

ФЕДЕРАЛЬНОЕ АГЕНТСТВО ВОЗДУШНОГО ТРАНСПОРТА
(РОСАВИАЦИЯ)

ФЕДЕРАЛЬНОЕ ГОСУДАРСТВЕННОЕ БЮДЖЕТНОЕ
ОБРАЗОВАТЕЛЬНОЕ УЧРЕЖДЕНИЕ ВЫСШЕГО ОБРАЗОВАНИЯ
«МОСКОВСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ТЕХНИЧЕСКИЙ
УНИВЕРСИТЕТ ГРАЖДАНСКОЙ АВИАЦИИ» (МГТУ ГА)

Кафедра технической механики и инженерной графики

С.Н. Луканин

ДЕТАЛИ МАШИН

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Тексты лекций

*Утверждено редакционно-
издательским советом МГТУ ГА
в качестве учебного пособия*

Москва
ИД Академии Жуковского
2021

УДК 621.81
ББК 605.3
Л84

Печатается по решению редакционно-издательского совета
Московского государственного технического университета ГА

Рецензенты:

Петров Ю.В. (МГТУ ГА) – д-р техн. наук, профессор;
Овчинников В.В. (МГТУ им. Баумана) – д-р техн. наук, профессор

Луканин С.Н.

Л84 Детали машин. Соединения деталей машин [Текст] : тексты лекций /
С.Н. Луканин. – М. : ИД Академии Жуковского, 2021. – 44 с.

ISBN 978-5-907490-03-1

Данные тексты лекций издаются в соответствии с рабочей программой
учебной дисциплины «Детали машин» по учебному плану для студентов по на-
правлению подготовки 25.03.01 и специальности 25.05.05 всех форм обучения.

Рассмотрено и одобрено на заседаниях кафедры 14.04.2021 г. и методи-
ческого совета 21.04.2021 г.

УДК 621.81
ББК 605.3
Св. тем. план 2021 г.
поз. 20

ЛУКАНИН Сергей Николаевич

ДЕТАЛИ МАШИН. СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Тексты лекций

В авторской редакции

Подписано в печать 30.08.2021 г.
Формат 60x84/8 Печ. л. 5,5 Усл. печ. л. 5,115
Заказ № 788/0616-УП04 Тираж 30 экз.

Московский государственный технический университет ГА
125993, Москва, Кронштадтский бульвар, д. 20

Издательский дом Академии имени Н. Е. Жуковского
125167, Москва, 8-го Марта 4-я ул., д. 6А
Тел.: (495) 973-45-68 E-mail: zakaz@itsbook.ru

ISBN 978-5-907490-03-1

© Московский государственный технический
университет гражданской авиации, 2021

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Тема 1 Введение. Критерии работоспособности и расчета деталей и узлов

Курс «Детали машин», завершая период изучения студентами общетехнических учебных предметов, открывает одновременно изучение расчетно-конструкторских специальных дисциплин.

Задача курса – изучение основ расчета и конструирования деталей машин и узлов.

Деталь – изделие, изготовленное из однородного материала без применения сборочных операций. Детали могут быть простыми и очень сложными, например, литой корпус редуктора или станка. Детали группируются в сборочные единицы или узлы.

Узел – отдельная сборочная единица, состоящая из нескольких деталей, которые имеют самостоятельное функциональное назначение (подшипник качения, муфта для соединения валов, редуктор и т.п.). Технологическая особенность узла – возможность его сборки и замены независимо от других частей изделия. Сложные узлы могут включать несколько простых узлов. Например, редуктор можно рассматривать как сложный узел, включающий в себя узлы в виде подшипников или валов с напрессованными зубчатыми колесами.

Из большого многообразия деталей и узлов можно выделить такие, которые используются в подавляющем перечне технических изделий. Это болты, гайки, валы, оси, зубчатые колеса, муфты, подшипники, винтовые пары и т.п. Такие детали и узлы называют детальями общего назначения и изучают в курсе «Детали машин». Все другие детали относительно ограниченного применения (поршни, лопатки турбин и компрессоров, коленчатые валы, клапаны, воздушные винты и т.п.) относятся к детальям специального назначения и изучаются в специальных курсах.

Механизм – система подвижно соединенных деталей – звеньев, предназначенная для преобразования движения одной из деталей (ведущей) в требуемое движение другой детали (ведомой). Кривошипно-ползунный механизм превращает вращательное движение кривошипа (ведущего звена) в возвратно-поступательное прямолинейное движение ползуна (ведомого звена). Винтовая пара – механизм, преобразующий вращательное движение гайки в поступательное движение винта. Бывают механизмы, которые формы движения не меняют, но трансформируют скорость движения. Механизм под названием редуктор большую частоту вращения ведущего вала модифицирует в малую частоту вращения ведомого вала. Механизм мультипликатор, наоборот, увеличивает скорость вращения.

Машина – устройство для преобразования энергии. Существует несколько определений этого, ставшим очень широким, понятия. Мы остановимся на формулировке понятия рабочая машина. Во-первых, рабочая машина – это устройство, облегчающее труд человека, и, во-вторых, это устройство, преобразующее энергию движения. Электродвигатель – машина, т.к. он энергию электрическую преобразует в механическую энергию вращения ротора. Автомобильный двигатель – машина, т.к. он тепловую энергию сгоревшего топлива превращает в механическую энергию вращения колес автомобиля.

Детали, составляющие машину, связаны между собой. По признаку разъемности все виды соединений можно разделить на разъемные и неразъемные. Разъемными называют соединения, которые разъединяются без повреждения деталей. К ним относятся резьбовые, шпоночные, зубчатые и профильные соединения.

Неразъемными называют соединения, разъединение которых невозможно без разрушения соединяемых. К ним относят заклепочные, сварные, клеевые, паяные соединения, а также соединения с натягом.

Умение проектировать детали общего назначения предполагает наличие навыка рационального назначения материала детали, расчетного определения её размеров и конструктивного оформления формы. Успешная работа деталей и машин заключается в обеспечении работоспособности и надежности. Для этого необходимы некоторые показатели, определяющие работоспособность детали. Эти показатели называются критериями работоспособности деталей. Перечислим основные из них.

Виброустойчивость – способность конструкции работать без недопустимых колебаний. Вибрации увеличивают напряжения в деталях, снижают качество работы, уменьшают точность технологических процессов.

Теплостойкость. Недопустимый нагрев деталей может снизить механические характеристики материалов, понизить защищающие свойства масляных пленок, изменить расчетные зазоры между сопряженными деталями, что, в свою очередь, может привести к заклиниванию.

Износостойкость – способность сопротивляться изнашиванию, т.е. постепенному изменению размеров детали из-за трения. Увеличение зазоров из-за изнашивания ухудшает качественные характеристики механизмов – мощность, КПД, надежность, точность. Одно из направлений уменьшения изнашивания состоит в конструктивном обеспечении надежного жидкостного трения, когда поверхности трущихся деталей разделены тонким масляным слоем.

Жесткость – способность детали сопротивляться упругому деформированию. Очень важный критерий работоспособности. Все детали под действием нагрузок деформируются. Но для многих из них рабочие деформации должны быть ограничены необходимыми практическими рекомендациями, обеспечивающими регламентированную работу конструкции. Упругая деформация прогиба вала турбины должна быть ограничена для предупреждения касания лопаток и направляющих деталей. Угол закручивания вала редуктора должен быть ограничен для обеспечения нормального зацепления зубчатых колес. Недопустимо большой прогиб вала катастрофически ухудшает работу подшипников скольжения и пагубно сказывается на работе подшипников качения, особенно роликовых.

Расчеты на жесткость имеют большое значение в случае применения высокопрочных современных сталей, когда механические характеристики увеличиваются (а, значит, размеры детали должны уменьшаться), а модуль упругости (это характеристика жесткости) остается практически неизменным. Очень часто расчеты на жесткость превалируют над расчетами прочности детали.

Прочность – главный критерий работоспособности и надежности для преобладающего большинства деталей. Работать может только прочная деталь. Невыполнение условия прочности автоматически делает бессмысленными все другие требования и критерии качества машин. Немногого стоит технологичная, жесткая, износостойкая, теплостойкая, виброустойчивая, дешевая в эксплуатации, ремонтпригодная конструкция, если она сломалась при работе. В расчетах на прочность большое значение имеет правильное определение расчетных нагрузок и допускаемых напряжений.

Напомним, что потеря прочности детали не обязательно связана с её полным разрушением от нормальных, касательных, либо совместно действующих напряжений. Потерей прочности является и её недопустимо большая остаточная деформация (удлинение, изгиб, скручивание), препятствующая нормальной эксплуатации, и критическое повреждение соприкасающихся поверхностей от напряжений смятия, и выкрашивание выпуклых поверхностей зубьев зубчатых колес либо колес подшипников от контактных напряжений и т.п.

Деталь может выйти из строя от неизменных по величине или медленно изменяющихся напряжений. Такое явление называют потерей статической прочности. Обычно это связано со случайными перегрузками, не учтенными при расчетах, или со скрытыми дефектами деталей.

Деталь может потерять прочность от длительного действия переменных напряжений, превышающих предел выносливости материала (например, σ_{-1} или τ_{-1}). Такое явление называется усталостью. Термин, обратный усталости, звучит как выносливость.

Для расчетов на прочность необходимы механические характеристики конструкционных материалов. Перечислим основные из них.

При статическом нагружении основными прочностными характеристиками материала являются предел прочности (временное сопротивление) σ_B или τ_B и предел текучести σ_T или τ_T . Предел прочности – то напряжение, при котором (или чуть выше которого) происходит разрушение материала. Предел текучести – то напряжение, при котором пластические деформации появляются в детали и растут без увеличения нагрузки на деталь.

При длительном нагружении переменными напряжениями в материале детали постепенно накапливаются микрповреждения, переходящие в макроразрушение, доламывающее деталь. Такое явление называется усталостью материала. Связь между амплитудой разрушающего напряжения (σ или τ) и количеством циклов нагружения N в момент разрушения представляют в виде кривой выносливости (рис. 1, а). Кривую выносливости часто строят на логарифмической бумаге. Это позволяет более четко определить базовое число циклов N_R , соответствующее точке перехода наклонной ветви кривой выносливости в горизонтальный участок (рис. 1б).

σ_R (или τ_R) – предел выносливости материала для нормальных (или касательных) напряжений. Это такая наибольшая амплитуда переменного напряжения, при котором материал детали может отработать без разрушения не менее базового числа циклов N_R .

Предел выносливости – одна из главных механических характеристик конструкционного материала. Он указывается в справочниках.

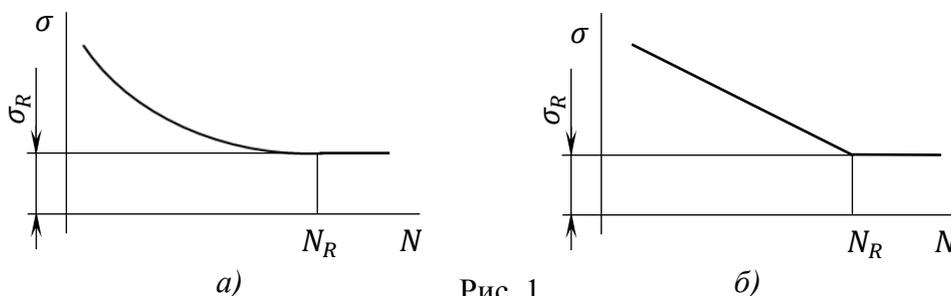


Рис. 1

Выносливость материала сильно зависит от конфигурации циклов нагружения, и индекс R в обозначении предела выносливости и базового числа циклов указывает на вид асимметрии цикла.

Самым распространенным в технике видами нагружения являются симметричный (рис. 2, а) и отнулевой (рис. 2, б) циклы, которые обладают параметрами: σ_{max} ; σ_{min} ; σ_a (амплитуда цикла); σ_m (среднее напряжение цикла). Для симметричного цикла $\sigma_{max} = |\sigma_{min}|$; $\sigma_a = \sigma_{max} = |\sigma_{min}|$; $\sigma_m = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = 0$. Коэффициент асимметрии цикла $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = -1$. Поэтому предел выносливости, полученный при симметричном цикле нагружения, обозначается $\sigma_R = \sigma_{-1}$.

