}] \\ \sigma_{\text{см}} = F/(d\delta_1) \leq [\sigma_{\text{см}}] \end{aligned} \right\}$	
Прочность деталей в стыке	$\sigma_{\text{max}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$	[σ _{см}] = 0,8σ _Т – сталь; [σ _{см}] = 0,4σ _Т – чугун; [σ _{см}] = 1...2 МПа – бетон; [σ _{см}] = 2...4 МПа – дерево

Таблица Г.3 – Запасы прочности для резьбовых соединений

Материал болта	[s _Т] при неконтролируемой затяжке и постоянной нагрузке		
	М6...М16	М16...М30	М30...М60
Углеродистая сталь	5...4	4...2,5	2,5...1,5
Легированная сталь	6,5...5	5...3,3	3,3

Таблица Г.4 – Основные геометрические параметры резьб

Размер болта, мм	М6	М12	М24	М36
Наружный диаметр резьбы <i>d</i>	6	12	24	36
Внутренний диаметр резьбы <i>d</i> ₁	4,918	10,106	20,752	31,670
Средний диаметр резьбы <i>d</i> ₂	5,350	10,863	22,051	33,402
Шаг резьбы <i>p</i>	1	1,75	3	4
Высота профиля <i>h</i>	0,541	0,947	1,624	2,165
Высота гайки <i>H</i>	5	10	19	29
Наружный диаметр опорного торца гайки <i>D</i>	9,5	18	34	52
Число витков гайки <i>z</i>	5	5,7	6,35	7
Угол подъема резьбы ψ	3°24'	2°53'	2°30'	2°12'

Таблица Г.5 – Возможность увеличения статической нагрузки болтов из стали 20 при контролируемой затяжке

Тип резьбы	[F _p], Н, при затяжке		Тип резьбы	[F _p], Н, при затяжке	
	неконтролируемой	контролируемой		неконтролируемой	контролируемой
1	2	3	4	5	6
М6	800	3 000	М16	8 000	23 500

Окончание табл. Г.5

1	2	3	4	5	6
M8	1 500	5 500	M20	14 000	37 000
M10	2 500	8 600	M24	21 000	53 000
M12	3 800	12 200	M30	46 000	85 000

Таблица Г.6 – Классы прочности винтов и гаек по ГОСТ 1759-82
Механические свойства болтов, винтов и шпилек

Класс прочности	3,6	4,6	4,8	5,6	5,8	6,6	6,8	6,9	8,8	10,9	12,9	14,9
Твердость НВ, не менее	90	110		140		170			225	280	330	390
Примеры марок сталей	Ст.3 10	20	10	30 35	10	35 45 40Г	20		35X 45Г	30ХГСА 40Х	30ХГСА	40ХНМА

Таблица Г.7 – Механические свойства гаек

Класс прочности	4	5	6	8	10	12	14
Твердость НВ, не менее	302				353		375
Примеры марок сталей	Ст.3	10 20	Ст.3 15 32	20 35 45	35X	40X 30ХГСА	35ХГСА 40ХНМА

Таблица Г.8 – Примеры расшифровки обозначений
классов прочности болтов и гаек

Болт	Гайка
Класс прочности 5.8 Означает $\sigma_{\epsilon} \geq 500$ МПа $\frac{\sigma_{\tau}}{\sigma_{\epsilon}} = 0,8$, отсюда $\sigma_{\tau} = 0,8\sigma_{\epsilon}$	Класс прочности 5 Означает $\sigma_{\epsilon} \geq 500$ МПа

Таблица Г.9 – Принятые нормы допускаемых напряжений
для сварных соединений при статических нагрузках

Вид технологического процесса сварки	Допускаемые напряжения в швах		
	при растяжении [σ'] _p	при сжатии [σ'] _{сж}	при срезе [τ']
1	2	3	4
Автоматическая под флюсом, ручная электродами Э42А и Э50А, контактная стыковая	[σ] _p	[σ] _p	0,65[σ] _p

1	2	3	4
Ручная дуговая электродами Э42 и Э50, газовая сварка	0,9 $[\sigma]_p$	$[\sigma]_p$	0,6 $[\sigma]_p$
Контактная точечная и шовная сварка	–	–	0,5 $[\sigma]_p$

Примечание. $[\sigma]_p = \sigma_T/s$ – допускаемое напряжение на растяжение для материала соединяемых деталей при статических нагрузках. Для металлических конструкций запас прочности $s \approx 1,4 \dots 1,6$.