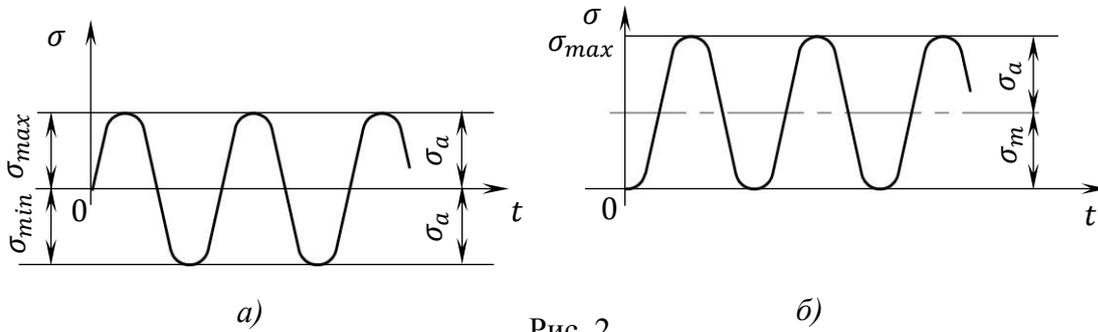


Рис. 2

Для отнулевого цикла $\sigma_{min} = 0$; $\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{\sigma_{max} - 0}{2} = \frac{\sigma_{max}}{2}$,

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \frac{\sigma_{max} + 0}{2} = \frac{\sigma_{max}}{2}.$$

Коэффициент асимметрии цикла равен $R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = \frac{0}{\sigma_{max}} = 0$. Поэтому предел выносливости, полученный при отнулевом цикле изменения напряжений, обозначается $\sigma_R = \sigma_0$.

Итак, основные механические характеристики конструкционных материалов, которые приводятся в справочниках:

- при статическом нагружении σ_B и σ_T , τ_B и τ_T ;
- при циклическом нагружении σ_{-1} и τ_{-1} (симметричный цикл); σ_0 и τ_0 (отнулевой цикл).

Отметим, что симметричный цикл нагружения является наиболее повреждающим из всех разновидностей циклического нагружения детали.

Из сопромата известны два основных условия прочности детали: по допускаемым напряжениям $\sigma = (\text{формула}) \leq [\sigma]$ или $\tau = (\text{формула}) \leq [\tau]$ и по запасам прочности $n_\sigma = (\text{формула}) \geq [n]$ или $n_\tau = (\text{формула}) \geq [n]$.

При сложном напряженном состоянии (например, когда в детали действуют одновременно σ и τ) условия прочности записываются для эквивалентного напряжения и для суммарного расчетного коэффициента запаса прочности

$$\sigma_{\text{эКВ}} = (\text{формула}) \leq [\sigma] \text{ и } n_\Sigma = (\text{формула}) \geq [n].$$

В приведенных выше обозначениях:

- σ и τ – расчетные напряжения, определяемые по одной из формул сопромата;
- $\sigma_{\text{эКВ}}$ – эквивалентное нормальное напряжение, т.е. такое условное нормальное напряжение при одноосном линейном растяжении, которое равноопасно (равнопрочно) заданному напряженному состоянию с действием σ и τ . В курсе деталей машин $\sigma_{\text{эКВ}}$ чаще всего определяют по гипотезе, основанной на энергии формоизменения, т.е. по формуле $\sigma_{\text{эКВ}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2}$.

- n_σ и n_τ – действительные (рабочие, расчетные) коэффициенты запаса прочности для нормальных и касательных напряжений. При статическом нагружении деталей из малоуглеродистых пластичных сталей они определяются по формулам $n_\sigma = \frac{\sigma_T}{\sigma}$ или $n_\tau = \frac{\tau_T}{\tau}$, а для деталей, изготовленных из легированных или объемнозакалённых сталей, не имеющих площадки текучести на диаграмме растяжения, – по формулам $n_\sigma = \frac{\sigma_B}{\sigma}$ или $n_\tau = \frac{\tau_B}{\tau}$. При циклическом нагружении действительные коэффициенты запаса прочности определяются по специальным формулам, учитывающим концентраторы напряжений, масштабный фактор и качество поверхности детали.

- $[\sigma]$ и $[\tau]$ – допускаемые напряжения, которые при расчете на статическую прочность определяются по формулам $[\sigma] = \frac{\sigma_T}{[n]}$ и $[\tau] = \frac{\tau_T}{[n]}$. Для расчета деталей на выносливость допускаемые напряжения определяют редко, да и то только для приближенных проверочных расчетов. Обычно деталь проектируют из расчета на статическую прочность по сильно заниженным допускаемым напряжениям, а затем расчетом на выносливость определяют действительный коэффициент запаса с учетом конструктивных параметров, влияющих на усталость. Именно так проектируются, например, редукторные валы.

- $[n]$ – допускаемый (нормативный, рекомендуемый, предполагаемый) коэффициент запаса прочности, который обычно на стадии проектирования определяют достаточно ориентировочно по формуле $[n] = n_1 n_2 n_3$, где n_1 – частный коэффициент запаса прочности, учитывающий точность расчетных формул и точность определения эксплуатационных внешних нагрузок на деталь. Обычно принимают $n_1 \approx 1,1 \dots 1,5$; n_2 – частный коэффициент запаса, учитывающий надежность материала детали. Материал кованный, или полученный протяжкой – надежный. Материал, полученный литьем – менее надежный. Обычно принимают $n_2 \approx 1,1 \dots 1,5$; n_3 – частный коэффициент запаса, который используют для расчетов особо ответственных конструкций. Его величина может достигать до 3 и даже более.

Отметим еще одну разновидность технических расчетов. Иногда возникает желание узнать предельные возможности конструкции, а именно нагрузку, при которой деталь может быть наверняка разрушена. Тогда условием гарантированного или почти гарантированного разрушения будет запись $\sigma = (\text{формула}) \geq \sigma_B$ или $\tau = (\text{формула}) \geq \tau_B$, решив которую, можно ответить на поставленный вопрос.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие критерии работоспособности Вам знакомы? Приведите примеры конструкций, для которых тот или иной критерий является главным.
2. Приведите пример детали, которую надо рассчитывать по двум равнозначным на Ваш взгляд критериям работоспособности.
3. В чем разница между расчетным (рабочим) напряжением и допускаемым?
4. В чем разница между допускаемым коэффициентом запаса прочности и действительным коэффициентом?
5. В чем ошибочность следующего рассуждения:
 - Если условие прочности детали записывают в виде $\sigma \leq [\sigma]$, то условие её гарантированного разрушения должно иметь вид $\sigma > [\sigma]$?

Тема 2 Резьбовые соединения. Типы резьб

Резьбовые соединения в технике применяются в двух альтернативных вариантах – для неподвижного скрепления деталей (крепежные резьбы) и для создания винтовых механизмов, преобразующих вращение в поступательное движение (ходовые резьбы).

В качестве крепежной чаще всего применяется резьба с треугольным профилем, показанная на рис. 3. Эту резьбу обычно называют метрической. В ответственных изделиях впадины резьб на болте и на гайке имеют скругления для уменьшения концентрации напряжений. Вершины витков резьбы притуплены по технологическим соображениям. Главные геометрические параметры – внешний диаметр d (его называют номинальным) и шаг резьбы p . Для расчетов понадобятся: d_1 – внутренний диаметр (он определяет прочность стержня болта); средний диаметр $d_2 = 0,5(d + d_1)$; угол профиля $\alpha = 60^\circ$; рабочая высота профиля резьбы $h = 0,54p$. При одном и том же номинальном диаметре d могут изготавливаться резьбы с разными шагами. Например, для резьбы M20, имеющей $d = 20$ мм, возможны резьбы с крупным (основным) шагом $p = 2,5$ мм и с мелким шагом

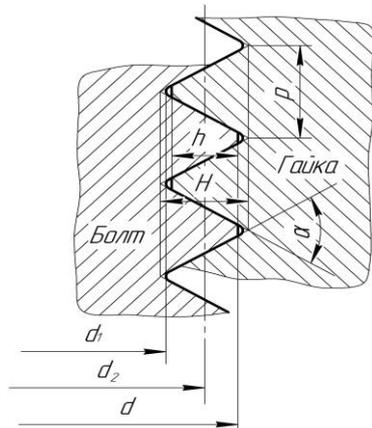


Рис. 3

2,0; 1,5; 1,0; 0,75; 0,5 мм. Если условно выполнить развёртку винтовой линии резьбы по среднему диаметру (см. рис. 4), то угол подъема резьбы можно определить по формуле $\psi = \arctg(p/\pi d_2)$.

Очевидно, что при уменьшении шага внутренний диаметр стержня болта d_1 увеличивается, а угол подъема резьбы уменьшается.

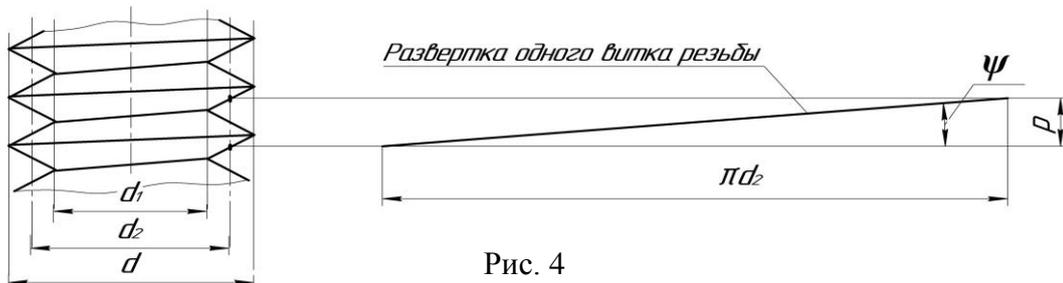


Рис. 4

Для винтовых механизмов используются резьбы, показанные на рис. 5. Это нестандартная прямоугольная (ленточная, квадратная), и стандартизованная трапециевидная симметричная и трапециевидная несимметричная (упорная).

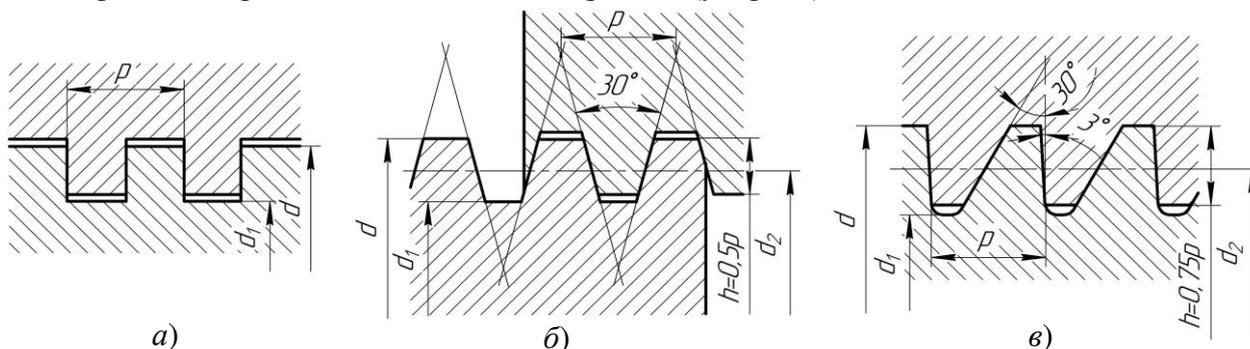


Рис. 5

Чтобы понять, по каким признакам резьбы были разделены на крепежную и ходовые, сопоставим потери на трение в прямоугольной и треугольной резьбах.

В прямоугольной резьбе (рис. 6) осевая (аксиальная) нагрузка винта F_A уравновешена распределенной по винтам резьбы нагрузкой со стороны «отброшенной» гайки. Эта распределенная нагрузка условно заменена сосредоточенной реакцией F_n . По закону равновесия $F_n = F_A$. При вращении гайки (или винта) сила трения в прямоугольной резьбе (на рисунке она не изображена, т.к. перпендикулярна плоскости рисунка) равна

$$F_{\text{тр пр}} = F_n f = F_A f, \text{ где } f \text{ – коэффициент трения.}$$

В треугольной резьбе (рис. 7) номинальная реакция F_n из условия равновесия $\sum Y_i = 0$ или $F_n \cos \frac{\alpha}{2} - F_A = 0$ равна $F_n = \frac{F_A}{\cos \frac{\alpha}{2}}$.

Тогда сила трения в треугольной резьбе равна $F_{\text{тр тр}} = F_n f = \frac{F_A}{\cos \frac{\alpha}{2}} f$. Обозначим $\frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} = f_{\text{пр}}$ и назовем $f_{\text{пр}}$ – приведенный (некоторый фиктивный) коэффициент трения в резьбе.

$$\text{Тогда } F_{\text{тр тр}} = F_A f_{\text{пр}}.$$

Сравнивая $F_{\text{тр пр}} = F_A f$ и $F_{\text{тр тр}} = F_A f_{\text{пр}}$ и имея в виду, что $f_{\text{пр}} > f$, можно сделать вывод о том, что при одинаковых материалах и одинаковой рабочей нагрузке F_A потери на трение в треугольной резьбе больше, чем потери на трение в ходовой резьбе на $\left(\frac{1}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{1}{\cos \left(\frac{60^\circ}{2}\right)} = 1,155\right)$ 15%. Повышенное трение в метрических резьбах затрудняет их самоотвинчивание. Пониженное трение в ходовых резьбах повышает их КПД.

2.1 Угол трения, угол трения в резьбе. Условие самоторможения резьбы

Пусть согласно рис. 8 тело равномерно перемещается влево по горизонтальной плоскости. Покажем на рисунке нормальную реакцию F_n со стороны плоскости, силу трения $F_{\text{тр}}$ и их равнодействующую R . Угол φ называют углом трения. По закону Кулона $F_{\text{тр}} = F_n f$. Тогда $\text{tg} \varphi = \frac{F_{\text{тр}}}{F_n} = \frac{F_n f}{F_n} = f$, или $\varphi = \text{arctg} f$.

Используя ранее полученное понятие о приведенном коэффициенте трения в резьбе $f_{\text{пр}}$, можно определить приведенный угол трения в резьбе $\varphi_{\text{пр}} = \text{arctg} f_{\text{пр}} = \text{arctg} \left(\frac{f_p}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right)$, где f_p – коэффициент трения в резьбе.

Так как резьба представляет собой наклонный винтовой выступ на стержне болта, то возникает вопрос – «Не будет ли болт под действием осевой силы F_A ввинчиваться в неподвижную гайку?». Покажем на рис. 9 силы, действующие на болт в этом случае (гайка условно отброшена). Здесь F_A – осевая нагрузка на болт; F_n – нормальная по отношению к витку резьбы реакция на болт со стороны «отброшенной» гайки; $F_{\text{тр пр}}$ – сила трения в резьбе.

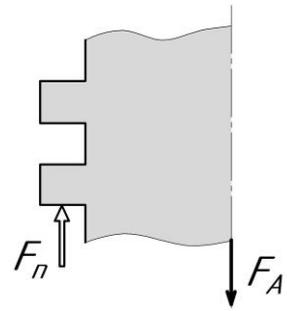


Рис. 6

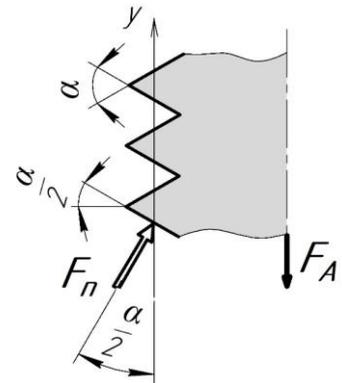


Рис. 7

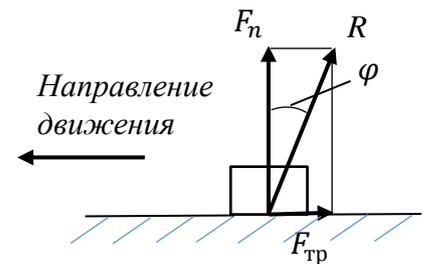


Рис. 8

Рассматривая сумму проекций всех сил на ось x , можно утверждать, что вращающего движения болта под действием F_A не будет при условии $F_{тр\ p} \cos \psi \geq |F_n \cos(90^\circ - \psi)|$.

Подставляя $F_{тр\ p} = F_n f_{пр}$ и заменяя $\cos(90^\circ - \psi) = \sin \psi$, имеем $F_n f_{пр} \cos \psi \geq |F_n \sin \psi|$, или $f_{пр} \geq \frac{\sin \psi}{\cos \psi} = \operatorname{tg} \psi$.

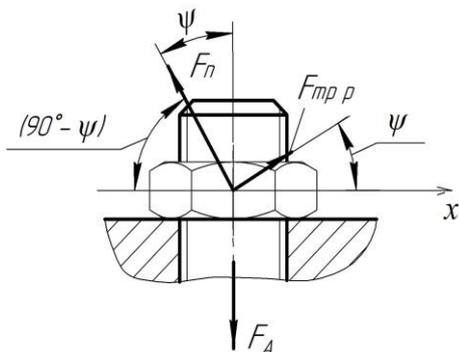


Рис.9

Но $f_{пр} = \operatorname{tg} \varphi_{пр}$, поэтому $\operatorname{tg} \varphi_{пр} \geq \operatorname{tg} \psi$, откуда окончательно условие самоторможения метрической резьбы записывается в виде $\varphi_{пр} \geq \psi$.

В метрических резьбах угол подъема резьбы ψ обычно находится в пределах $\psi \approx (1 \dots 3)^\circ$. Если принять минимальное для сухих стальных поверхностей значение коэффициента трения $f = 0,1$, то минимальный приведенный угол трения

$$\varphi_{пр\ min} = \operatorname{arctg} \left(\frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}} \right) = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,1}{\cos \left(\frac{60^\circ}{2} \right)} \right) = 6,6^\circ.$$

Так как $\varphi_{пр\ min} = 6,6^\circ > \psi = (1 \dots 3)^\circ$, то метрические

резьбы являются самотормозящими. Поэтому эти резьбы широко используются для неподвижного соединения деталей и поэтому их называют крепежными. Это утверждение справедливо при статических нагрузках. Однако при переменных нагрузках и особенно при высокочастотных, например, акустических вибрациях, из-за взаимных микросмещений поверхностей трения коэффициенты трения могут снижаться в 5 ... 10 раз. Пусть f вместо 0,1 стал равен 0,01. Тогда приведенный угол трения станет равным $\varphi_{пр} = \operatorname{arctg} \left(\frac{0,01}{\cos \left(\frac{60^\circ}{2} \right)} \right) = 0,66^\circ$.

Так как $\varphi_{пр} = 0,66^\circ < \psi = (1 \dots 3)^\circ$, то самоторможение резьбы не соблюдается и происходит самоотвинчивание крепежного соединения. Поэтому резьбы (особенно ответственные) надо обязательно предохранять от самоотвинчивания различными способами стопорения.

2.2 Связь между моментом завинчивания гайки и осевой нагрузкой болта

Рассмотрим на рис. 10 силы, действующие на гайку со стороны резьбы болта. Здесь $T_{зав}$ – момент завинчивания гайки, созданный при помощи гаечного ключа; F_n – нормальная реакция на резьбе гайки; $F_{тр\ p}$ – сила трения в резьбе; R – равнодействующая сил F_n и $F_{тр\ p}$; ψ – угол подъема резьбы; $\varphi_{пр}$ – приведенный угол трения в резьбе; S – размер гайки под ключ, равный внешнему диаметру опорной торцевой поверхности гайки; $d_{отв}$ – диаметр отверстия в детали, равный внутреннему диаметру кольцевой опорной поверхности гайки (эта поверхность на горизонтальной проекции тонирована); $F_{тр\ t}$ – равнодействующая сил трения на торце гайки. Сила $F_{тр\ t}$ изображена по касательной к средней окружности кольцевой опорной поверхности, имеющей диаметр $D_{ср} = 0,5(S + d_{отв})$; d_2 – средний диаметр резьбы.

Силу R разложим на вертикальную и горизонтальную составляющие. Вертикальная составляющая прижимает гайку к детали. Она же является растягивающей силой для болта. Назовем её затяжкой $F_{зат}$, т.к. она образовалась после завинчивания гайки. Горизонтальная составляющая F_t силы R приложена касательно к средней окружности резьбы диаметром d_2 ,

т.е. является окружной силой в резьбе. Из треугольника OAB понятно, что $\operatorname{tg}(\psi + \varphi_{\text{пр}}) = \frac{F_t}{F_{\text{зат}}}$, откуда $F_t = F_{\text{зат}} \operatorname{tg}(\psi + \varphi_{\text{пр}})$.

Внешний момент завинчивания гайки $T_{\text{зав}}$ уравнивается моментом сил трения на торце гайки $T_{\text{т}}$ и моментом сил трения в резьбе $T_{\text{р}}$, т.е. $T_{\text{зав}} = T_{\text{т}} + T_{\text{р}}$.

Равнодействующая распределенных сил трения на торце гайки равна $F_{\text{тр т}} = F_{\text{зат}} f_{\text{т}}$, где $f_{\text{т}}$ – коэффициент трения на торце гайки.

Момент сил трения на торце $T_{\text{т}} = F_{\text{тр т}} \frac{1}{2} D_{\text{ср}} = F_{\text{зат}} f_{\text{т}} \frac{1}{2} \cdot \frac{S + d_{\text{отв}}}{2} = F_{\text{зат}} f_{\text{т}} \frac{S + d_{\text{отв}}}{4}$.

Момент сил в резьбе равен $T_{\text{р}} = F_t \frac{d_2}{2} = F_{\text{зат}} \operatorname{tg}(\psi + \varphi_{\text{пр}}) \frac{d_2}{2}$.

Окончательно момент завинчивания гайки равен $T_{\text{зав}} = F_{\text{зат}} f_{\text{т}} \frac{S + d_{\text{отв}}}{4} + F_{\text{зат}} \operatorname{tg}(\psi + \varphi_{\text{пр}}) \frac{d_2}{2}$.

Отметим, что в этой формуле в роли $F_{\text{зат}}$ может быть любая осевая нагрузка болта, например, рассмотренная выше F_A .

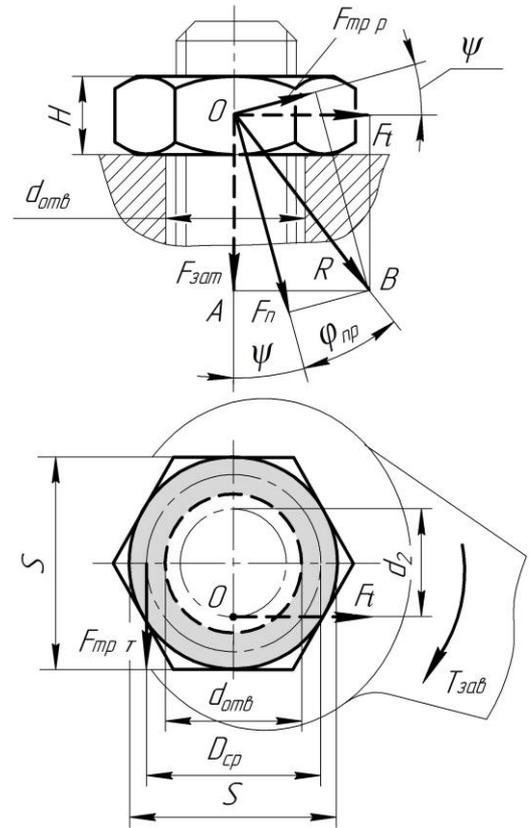


Рис. 10

2.3 Распределение осевой нагрузки болта по виткам резьбы в гайке

В резьбовом соединении (см. рис. 11) внешняя осевая нагрузка F_A болта передается через резьбу гайке и уравнивается реакцией её опоры.