Таблица Г.10 – Эффективный коэффициент концентрации напряжений

Расчетный элемент	$K_{эф}$ при электродуговой сварке		Расчетный элемент	$K_{эф}$ при электродуговой сварке	
	низкоуглеродистая сталь Ст 3	низколегированная сталь 15ХСНА		низкоуглеродистая сталь Ст 3	низколегированная сталь 15ХСНА
Деталь в месте перехода к стыковому шву	1,5	1,9	Стыковые швы с полным проваром корня	1,2	1,4
То же к лобовому шву	2,7	3,3	Угловые лобовые швы	2,0	2,0
То же к фланговому шву	3,5	4,5	Угловые фланговые швы	3,5	4,5

Таблица Г.11 – Эффективный коэффициент концентрации напряжений при различных швах

Марка стали	Состояние образца	Толщина, мм	$K_{эф}$ при швах	
			связующих	рабочих
<i>Точечная и шовная сварка (цифры в скобках)</i>				
Сталь 10	Нормализован	3 + 3	1,4(1,25)	7,5(5)
Сталь 30ХГСА	Отпуск	1,5 + 1,5	1,35	12
Твердый сплав ВТ1	В состоянии поставки	1,5 + 1,5	2,0(1,3)	10(5)
Алюминиевый сплав Д16Т	То же	1,5 + 1,5	2,0(1,3)	5(2,25)
<i>Стыковая контактная сварка</i>				
Углеродистые стали	–	–	1,2	
Высоколегированные стали и алюминиевые сплавы	–	–	1,2...1,5	

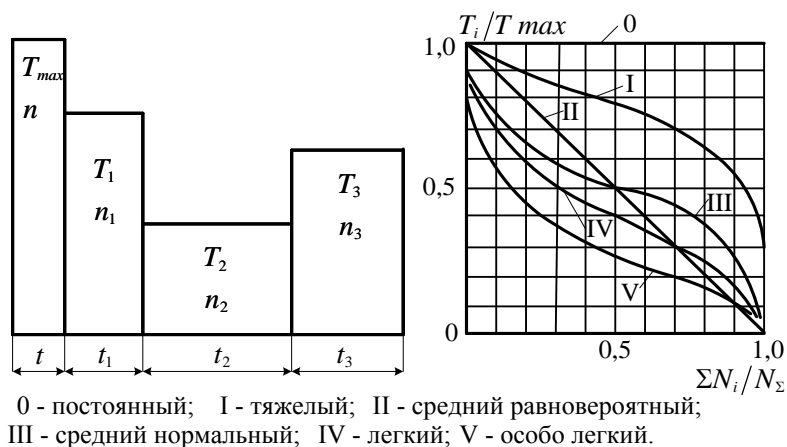


Рис. Г.1. Типовые режимы нагружения по ГОСТ 21354-87

Таблица Г.12 – Типовые режимы и соответствующие им коэффициенты режима нагрузки

Типовые режимы нагрузки	Обозначение режима	Коэффициент режима нагрузки K_n
Постоянная номинальная нагрузка	0	1,0
Работа большую часть времени с номинальной нагрузкой	I	0,7
Одинаковое время работы со всеми значениями нагрузки	II	0,63
Работа большую часть времени со средними нагрузками	III	0,57
Работа большую часть времени с малыми нагрузками	IV	0,43

Таблица Г.13 – Значения $[\sigma_{см}]$ для изделий общего машиностроения, рассчитанный на длительный срок эксплуатации

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

Примечание: *a* – тяжелые условия эксплуатации – нагрузка знакопеременная с ударами; вибрации высокой частоты и амплитуды; плохие условия смазки в подвижных соединениях; невысокая точность изготовления; *б* – условия эксплуатации средние; *в* – условия эксплуатации хорошие. Меньшие значения – для легких режимов нагрузки (см. табл. 2.2).

Таблица Г.14 – Коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями

ψ	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75
K_z	1,6	1,7	1,8	1,9	2,0	2,1	2,2	2,4	2,7	3,0
K'_z	1,1	1,2	1,4	1,6	1,9	2,2	2,5	3,0	3,7	4,5

Примечание. Для соединений, нагруженных только крутящим моментом $K_z = K'_z = 1$.

Таблица Г.15 – Коэффициент концентрации нагрузки от закручивания вала

Серия соединения	Диаметр D , мм	Значение K_{np} при l/D				
		1.0	1.5	2.0	2.5	3.0
Легкая	До 26	1,3/1,1	1,7/1,2	2,2/1,4	2,5/1,5	3,2/1,7
	30...50	1,5/1,2	2,0/1,3	2,6/1,5	3,3/1,8	3,9/1,9
	58...120	1,8/1,3	2,6/1,4	3,4/1,7	4,2/2,0	5,1/2,2
Средняя	До 19	1,6/1,2	2,1/1,3	2,8/1,5	3,5/1,7	4,1/1,9
	20...30	1,7/1,2	2,3/1,4	3,0/1,6	3,8/1,9	4,5/2,1
	32...50	1,9/1,3	2,8/1,5	3,7/1,8	4,6/2,1	5,5/2,3
	54...112	2,4/1,4	3,5/1,7	4,8/2,1	5,8/2,4	7,0/2,8
	св. 112	2,8/1,5	4,1/1,9	5,5/2,5	6,8/2,7	8,2/3,1
Тяжелая	До 23	2,0/1,3	3,0/1,6	4,0/1,9	5,0/2,2	6,0/2,5
	23...32	2,4/1,4	3,5/1,8	4,7/2,1	5,7/2,4	7,0/2,8
	35...65	2,7/1,5	4,1/1,9	5,3/2,2	6,8/2,7	8,0/3,1
	72...102	2,9/1,6	3,4/2,0	5,5/2,4	7,0/2,8	8,5/3,3
	св. 102	3,1/1,7	4,7/2,1	6,2/2,5	7,8/3,0	9,3/3,6

Примечание. В числителе приведены значения для расчета на смятие соединений с неприрабатываемыми рабочими поверхностями – твердость > 40 HRC (закалка, цементация). В знаменателе – для расчета на смятие и износ соединений с прирабатываемыми поверхностями при твердости ≤ 35 HRC (улучшение) хотя бы у одной из деталей соединения и при переменной нагрузке, при постоянной нагрузке и прирабатываемом материале, после приработки $K_{np} = 1$ – при расчете на смятие. При расчете на износ при постоянном режиме нагрузки $K_{np} = 1$ – при любой твердости.

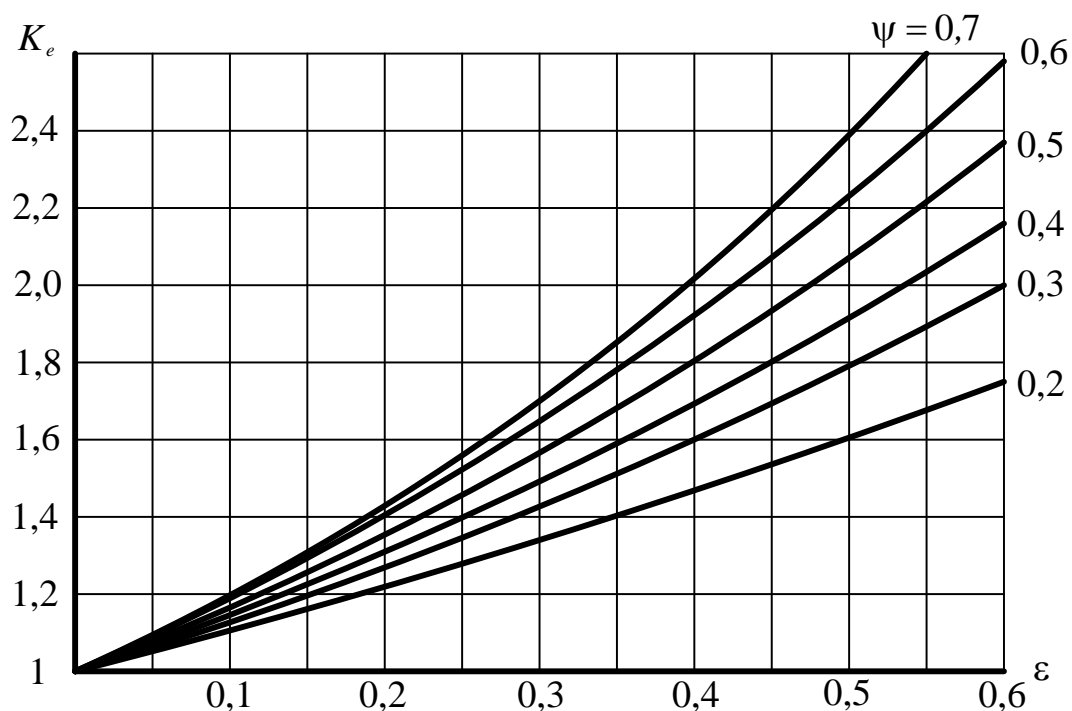
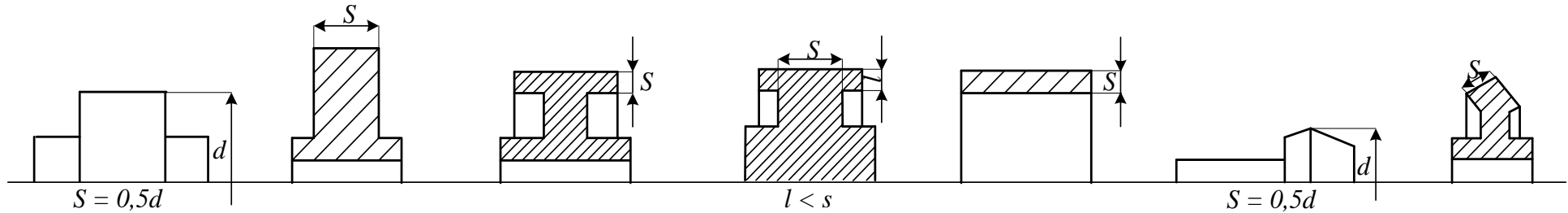