Если бы болт и гайка были абсолютно жесткими (недеформируемыми) деталями, то нагрузка F_A равномерно распределилась бы между каждой парой соприкасающихся витков резьбы болта и гайки. Для стандартной гайки, имеющей около шести витков резьбы по её высоте, нагрузка на каждый виток резьбы составила бы $F_1 = F_2 = \dots = F_6 = F_A/6$, т.е. около 17% от F .

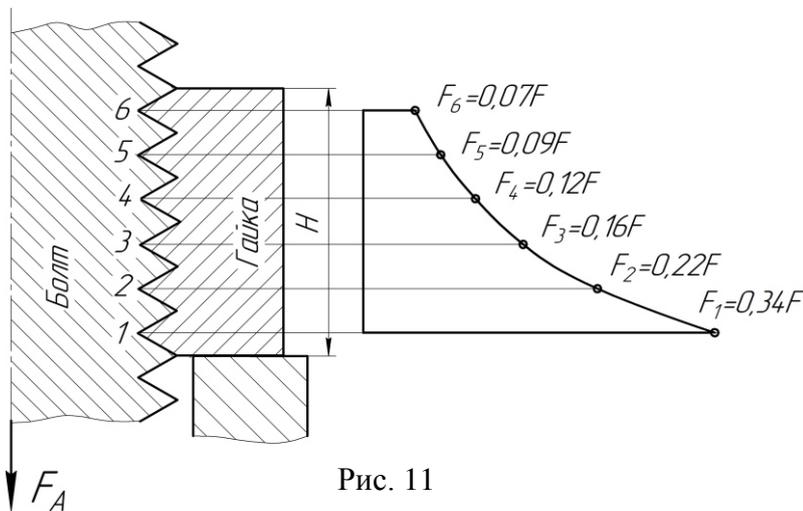


Рис. 11

Но детали соединения – упруго деформируемые детали, если F_A не превышает некоторую допустимую величину. Значит, задача определения нагрузки на каждый виток резьбы является статически неопределимой. Интуиция подсказывает, что деформация нижней пары витков резьбы болта и гайки должна быть большей, чем для вышерасположенной следующей пары

витков. Значит, нижняя пара витков должна быть нагружена сильнее верхней. И так далее. Количественно эту задачу решил знаменитый Н.Е.Жуковский. На рис. 11 показан график распределения нагрузок по виткам для стандартной шестивитковой гайки высотой $H = 0,8d$. Видно, насколько сильно перегружены нижние два витка гайки, несущие более 50% внешней нагрузки. Видимо нет смысла увеличивать высоту гайки для увеличения её прочности. Понятно также, что нецелесообразно применение мелких резьб при неизменной высоте гайки.

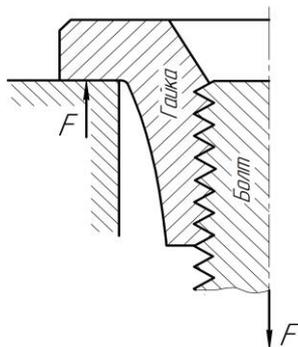


Рис. 12

Улучшить распределение нагрузок между витками резьбы может, например, так называемая висячая гайка, показанная на рис. 12. Здесь за счет увеличения податливости нижней части гайки несколько уменьшается её нагрузка и увеличивается нагрузка на верхние витки. Такие специальные гайки особенно желательно применять для соединений, подвергающихся действию переменных нагрузок. Разрушение таких соединений носит усталостный характер и происходит в зоне наибольшей концентрации напряжений у нижнего, наиболее нагруженного, витка резьбы.

Вопросы для самоконтроля

1. Почему в качестве крепежной применяется метрическая резьба?
2. Чем отличается коэффициент трения от приведенного коэффициента трения?
3. Что такое угол трения и приведенный угол трения?
4. Для крепежной резьбы приведенный угол трения желательно уменьшать или увеличивать? За счет чего это можно сделать?
5. В чем смысл самоторможения резьбы? Запишите условие самоторможения.
6. Всегда ли нужно самоторможение резьбовой пары?
7. Для самотормозящей пары какая резьба больше подходит – резьба с крупным или мелким шагом? Почему?
8. Как угол подъема резьбы связан с её шагом и диаметром?
9. Если метрическая резьба самотормозящая. То зачем её дополнительно надо стопорить?
10. Какие методы контроля резьбовых соединений вам известны?
11. Какими внутренними силовыми факторами уравнивается внешний момент завинчивания гайки $T_{зав}$?
12. Какое практическое применение имеет формула, связывающая момент завинчивания гайки и осевую нагрузку болта?
13. Если T_t является моментом сил трения, то можно ли и момент T_p назвать моментом сил трения?
14. Почему витки резьбы в соединении болт – гайка нагружены так неравномерно?
15. Справедлива ли фраза – «Для увеличения прочности резьбового соединения надо увеличивать высоту гайки»?
16. Можно ли сделать более благоприятным по сравнению с графиком Жуковского распределение нагрузок по виткам резьбы в гайке?

Тема 3 Прочность резьбовых соединений

Критериями работоспособности и расчетов резьбовых деталей являются прочность самой резьбы на болте и прочность стержня болта.

3.1 Расчет прочности резьбы резьбовых деталей

Взаимодействие резьб в соединениях резьбовых деталей имеет сложный характер ввиду статической неопределимости задачи. Однако практика показала, что крепежные резьбы разрушаются от среза витков резьбы, а ходовые резьбы выходят из строя от изнашивания рабочих поверхностей витков резьбы, нагруженных напряжениями смятия.

Крепежная гайка по рис. 13 выступами своей резьбы срезает резьбу болта на участках *ав* цилиндрической поверхности диаметром d_1 . При этом напряжения среза на стержне болта равны $\tau_6 = \frac{F_A}{A_{cp}}$, где цилиндрическая поверхность среза равна $A_{cp} = \pi d_1 K z p$. В этой формуле K – коэффициент полноты резьбы, который для стандартной треугольной резьбы с притупленными вершинами витков равен $K = 0,87$; z – число витков гайки. $z p$ – высота гайки H . Тогда $A_{cp} = \pi d_1 K H$.

Дополнительным коэффициентом $K_m = 0,65$ учтем неравномерность нагрузки по виткам резьбы (см. рис. 11) и запишем условие прочности для болта $\tau_6 = \frac{F_A}{\pi d_1 K H K_m} \leq [\tau]$.

Аналогичное условие прочности на срез для гайки имеет вид $\tau_r = \frac{F_A}{\pi d K H K_m} \leq [\tau]$.

Если материалы болта и гайки одинаковы, то на срез рассчитывают только резьбу болта, т.к. $d_1 < d$. Допускаемое касательное напряжение при статическом нагружении можно принять равным $[\tau] = 0,4\sigma_T$, а при переменном нагружении $[\tau] = 0,2\sigma_T$.

Гайка ходового винтового механизма по рис. 14 выступами своей резьбы надавливает на резьбу винта. Образуя напряжения смятия σ_{cm} , перпендикулярные поверхности витка. Внешняя сила F_A уравнивается вертикальными составляющими этих напряжений $\sigma_{cm} \cos 15^\circ$. Равнодействующая этих напряжений равна $\sigma_{cm} \cos 15^\circ \pi d_2 h z$, где $\pi d_2 h$ – площадь кольца шириной h и средним диаметром d_2 ; z – количество рабочих витков резьбы в гайке. По условию равновесия $F_A = \sigma_{cm} \cos 15^\circ \pi d_2 z$, откуда расчетное напряжение смятия и условие прочности на смятие имеет вид $\sigma_{cm} = \frac{F_A}{\cos 15^\circ \pi d_2 z} \leq [\sigma_{cm}]$.

В этой формуле коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы принимают равным $K_m = 1,0$ с учетом приработки ходовых резьб и при условии, что допускаемые

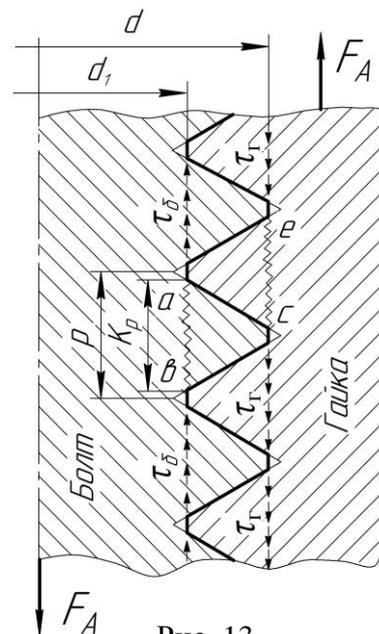


Рис. 13

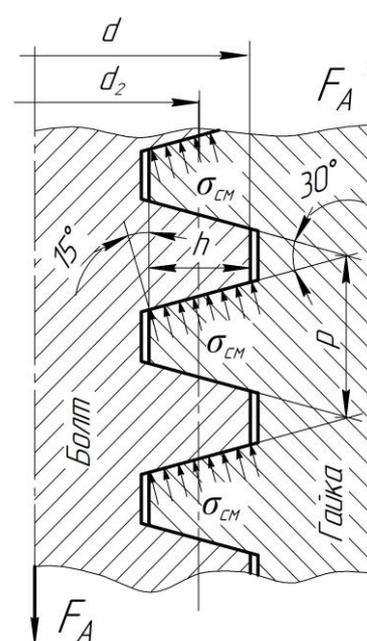


Рис. 14

напряжения принимают согласно накопленному опыту эксплуатации весьма малыми по величине. Например, для стального винта и бронзовой гайки $[\sigma_{см}] \approx 10$ МПа. А для стального винта и чугуновой (модифицированный антифрикционный чугун) гайки и того меньше - $[\sigma_{см}] = 5$ МПа.

3.2 Расчет прочности стержня крепежного болта при различных случаях нагружения

3.2.1 Стержень болта нагружен только внешней растягивающей осевой силой F_A

Примерами такого вида нагружения служат нарезанный участок рым-болта, изображенного на рис. 15, а, или резьбовая часть крюка для подвешивания груза, показанного на рис. 15, б.

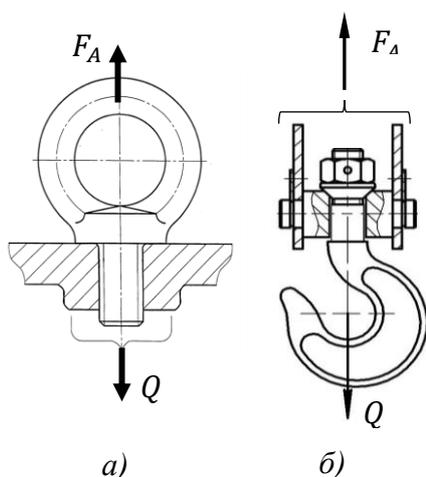


Рис. 15

Под действием растягивающей силы F_A в резьбовой части деталей возникает нормальное напряжение σ , расчетная величина которого равна $\sigma = \frac{F_A}{A_6} = \frac{F_A}{\pi d_1^2/4} = \frac{4F_A}{\pi d_1^2}$, где $A_6 = \frac{\pi d_1^2}{4}$ – площадь поперечного сечения детали в нарезанной части; d_1 – внутренний диаметр резьбы. Условие прочности $\sigma = \frac{4F_A}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$.

При известных размерах, материалах и внешней нагрузке полученная формула может быть использована для проверки условия прочности. При проекторочном расчете после назначения материала детали и определения $[\sigma]$ можно определить расчетную величину $d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_A}{\pi[\sigma]}}$, по

которой следует по стандартам подобрать необходимую резьбу. Пример решения такой задачи см. в [2].

Ответим ещё на один любопытный вопрос – почему высота стандартных крепежных гаек составляет около 80% от номинального диаметра резьбы, т.е. $H \approx 0,8d$?

Логично предположить, что идеальной гайкой может быть гайка, в которой резьба, работающая на срез, равнопрочна стержню болта, работающему на растяжение. То есть и напряжение среза τ и напряжение σ достигают своей предельной величины одновременно. Пусть такой предельной величиной будут пределы текучести τ_T и σ_T . Тогда $\tau_6 = \tau_T = \frac{F_A}{\pi d_1 K H K_m}$ и $\sigma = \sigma_T = \frac{4F_A}{\pi d_1^2}$. Но из сопромата известно, что $\tau_T \approx 0,6\sigma_T$. Тогда $0,6\sigma_T = \frac{F_A}{\pi d_1 K H K_m}$, или $0,6 \frac{4F_A}{\pi d_1^2} = \frac{F_A}{\pi d_1 K H K_m}$. Подставляя в полученную зависимость известные $K = 0,87$ и $K_m = 0,65$ и решая уравнение относительно высоты гайки, получим $H \approx 0,8d_1$. Заменяем d_1 на более удобный диаметр d и получим зависимость $H \approx 0,8d$. Так как $d > d_1$ (для крепежной резьбы с основным шагом $d \approx 1,2d_1$), то прочность крепежной резьбы на срез при нормальных гайках превышает прочность стержня на растяжение. Рассмотренный пример исключает необходимость расчета прочности резьбы на срез для стандартных крепежных деталей. По тем же соображениям устанавливают глубину завинчивания винта и шпильки в стальные детали $H_1 \approx d$.

3.2.2 Болт нагружен предварительной затяжкой $F_{зат}$, внешняя нагрузка отсутствует

Примером такого варианта нагружения могут быть болты крепления герметичных крышек и люков корпусов машин или болты, поставленные с зазором и соединяющие детали, воспринимающие сдвиговые нагрузки.

При создании предварительной затяжки (т.е. при завинчивании гайки) болт не только растягивается силой $F_{зат}$, но и дополнительно нагружается крутящим моментом сил в резьбе T_p . Если затяжка $F_{зат}$ известна, нормальные напряжения σ и касательные напряжения τ могут быть определены по формулам $\sigma = \frac{F_{зат}}{\pi d_1^2/4} = \frac{4F_{зат}}{\pi d_1^2}$; $\tau = \frac{T_p}{W_{кр}} = \frac{F_{зат} \operatorname{tg}(\psi + \varphi_{пр}) 0,5d_2}{\pi d_1^3/16}$.

Записывать условия прочности отдельно для каждого из напряжений, действующих совместно, нельзя. Прочность болта надо определять по эквивалентному напряжению $\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$.

Если предстоит выполнить проверочный расчет, то для конкретного болта легко можно определить σ и τ , а затем по $\sigma_{экр}$ проверить условие прочности.

Если же надо произвести проектировочный расчет, то согласно традиции в формулу для $\sigma_{экр}$ надо подставить формулы для σ и τ и из условия прочности определить неизвестный размер детали. Но трудность в том, что из довольно громоздкой зависимости пришлось бы определять не один размер, а неизвестные параметры d_1 , d_2 ; ψ и $\varphi_{пр}$, что практически невозможно, хотя они и связаны между собой. Но вычисления для конкретных резьбовых деталей с метрической резьбой показали, что $\sigma_{экр} \approx 1,3\sigma$. Это существенно упростило проектировочные расчеты, т.к. условие прочности стало иметь вид $\sigma_{экр} \approx 1,3\sigma = 1,3 \frac{F_{зат}}{\pi d_1^2/4} = 1,3 \frac{4F_{зат}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$,

$$\text{откуда } d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{зат} \cdot 1,3}{\pi[\sigma]}}$$

Мы получили формулу, аналогичную формуле из предыдущего пункта, но с коэффициентом 1,3, учитывающим дополнительное влияние касательных напряжений на прочность болта, растянутого силой $F_{зат}$.

3.2.3 Болтовое соединение нагружено силами $F_{сдв}$, сдвигающими детали в стыке

Надежная работоспособность соединения заключается в отсутствии сдвига деталей в стыке (даже микроскопического). Конструкция может быть выполнена в двух вариантах.

Вариант I. Болт установлен с зазором по рис. 16, а. В данном случае речь идет о зазоре между стержнем болта и отверстием в деталях.

Сдвигающая нагрузка $F_{сдв}$ должна уравниваться силами трения в стыке между деталями, которые могут возникнуть от сжатия деталей предварительной затяжкой $F_{зат}$. Без затяжки детали могут сдвинуться в пределах зазора, что недопустимо. По условию равновесия, например средней детали по рис. 16, б, должно быть $2F_{тр} \geq F_{сдв}$. Но сила трения по закону Кулона равна $F_{тр} = F_{зат}f$. Тогда $2F_{зат}f \geq F_{сдв}$, откуда величина затяжки по условию отсутствия сдвига для

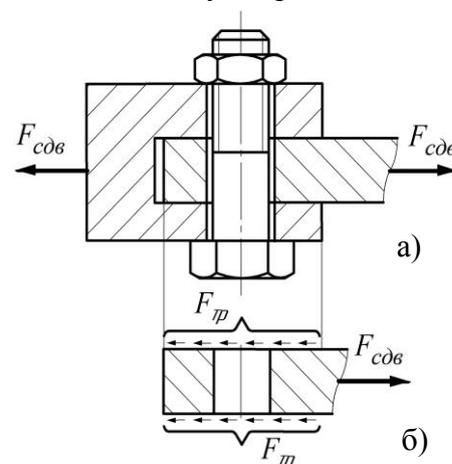


Рис. 16

данной конструкции равна $F_{зат} \geq \frac{F_{сдв}}{2f}$. В общем случае конструкция может иметь несколько стыков, количество которых обозначим буквой i . Кроме этого, введем в расчет коэффициент запаса по сдвигу $K_{сдв}$. При постоянной нагрузке $F_{сдв}$ можно принять $K_{сдв} = 1,5$, а при переменной - $K_{сдв} = 2,0$. В общем случае расчетная величина $F_{зат}$ может быть определена по формуле $F_{зат} = \frac{F_{сдв}}{fi} K_{сдв}$, где коэффициент трения для сухих стальных и чугунных поверхностей $f \approx 0,15$.

При проектировочном расчете диаметр стержня болта следует определять по знакомой формуле $d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{зат} \cdot 1,3}{\pi[\sigma]}}$. Отметим, что в соединении, в котором болт поставлен с зазором, внешняя нагрузка не передается на болт. Поэтому болт рассчитывают только на статическую прочность по силе затяжки даже при переменной $F_{сдв}$. При уменьшении $F_{сдв}$ до нуля болт остается нагруженным силой затяжки. Влияние переменной нагрузки учитывают путем выбора повышенного коэффициента запаса по сдвигу.

Вариант II Болт установлен без зазора по рис. 17.

Конструкция требует высокой точности изготовления. Отверстия в деталях калибруются разверткой с таким допуском, чтобы диаметр отверстия был несколько меньше, чем диаметр d цилиндрической (без резьбы!) части болта. Болт с точно выполненным диаметром запрессовывается в отверстия деталей. Так обеспечивается беззазорное соединение.

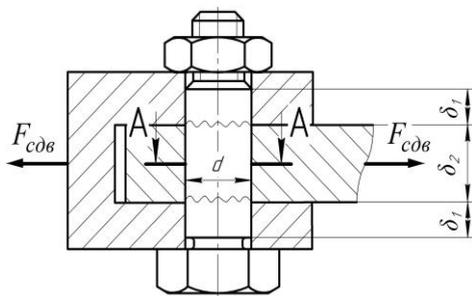


Рис. 17

Критерии работоспособности такого соединения – прочность болта на срез и прочность деталей соединения на смятие. Срез болта возможен в сечениях, обозначенных волнистой линией. Напряжения среза равны $\tau_{ср} = \frac{F_{сдв}}{2A_{ср}} = \frac{F_{сдв}}{2\pi d^2/4} = \frac{4F_{сдв}}{2\pi d^2}$. Возможны конструкции с разным количеством плоскостей среза, которое обозначим буквой i . Тогда условие прочности болта на срез будет иметь вид $\tau_{ср} = \frac{4F_{сдв}}{i\pi d^2} \leq [\tau]$, решив которое, можно спроектировать расчетный диаметр цилиндрической части болта повышенной точности $d \geq \sqrt{\frac{4F_{сдв}}{i\pi[\tau]}}$. Полученный расчетный диаметр надо округлить до ближайшего стандартного значения.

Смятие деталей возможно по цилиндрическим поверхностям контакта болта с деталями. Распределение напряжений смятия по боковым поверхностям болта (и по внутренним поверхностям отверстий) носит сложный, непредсказуемый в числовом выражении, характер (рис. 18). Определить $\sigma_{см max}$ невозможно. Ориентировочный расчет на смятие проводят по условному напряжению, отнесенному к продольному осевому сечению болта. Для контакта болта со средней пластиной условие прочности на смятие имеет вид $\sigma_{см} = \frac{F_{сдв}}{d\delta_2} \leq [\sigma_{см}]$.

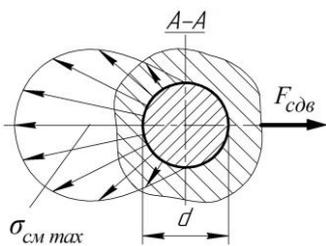


Рис. 18

Для \square - образной детали $\sigma_{см} = \frac{F_{сдв}}{2d\delta_1} \leq [\sigma_{см}]$.

При необходимости полученные условия прочности могут быть использованы для определения толщин деталей $\delta_2 \geq \frac{F_{сдв}}{d[\sigma_{см}]}$ и $\delta_1 \geq \frac{F_{сдв}}{2d[\sigma_{см}]}$.

Допускаемое напряжение смятия, определяемое по более слабому материалу болта или детали, можно принять равным $[\sigma_{см}] \approx 0,8\sigma_T$.

Анализ вариантов I и II.

Вариант установки болта с зазором относительно экономичен, так как не требует точных размеров болта и отверстия. Однако условия работы болта с зазором хуже, чем без зазора. Если коэффициент трения $f = 0,15$, количество стыков $i = 1$ и запас по сдвигу $K_{сдв} = 1,5$, то $F_{зат} = \frac{F_{сдв}}{if} K_{сдв} = \frac{F_{сдв}}{1 \cdot 0,15} 1,5 = 10F_{сдв}$. То есть болт вынужден находиться под нагрузкой, в десять раз превышающую рабочую. Кроме этого, надо учитывать нестабильность коэффициента трения и трудность контроля требуемой затяжки.

В современной технике, особенно в авиастроении, получили широкое распространение более легкие, прочные и надежные соединения болтами с натягом.

3.2.4 Болтовое соединение нагружено предварительной затяжкой $F_{зат}$ и внешней осевой силой F_A , раскрывающей стык деталей

Большинство резьбовых соединений в технике работает в условиях, когда помимо предварительной затяжки на них действуют дополнительные нагрузки, которые стремятся раскрыть стык между соединенными деталями. Примером такой задачи служат болты для крепления крышек на резервуарах, содержащих газ или жидкость под большим давлением (см. рис. 19), шпильки для крепления крышек автомобильных двигателей и т.п.

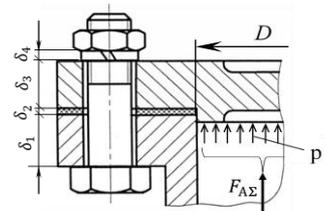


Рис. 19

В этих условиях требуется умение правильно назначать предварительную затяжку болта, обеспечивающую герметичность стыка деталей (нераскрытие стыка), знание методики определения суммарной нагрузки болта и способность рассчитывать болт на прочность. Задача о распределении нагрузки между элементами такого соединения статически неопределима и решается с учетом деформаций этих элементов.

Рассмотрим на рис. 20 модель изучаемой конструкции в виде двух втулок, соединенных болтом с гайкой. На левом фрагменте рисунка (рис. 20, а) детали соединения не нагружены. Зазоры в стыке между деталями устранены гайкой.

Завинчивая гайку динамометрическим ключом, создадим требуемую затяжку $F_{зат}$. Очевидно, что сила, растягивающая болт, равна силе, сжимающей детали. На рис. 20, б показан узел в деформированном состоянии. Деформации растяжения болта $\Delta_б$ и сжатия деталей $\Delta_д$ от $F_{зат}$ (измеряемые в микрометрах) изображены для наглядности в увеличенном виде.