Рис. Г.2. График зависимости коэффициента концентрации нагрузки от несимметричности расположения зубчатого венца относительно ступицы в зависимости от параметра ψ

Таблица Г.16 – Допускаемое напряжение по износу $[\sigma_{см}]_{изн}$

Термическая обработка и средняя твердость поверхности					
без обработки 218	улучшение НВ 270	закалка			Цементация или азотирование 60 HRC
		40 HRC	45 HRC	52 HRC	
Наибольшее значение давления $[\sigma_{см}]_{усл}^*$ МПа					
95	110	135	170	185	205
* При работе с частыми реверсами рекомендуется снижать на 20...25 %					

Таблица Г.17 – Стали, рекомендуемые для шлицевых соединений и зубчатых колес



166

Марка стали•	Размер сечения s, мм не более	Механические свойства (при поверхностной закалке σ_T и σ_B относятся к сердцевине)				Термо-обработка	Ориентировочный режим термообработки (З – закалка; О – отпуск с указанием температуры нагрева и охлаждающей среды; М – масло; В – вода; Н – нормализация)
		твёрдость**		Предел прочности σ_B , МПа	Предел текучести σ_T , МПа		
		Поверхности	Сердцевины				
1	2	3	4	5	6	7	8
Заготовка поковка (штамповка или прокат)							
40	60	192...228 HB	–	700	400	Улучшение	З, 840...860 °С, В, О, 550...620 °С
45	80	170...217 HB	–	600	340	Нормализация	Н, 850...870 °С
	100	192...240 HB	–	750	450	Улучшение	З, 820...840 °С, В, О, 560...600 °С
50	60	241...285 HB	–	850	580	Улучшение	З, 820...840 °С, В, О, 520...530 °С
	80	179...228 HB	–	640	350	Нормализация	Н, 840...860 °С
40X	80	228...255 HB	–	700...800	530	Улучшение	З, 820...840 °С, О, 560...620 °С
	100	230...260 HB	–	850	550	Улучшение	З, 830...850 °С, О, 540...580 °С
	60	260...280 HB	–	950	700	Улучшение	З, 830...850 °С, О, 500 °С
45X	60	50...59 HRC	26...30 HRC	1 000	800	Азотирование	То же с мягким азотированием
	100	230...280 HB	–	850	650	Улучшение	З, 840...860 °С, М, О, 580...640 °С
	100...300	163...269 HB	–	750	500	Улучшение	То же
	300...500	163...269 HB	–	700	450	Улучшение	То же
	100	230...300 HB	–	850	600	Улучшение	З, 820...840 °С, М, О, 560...600 °С