По закону Гука деформации растяжения болта и сжатия деталей определяются по формулам $\Delta_б = \frac{F_{зат} l_б}{E_б A_б}$ и $\Delta_д = \frac{F_{зат} l_д}{E_д A_д}$, где $l_б = l_д$ – длины деформируемых частей болта и детали; $E_б$ и $E_д$ – модули упругости первого рода материалов (если материалы всех деталей одинаковы, то $E_б = E_д = E$); $A_б$ и $A_д$ – площади поперечных сечений (для болта – круга, для деталей – кольца). Обозначим $\frac{E_б A_б}{l_б} = C_б$ и $\frac{E_д A_д}{l_д} = C_д$, где $C_б$ и $C_д$ – соответственно, жесткости

болта и детали. Размерность жесткости - Н/м. Механический смысл жесткости – это нагрузка, вызывающая единичную деформацию.

$$\text{Имеем } \Delta_б = \frac{F_{зат} l_б}{E_б A_б} = \frac{F_{зат}}{C_б} \text{ и } \Delta_д = \frac{F_{зат} l_д}{E_д A_д} = \frac{F_{зат}}{C_д}.$$

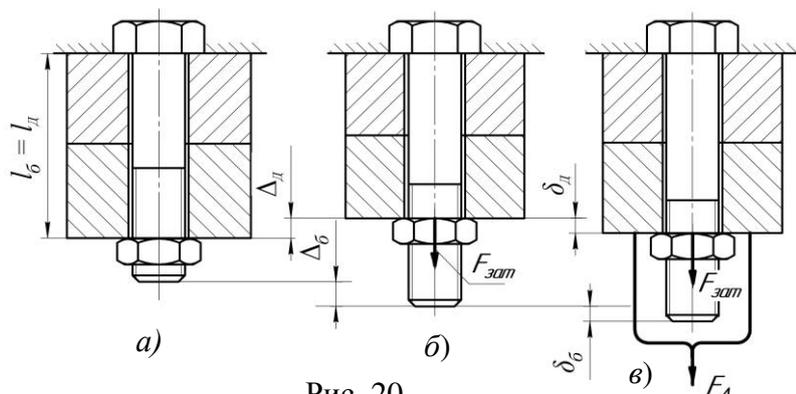


Рис. 20

На рис. 20, б изображено $\Delta_б > \Delta_д$, так как при прочих равных параметрах $A_д > A_б$, т.е. $C_д > C_б$. Если затянутое болтовое соединение дополнительно к затяжке нагрузить внешней осевой силой F_A , то все детали узла деформируются совместно и получают равные по величине дополнительные деформации

$\delta_б = \delta_д$, как это показано на рис. 20, в. Из этого следует важный вывод – неизвестная пока часть внешней силы F_A (обозначим ее $X_б$) расходуется на дополнительное удлинение уже растянутого болта, а другая ее оставшаяся часть, равная $(F_A - X_б)$, расходуется на некоторое удлинение $\delta_д$ ранее сжатых деталей. Определим $X_б$.

По аналогии с ранее полученными зависимостями запишем $\delta_б = \frac{X_б}{C_б}$ и $\delta_д = \frac{F_A - X_б}{C_д}$.

Но $\delta_б = \delta_д$, поэтому $\frac{X_б}{C_б} = \frac{F_A - X_б}{C_д}$, откуда $X_б = \frac{C_б}{C_б + C_д} F_A$.

Обозначим $\frac{C_б}{C_б + C_д} = \chi$, тогда $X_б = \chi F_A$.

Коэффициент $\chi < 1$ называют коэффициентом внешней силы. Он показывает, какая часть внешней силы F_A расходуется на дополнительное нагружение затянутого ранее болта. При рациональном конструировании удается обеспечить $\chi \approx 0,25$. Именно такую величину этого коэффициента можно принять для учебного процесса.

Суммарная нагрузка болта $F_{\Sigma б} = F_{зат} + X_б = F_{зат} + \chi F_A$.

Именно сила $F_{\Sigma б}$ должна быть учтена при расчете прочности болта.

Разберемся с назначением предварительной затяжки.

На рис. 20, а усилие в стыке деталей $F_{ст} = 0$. После затяжки $F_{зат}$ (рис. 20, б) усилие в стыке стало равным $F_{ст} = F_{зат}$. После дополнительного нагружения внешней силой F_A (рис. 20, в) усилие в стыке уменьшится на $(F_A - X_б)$. Тогда окончательно усилие в стыке станет равным $F_{ст} = F_{зат} - (F_A - X_б) = F_{зат} - (F_A - \chi F_A) = F_{зат} - (1 - \chi) F_A$.

Для обеспечения герметичности (для нераскрытия стыка) усилие в стыке не должно уменьшаться до нулевого значения. Поэтому условие нераскрытия стыка деталей запишем в виде $F_{ст} > 0$. Тогда $F_{зат} - (1 - \chi) F_A > 0$, откуда затяжка, обеспечивающая нераскрытие стыка должна быть $F_{зат} > (1 - \chi) F_A$. Если ввести коэффициент затяжки $K_{зат}$, то неравенство можно заменить равенством $F_{зат} = (1 - \chi) F_A K_{зат}$.

При постоянной нагрузке F_A можно принять $K_{зат} \approx 2$. При переменной - $K_{зат} \approx 4$.

Методика определения жесткости болта с переменным сечением и жесткости сжимаемых деталей изложена в лабораторном практикуме.

При проектировочном определении диаметра болта было бы ошибкой считать полученную выше $F_{\Sigma 6}$ расчетной нагрузкой. Дело в том, что как мы знаем, при создании $F_{\text{зат}}$ завинчиванием гайки болт растягивается не только растягивающей силой $F_{\text{зат}}$, но и закручивается моментом T_p сил в резьбе. Дополнительное влияние касательных напряжений учитываем коэффициентом 1,3. Но дополнительная нагрузка на болт χF_A увеличивает только σ , не изменяя τ . Поэтому расчетную нагрузку на болт надо определять по формуле $F_{\text{расч}} = 1,3F_{\text{зат}} + \chi F_A$. Тогда минимальный внутренний диаметр резьбовой части болта должен быть $d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma]}}$.

Анализ полученных решений

При заданной предварительной затяжке соединения $F_{\text{зат}}$ и известной внешней нагрузке на затянутое соединение F_A суммарная нагрузка на болт $F_{\Sigma 6}$ существенно зависит от величины коэффициента внешней силы χ , т.к. $F_{\Sigma 6} = F_{\text{зат}} + \chi F_A$. При этом χ зависит от соотношения жесткостей болта и сжимаемых деталей, т.к. $\chi = \frac{C_6}{C_6 + C_d}$.

Для уменьшения нагрузки болта желательно уменьшать χ . Очевидно, что увеличение жесткости деталей C_d приводит к уменьшению χ . Заметим, что установка неметаллических (т.е. маложестких) прокладок между деталями, которые ставят для улучшения герметичности, приводит к снижению суммарной жесткости деталей, что нежелательно. Поэтому толщину таких прокладок желательно уменьшать. C_d зависит также и от качества обработки поверхностей стыка. При большой шероховатости поверхностей их микронеровности сминаются, что приводит к уменьшению C_d . Поэтому для ответственных соединений поверхности стыка деталей рекомендуют шлифовать.

Влияние C_6 на χ в формуле не очевидно. Выполним несложные преобразования.

$$\chi = \frac{C_6}{C_6 + C_d} = \frac{C_6/C_6}{C_6/C_6 + C_d/C_6} = \frac{1}{1 + C_d/C_6}.$$

Теперь понятно, что при уменьшении C_6 увеличивается отношение C_d/C_6 , увеличивается весь знаменатель формулы и, соответственно, уменьшается χ .

Так как $C_6 = \frac{E_6 A_6}{l_6}$, то становится понятным, что для уменьшения C_6 надо стремиться уменьшать по возможности диаметр болта и (или) увеличивать его длину. Одним из примеров такого болта является шатунный болт, изображенный на рис. 21. Для него коэффициент внешней силы удается уменьшить до величины $\chi = 0,14$ (см. [3]). Для шпилек крепления крышки авиадвигателей внутреннего сгорания на заре авиастроения удалось достичь $\chi \leq 0,1$.

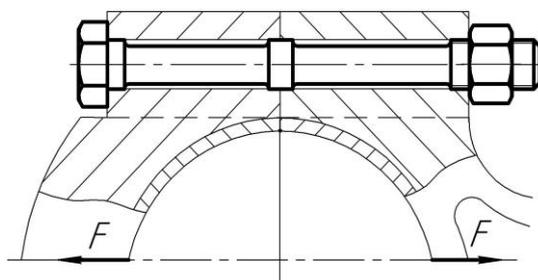


Рис. 21

Полученные выводы позволяют сформулировать основное правило конструирования резьбовых соединений: «жесткие фланцы + податливые (т.е. маложесткие) болты».

Вопросы для самоконтроля

1. Причины выхода из строя резьбовых соединений.
2. Для какой детали более вероятно разрушение от среза резьбы – для болта или гайки?

3. Почему при расчете ходовых резьб не учитывают неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы?
4. По каким напряжениям и от каких нагрузок рассчитывают стержень крепежного болта?
5. По каким соображениям назначена высота стандартных крепежных гаек?
6. Почему при затяжке болта в нем появляются касательные напряжения? Как их определить?
7. Как при расчете болта, находящегося под $F_{зат}$ учитывают действие касательных напряжений?
8. Болт установлен с зазором. Нагрузка сдвигающая. Почему расчетная нагрузка на болт многократно превышает $F_{сдв}$?
9. Почему в авиастроении предпочитают устанавливать беззазорные болты?
10. Болт установлен без зазора. Нагрузка сдвигающая. По каким напряжениям определяют толщину сдвигаемых деталей?
11. Затянутый болт нагружен внешней осевой силой. Как определить суммарную нагрузку для болта?
12. Почему на рис. 20, б деформация болта от $F_{зат}$ больше деформации деталей от $F_{зат}$?
13. От чего зависят жесткость болта и жесткость деталей?
14. Что такое коэффициент внешней силы и зачем он нужен? Как его можно уменьшить?
15. Из каких соображений определяют предварительную затяжку болта?
16. В каких единицах измеряется жесткость?
17. Зачем на шатунном болте выполняют выточки, уменьшающие его диаметр?

Тема 4 Расчет групповых болтовых конструкций

Если детали соединены двумя или ббльшим количеством болтов, то такое соединение принято называть групповым.

Задача расчета групповых болтовых конструкций состоит в определении реакций болтов, выборе наиболее нагруженного из них и расчете прочности этого болта по одной из методик, приведенных выше. Однако следует иметь ввиду, что при определении реакций придется решать чаще всего статически неопределимую задачу, для решения которой понадобятся следующие допущения: соединяемые детали являются абсолютно жесткими (недеформируемыми) и потому остаются плоскими на всех этапах нагружения; поверхности стыка имеют минимум две оси симметрии, а болты расположены симметрично относительно этих осей; все болты имеют одинаковые размеры и равные предварительные затяжки.

Различают два характерных случая расчета групповых болтовых конструкций.

Случай I. Внешняя нагрузка действует в плоскости стыка деталей, т.е. она сдвигает детали. Под внешней нагрузкой в общем случае следует понимать равнодействующую F плоской системы сил. Именно такой случай изображен на рис. 22, где две пластины толщиной δ соединены болтами. Количество болтов $z = 6$. Из-за малой толщины пластин будем считать, что сила F лежит в плоскости стыка деталей. Установлены болты с зазором или без зазора, на начальной стадии задачи это пока не имеет значения.

В задачах, аналогичной этой, реакции болтов имеют разную величину и направление.

Определять реакции рекомендуем в следующей последовательности.

1. Определяем положение центра тяжести болтов, т.е. такой точки, относительно которой горизонтально расположенные болты (только болты!) находились бы в равновесии. Эту точку часто называют центром стыка. В нашей задаче – это точка O .

2. Линия силы F не проходит через центр стыка. По правилу теоретической механики перенесем ее в эту точку. Для этого в т. O изобразим уравновешенную систему двух сил F_1 и F_2 , каждая из которых по модулю равна внешней силе $F_1 = F_2 = F$. Нагрузка на конструкцию и равновесие системы сил не изменились. Но появилась пара сил F_1 и F_2 (отмеченных двойными штрихами), которая нагружает пластину вращающим моментом $T = F_1 L = FL$, направленным по часовой стрелке (этот момент изображен дуговой стрелкой T) и сдвигающая сила F_2 (по сути F), действующая в центре стыка. Реакции болтов от момента T и от силы F_2 можно определять отдельно, используя принцип независимости действия сил.

3. Определяем реакции болтов R_{Fi} от сдвигающей силы F_2 . Так как F_2 приложена в центре стыка и направлена вниз, то реакции болтов должны быть равны между собой и направлены вверх. Эти реакции показаны на рисунке и равны $R_{F1} = R_{F2} = \dots = R_{F6} = F_2/z$.

4. Для определения реакций болтов R_{Ti} от вращающего момента T изобразим их вначале в следующей последовательности.

– Каждый болт на рисунке надо соединить радиусом r_i с центром стыка.

– Сдвиговые деформации пластин в зоне каждого болта перпендикулярны своему радиусу и пропорциональны расстоянию до т. O (пластины ведь абсолютно жесткие!). Следовательно, по закону Гука и нагрузки на болты должны быть перпендикулярны радиусам и пропорциональны величинам этих радиусов. Тогда вдоль перпендикуляров к радиусам изображаем реакции от момента так, чтобы они давали относительно т. O моменты, противоположные внешнему моменту T . Чем дальше от т. O расположен болт, тем больше на нем реакция от момента. Тогда $R_{T1} = R_{T2} = R_{T4} = R_{T5}$ (т.к. $r_1 = r_2 = r_4 = r_5$) и $R_{T3} = R_{T6}$ (т.к. $r_3 = r_6$). Для болта № 6 реакция R_{T6} изображена условно несколько смещенной относительно R_{F6} .

5. Величины изображенных реакций от момента определим из уравнения моментов

$$\sum m_O = 0; R_{T1}r_1 + R_{T2}r_2 + \dots + R_{T6}r_6 - T = 0.$$

Но $R_{T1} = R_{T2} = R_{T4} = R_{T5}$ и $R_{T3} = R_{T6}$, поэтому $4R_{T1}r_1 + 2R_{T3}r_3 = T$. По условию пропорциональности $\frac{R_{T1}}{R_{T3}} = \frac{r_1}{r_3}$, $\Rightarrow R_{T3} = R_{T1} \frac{r_3}{r_1}$. Поэтому уравнение моментов имеет вид $4R_{T1}r_1 + 2R_{T1} \frac{r_3}{r_1} r_3 = T$, откуда $R_{T1} = \frac{T}{4r_1 + 2\frac{r_3}{r_1} r_3}$ и $R_{T3} = R_{T6} = R_{T1} \frac{r_3}{r_1}$. Из рисунка видно, что

$$r_3 = a \text{ и } r_1 = \sqrt{a^2 + b^2}.$$

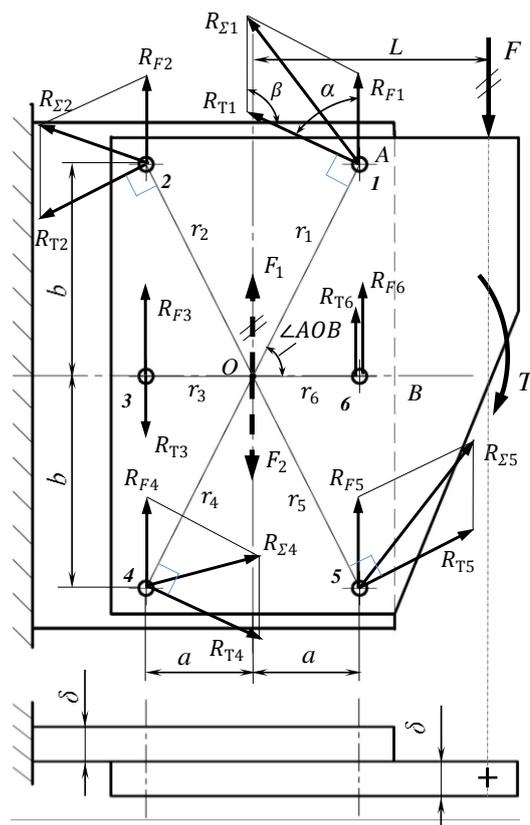


Рис. 22

6. Суммарная нагрузка каждого болта равна геометрической сумме соответствующих реакций R_{Fi} и R_{Ti} , которую можно получить либо графически, либо расчетом по теореме косинусов. Имеем $R_{\Sigma 6} = R_{F6} + R_{T6}$; $R_{\Sigma 3} = R_{F3} - R_{T3}$; $R_{\Sigma 1} = R_{\Sigma 5} = \sqrt{R_{F1}^2 + R_{T1}^2 - 2R_{F1}R_{T1} \cos \beta}$. Но $\cos \beta = \cos(180^\circ - \alpha) = -\cos \alpha$, поэтому $R_{\Sigma 1} = R_{\Sigma 5} = \sqrt{R_{F1}^2 + R_{T1}^2 + 2R_{F1}R_{T1} \cos \alpha}$, где $\alpha = \arctg\left(\frac{b}{a}\right)$. Суммарные реакции болтов №2 и №4 можно не определять, так как они заведомо меньше более нагруженных болтов №№ 1, 5 и 6.

7. Анализируя суммарные реакции, надо выбрать наибольшую и назначить ее расчетной сдвигающей силой для одиночного болта. Пусть это будет болт №1 (или №5). Тогда $F_{сдв} = R_{\Sigma 1}$.

8. Расчет прочности наиболее нагруженного болта надо выполнить в зависимости от того, как он установлен.

Если болты установлены с зазором по варианту I, то вначале определим предварительную затяжку $F_{зат} = \frac{F_{сдв}}{fi} K_{сдв} = \frac{R_{\Sigma 1}}{f \cdot 1} K_{сдв}$, а затем и внутренний диаметр резьбы болта из расчета по эквивалентным напряжениям $d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{зат} \cdot 1,3}{\pi[\sigma]}}$.

Если болты установлены без зазора, то диаметр цилиндрической части болта повышенной точности можно определить из расчета на срез по формуле $d \geq \sqrt{\frac{4F_{сдв}}{\pi[\tau] \cdot i}} \geq \sqrt{\frac{4R_{\Sigma 1}}{\pi[\tau] \cdot 1}}$.

Толщину деталей, если она неизвестна, можно определить из расчета на смятие $\delta \geq \frac{F_{сдв}}{d[\sigma_{см}]} = \frac{R_{\Sigma 1}}{d[\sigma_{см}]}$.

Частный случай №1 изучаемой задачи. Линия внешней силы F проходит через центр стыка болтового соединения.

В этом случае задача существенно упрощается. Внешнего момента пары сил нет, т.е. $T = 0$. Значит, надо определить только реакции от силы $R_{Fi} = F/z$ и каждую из этих реакций считать расчетной сдвигающей силой для болта $F_{сдв} = R_{Fi}$.

Частный случай №2. Соединение нагружено только внешним моментом T .

В этом случае реакции болтов от силы $R_{Fi} = 0$ и надо определять только реакции от момента R_{Ti} . Надо найти наибольшую из них $R_{T \max}$, принять ее в качестве расчетной сдвигающей $F_{сдв}$ и выполнить расчет по методике п. 3.2.3.

Случай II. Внешняя нагрузка F действует в плоскости, перпендикулярной стыку деталей, т.е. она раскрывает стык деталей.

Этот случай часто встречается в практике, когда надо прикреплять корпусные детали к основаниям, например, корпус редуктора к раме.

Методику решения задачи изучим на примере крепления кронштейна по рис. 23. В таких конструкциях, не требующих оптимизации весовых характеристик, обычно применяют болты, установленные с зазором. Как и в предыдущей задаче допускаем, что кронштейн и основание – абсолютно жесткие детали. Задачу решаем в следующей последовательности.

1. Определяем на горизонтальной проекции положение центра стыка (точки O) и переносим его на фронтальную проекцию.

2. Внешнюю силу F заменим её составляющими $F_x = F \cos \alpha$ и $F_y = F \sin \alpha$ (рис. 24). Линии сил F_x и F_y не проходят через центр стыка. Поэтому в т. O добавляем уравновешенные системы сил F_{x1} совместно с F_{x2} ($F_{x1} = F_{x2} = F_x$) и F_{y1} совместно с F_{y2} ($F_{y1} = F_{y2} = F_y$). Нагрузка на кронштейн не изменилась. Пара сил F_x и F_{x2} опрокидывает кронштейн по часовой стрелке моментом $M_1 = F_x H = F_{x2} H$. Одновременно пара сил F_y и F_{y2} опрокидывает кронштейн против часовой стрелки моментом $M_2 = F_y h = F_{y2} h$. Судя по рис. 24, $F_x > F_y$ и $H > h$. Поэтому $M_1 > M_2$. Суммарный опрокидывающий момент M_Σ направлен по часовой стрелке и равен $M_\Sigma = M_1 - M_2 = F_x H - F_y h$.

Итак, на кронштейн действуют три внешних силовых фактора: опрокидывающий момент M_Σ ; вертикальная поднимающая сила F_{y1} и горизонтальная сдвигающая сила F_{x1} . Силы F_{y1} и F_{x1} действуют в центре стыка.

3. Определяем нагрузки болтов от сдвигающей силы F_{x1} . Так как болты поставлены с зазором, то условие неподвижности кронштейна при сдвиге имеет вид $F_{тр} \geq F_{x1}$, где $F_{тр}$ – сила трения под кронштейном, для создания которой нужна предварительная затяжка болтов. Очевидно, что $F_{тр} = F_{зат} f_z$. Тогда $F_{зат} \geq \frac{F_{x1}}{f_z}$. Введя коэффициент запаса по сдвигу $K_{сдв}$, имеем $F_{зат} = \frac{F_{x1}}{f_z} K_{сдв}$.

4. Определяем реакции болтов от силы F_{y1} . Так как сила F_{y1} приложена в центре стыка, то реакции болтов равны между собой $R_{y1} = R_{y2} = R_{y3} = R_{y4} = \frac{R_{y1}}{4}$. Отметим, что каждая из этих реакций является внешней растягивающей нагрузкой на каждый затянутый болт.

5. Определяем реакции болтов R_{Mi} от опрокидывающего момента. Обратимся для этого к рисунку 25. Так как кронштейн и основание абсолютно жесткие, то точкой опрокидывания является т. A (вернее – ребро A). Деформации болтов, а, значит, и нагрузки пропорциональны расстояниям болтов от т. A . Тогда $\frac{R_{M2}}{R_{M1}} = \frac{l_2}{l_1}$, откуда $R_{M2} = R_{M1} \frac{l_2}{l_1}$. Составим уравнение моментов относительно т. A $\sum m_A = 0$; $R_{M1} l_1 + R_{M4} l_1 + R_{M2} l_2 + R_{M3} l_2 - M_\Sigma = 0$. Но $R_{M1} = R_{M4}$ и $R_{M2} = R_{M3}$. Тогда имеем систему уравнений

$$\left. \begin{aligned} 2R_{M1} l_1 + 2R_{M2} l_2 &= M_\Sigma \\ R_{M2} &= R_{M1} \frac{l_2}{l_1} \end{aligned} \right\}$$

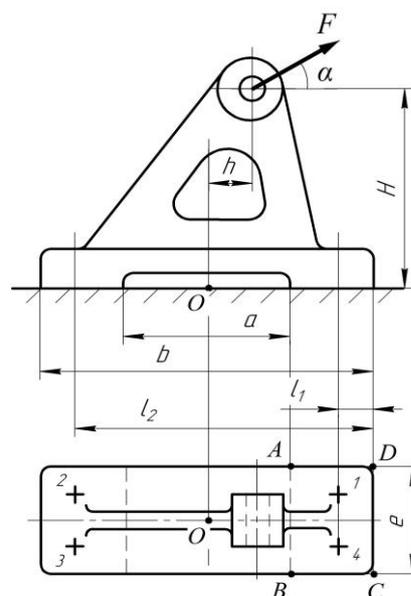


Рис. 23

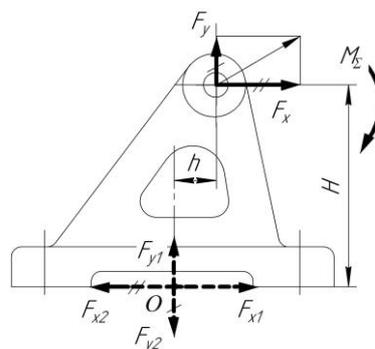


Рис. 24

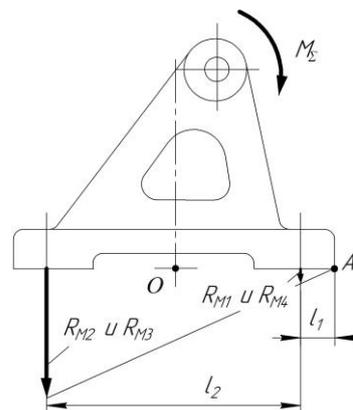


Рис. 25

Решая систему, получим R_{M1} и R_{M2} . На рис. 25 реакции от момента изображены для равновесия кронштейна. Для болтов эти реакции будут внешними растягивающими силами.