1	2	3	4	5	6	7	8
40XH	100... 300	≥ 241 HB	–	800	580	Улучшение	То же
	40	48...54 HRC	–	1 600	1 400	Закалка	3, 820...840 °С, М, О, 180...200 °С
35XM	100	241 HB	–	900	800	Улучшение	3, 850...870 °С, М, О, 600...650 °С
	50	269 HB	–	900	800	Улучшение	То же
	40	45...53 HRC	–	1 600	1 400	Закалка	3, 850...870 °С, М, О, 200...220 °С
40XHMA	80	≥ 302 HB	–	1 100	900	Улучшение	3, 830...850 °С, М, О, 600...620 °С
	300	≥ 217 HB	–	700	500	Улучшение	То же
35XГСА	150	235 HB	–	≥ 760	≥ 500	Улучшение	3, 850...880 °С, М, О, 640...660 °С
	60	270 HB	–	980	880	Улучшение	3, 850...880 °С, М, О, 500 °С
	40	310 HB	–	1 100	960	Улучшение	То же
	30	46...53 HRC	–	1 700...1 950	1 350...1 600	Закалка	3, 860...880 °С, М, О, 200...250 °С
20X	60	56...63 HRC	–	650	400	Цементация	3, О
12XH3A	60	56...63 HRC	–	900	700	Цементация	3, О
25XГТ	–	58...63 HRC	–	1 150	950	Цементация	3, О
38XMЮ А	–	57...67 HRC	30...35 HRC	1 050	900	Азотирование	Заготовка – улучшение
Стальное литье							
45Л	–	–	–	550	320	Нормализация	Н, О
30XНМЛ	–	–	–	700	550	Нормализация	Н, О
40ХЛ	–	–	–	650	500	Нормализация	Н, О
35ХМЛ	–	–	–	700	550	Нормализация	Н, О

• В обозначениях сталей первые цифры – содержание углерода в сотых долях процента; буквы – легирующие элементы; Г – марганец, М – молибден, Н – никель, С – кремний, Т – титан, Х – хром, Ю – алюминий; цифры после буквы – процент содержания этого элемента, если оно превышает 1 %. Обозначение высококачественных легированных сталей дополняется буквой А; стальное литье – буквой Л в конце.

•• При нормализации, улучшении, объемной закалке твердости поверхности и сердцевины близки. Ориентировочно $\approx 0,285 \sigma_B, HB$.

ОГЛАВЛЕНИЕ

Предисловие.....	3
Введение.....	4
Глава 1. Разъемные соединения.....	5
1.1. Резьбовые соединения.....	5
1.2. Шпоночные и зубчатые (шлицевые) соединения.....	25
1.3. Штифтовые соединения.....	36
1.4. Профильные соединения.....	38
1.5. Клеммовые соединения.....	42
Глава 2. Неразъемные соединения.....	46
2.1. Сварные соединения.....	46
2.2. Паяные соединения.....	51
2.3. Клеевые соединения.....	58
2.4. Соединение деталей посадкой с натягом (прессовые соединения).....	61
2.5. Заклепочные соединения.....	72
Глава 3. Вероятностные расчеты соединений общего назначения.....	79
Глава 4. Примеры решения задач по основным разделам темы «Соединения».....	91
Глава 5. Тематика заданий по курсу «Детали машин и основы конструирования».....	120
5.1. Сварные соединения.....	120
5.2. Резьбовые соединения.....	129
5.3. Шпоночные, шлицевые, штифтовые и профильные соединения.....	139
Заключение.....	149
Литература.....	150
Приложения.....	151
Приложение А. Титульный лист расчетно-графической работы (рекомендуемое).....	151
Приложение Б. Лист задания на расчетно-графическую работу (рекомендуемое).....	152
Приложение В. Примеры библиографических записей (справочное).....	155
Приложение Г. Некоторые справочные материалы для выполнения расчетно-графической работы.....	159

СОЕДИНЕНИЕ ДЕТАЛЕЙ МАШИН ОБЩЕГО НАЗНАЧЕНИЯ

Учебное пособие

**Меновщиков Владимир Александрович
Козлов Владимир Александрович**

Электронное издание

Редактор И.В. Пантелеева

Подписано в свет 12.09.2019. Регистрационный номер 223
Редакционно-издательский центр Красноярского государственного аграрного университета
660017, Красноярск, ул. Ленина, 117
e-mail: rio@kgau.ru