6. Определение суммарной нагрузки для более нагруженных болтов 2 и 3. Очевидно, что реакции R_{y2} и R_{M2} (так же, как и аналогичные реакции для болта №3) являются внешними силами для предварительно затянутого болта №2. Поэтому суммарная растягивающая нагрузка для болтов 2 и 3 равна $R_{\Sigma 2} = R_{\Sigma 3} = F_{\text{зат}} + \chi(R_{y2} + R_{M2})$.

Было бы ошибкой использовать силу $R_{\Sigma 2}$ для расчета прочности болтов 2 или 3. Дело в том, что на этапе создания предварительной затяжки $F_{\text{зат}}$ путем завинчивания гайки болт не только растягивается силой $F_{\text{зат}}$ (внешней нагрузки F на кронштейне еще нет), но и нагружается крутящим моментом T_p в резьбе (см. п. 3.2.2 стр. 15). Дополнительное влияние касательных напряжений на прочность болта учтем коэффициентом 1,3. Поэтому расчетная нагрузка для болта $F_{\text{расч}} = F_{\text{зат}} \cdot 1,3 + \chi(R_{y2} + R_{M2})$.

7. Внутренний диаметр резьбовой части болта определим по формуле (уже без коэффициента 1,3, несмотря на наличие $F_{\text{зат}}$) $d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma]}}$.

8. Проверка условия нераскрытия стыка в зоне болтов 2 и 3.

Предварительную затяжку $F_{\text{зат}}$ мы определили по условию отсутствия сдвига кронштейна силой F_{x1} . При нагружении предварительно затянутых болтов 2 и 3 внешней силой $F_A = (R_{y2} + R_{M2})$ возможно раскрытие стыка. Раскрытие стыка не произойдет, если $F_{\text{зат}} = (1 - \chi)F_A K_{\text{зат}} = (1 - \chi)(R_{y2} + R_{M2})K_{\text{зат}}$, где $K_{\text{зат}} = 2,0$ при $F = \text{const}$ и $\chi \approx 0,25$. Если последнее условие нераскрытия не соблюдается, то новую $F_{\text{зат}}$ надо определить из этого условия и повторить решение, начиная с позиции 4 данного пункта.

Иногда при большой сдвигающей нагрузке $F_{\text{сдв}} = F_{x1} = F_x$ устанавливают болты повышенной точности без зазора. Тогда:

- диаметр d цилиндрической части болта определяют из расчета на срез по формуле

$$d \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{сдв}}}{i\pi[\tau]z}} \geq \sqrt{\frac{4F_{x1}}{i\pi[\tau]z}}, \text{ где для нашей задачи } i = 1 \text{ и } z = 4;$$

- определяют реакции R_{y2} и R_{M2} по изложенной выше методике;

- определяют предварительную затяжку не по условию отсутствия сдвига как в решении выше, а по условию нераскрытия стыка, т.е. по формуле $F_{\text{зат}} = (1 - \chi)(R_{y2} + R_{M2})K_{\text{зат}}$;

- определяют расчетную нагрузку для резьбовой части болта $R_{\Sigma 2} = 1,3F_{\text{зат}} + \chi(R_{y2} + R_{M2})$;

- определяют внутренний диаметр резьбы болта $d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma]}}$;

- подбирают стандартный болт повышенной точности с диаметром цилиндрической части d и с внутренним диаметром резьбовой части d_1 не менее расчетных.

Примечание. В решенной выше задаче кронштейн может быть установлен на основании, не обладающем достаточной прочностью на смятие, например, на бетон, или кирпичную кладку. В этом случае требуется проверка условия прочности основания на смятие.

От предварительной затяжки в стыке под кронштейном появились напряжения смятия $\sigma_{см} = \frac{F_{зат}}{2A_{ст}}$, где $A_{ст}$ – площадь прямоугольника $ABCD$ на рис. 23.

При появлении поднимающей силы F_{y1} напряжения смятия уменьшились на величину $\frac{(1-\chi)F_{y1}}{A_{ст}}$, где $\chi = 0,25$ – коэффициент внешней силы, а $(1 - \chi)$ – часть внешней силы F_{y1} , идущей на раскрытие стыка (см. стр. 18).

От опрокидывающего момента правая часть кронштейна окажется дополнительно прижатой к основанию суммарным усилием $R_{M1} + R_{M4} = 2R_{M1}$, от которого напряжение смятия увеличится на величину $\frac{2R_{M1}}{A_{ст}}$. Таким образом, суммарное напряжение смятия под правой опорной поверхностью кронштейна станет равным $\sigma_{см\Sigma} = \frac{F_{зат}}{2A_{ст}} - \frac{(1-\chi)F_{y1}}{A_{ст}} + \frac{2R_{M1}}{A_{ст}}$.

Условие прочности на смятие $\sigma_{см\Sigma} \leq [\sigma_{см}]$, где допускаемое напряжение на смятие для стального основания $[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_B$; для чугунного $[\sigma_{см}] = 0,4\sigma_B$; для бетона $[\sigma_{см}] = 2$ МПа.

Если условие прочности на смятие основания не выполняется, надо изменять размеры стыка.

Вопросы для самоконтроля

1. Какие допущения вводятся при расчете групповых болтовых конструкций? Зачем понадобилось допущение об абсолютной жесткости деталей?
2. Что называют центром стыка в болтовом соединении?
3. Если линия внешней силы F не проходит через центр стыка, то как силу F приводят в центр стыка?
4. Почему реакции болтов от момента в нахлесточном соединении направлены перпендикулярно радиусу?
5. Почему реакции болтов от момента пропорциональны расстоянию до центра стыка?
6. Групповое болтовое соединение нагружено в плоскости стыка деталей. Всегда ли нужна предварительная затяжка болтов?
7. Групповое болтовое соединение нагружено перпендикулярно стыку деталей. По каким критериям назначается предварительная затяжка?

Тема 5 Заклёпочные соединения. Сварные соединения

5.1 Заклёпочные соединения

Заклёпочные (клёпаные) соединения выполняют с помощью специальных крепежных деталей – заклёпок. Заклёпка (см. рис. 26) представляет собой стержень круглого сечения диаметром d с заранее изготовленной (чаще всего полукруглой или конической) головкой, которая называется закладной. Она устанавливается в отверстие, выполненное одним проходом сверла или пробивкой цилиндрическим пуансоном в плотно сжатых совмещенных деталях. Отверстие имеет диаметр на 0,1 больше диаметра d . Вторая головка заклёпки, которая называется замыкающей, образуется в результате пластического деформирования (клёпки) пневматическим инструментом, снабженным специальной сферической или плоской насадкой.

Закладную головку при этом прижимают к деталям пневматической поддержкой. В процессе клёпки формируется не только замыкающая головка, но и деформируется стержень заклёпки, увеличиваясь в диаметре. Поэтому зазор между телом заклёпки и стенками отверстия практически полностью исчезает. При рациональном подборе параметров режима клёпки можно создать требуемый натяг в соединении, когда диаметр посадки превышает номинальный диаметр соединения d . Речь идет о тысячных долях миллиметра, т.е. о микрометрах. При этом закладная и замыкающая головки сжимают соединяемые детали, благодаря чему часть, а иногда и вся внешняя нагрузка, действующая в плоскости стыка, передается силами трения.

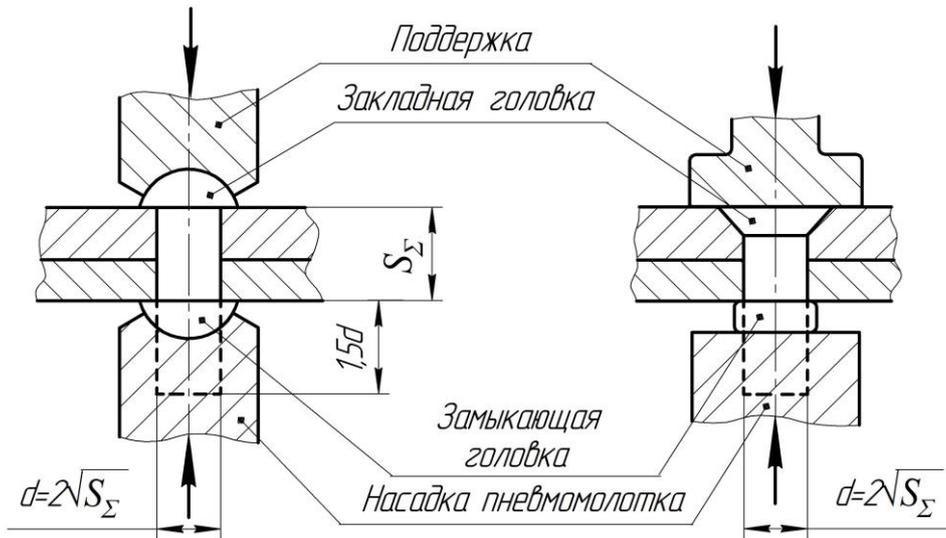


Рис. 26

Заклёпочные соединения применяют для скрепления листовых деталей или фасонных прокатных профилей в строительных конструкциях (широко в мостостроениях). В судостроении, авиастроении и т.п. они являются одним из наиболее распространенных и надежных способов соединения деталей, узлов, листовых панелей и агрегатов летательных аппаратов. Заклёпки применяют в особо ответственных конструкциях, воспринимающих вибрационные или повторные нагрузки; для соединения несвариваемых материалов; в конструкциях, не допускающих сварку из-за коробления или опасности отпуска термообработанных деталей. Заклёпочные соединения, по сравнению со сварными, более стабильны, лучше контролируются. Они обеспечивают не только необходимую прочность, но и герметичность соединения, что очень важно для авиастроения.

Недостатками заклёпочных соединений являются более высокая трудоемкость и стоимость изготовления, повышенный расход материалов, шум и вибрация в процессе клёпки.

Заклёпки изготавливают из пластичных сталей (остаточное относительное удлинение $\delta > 10\%$, например, сталь 10), алюминиевых сплавов В95 или Д18, латуни Л63 и меди М2.

В конструкциях, обтекаемых внешним воздушным потоком (например, в самолетах), используют заклёпки с потайной головкой (см. рис. 26) с углом конуса $\alpha = 120^\circ$.

В процессе клёпки диаметр стержня обычно увеличивается неравномерно по толщине соединяемого пакета листов. Стержень приобретает конусность до 5%, вершина которого обращена в сторону закладной головки. Из-за этого не обеспечивается плотное прилегание закладной головки к гнезду и части стержня к отверстию. Эпюра натягов и зазоров в таком

соединении показаны на рис. 27, а. Для получения соединения с равномерным по толщине пакета натягом применяют заклёпки с бугорком не закладной головке (см. рис. 27, б), который называется компенсатором. При клёпке компенсатор утапливается в тело заклёпки плоской поверхностью клепального инструмента, вызывая радиальное течение материала как в зоне закладной головки, так и в зоне перехода закладной головки в стержень. В этом случае натяг в соединении образуется по всей высоте пакета (см. рис. 27, в). В результате этого усталостная прочность соединения повышается в 2...3 раза.

Расчет на прочность заклёпочных соединений

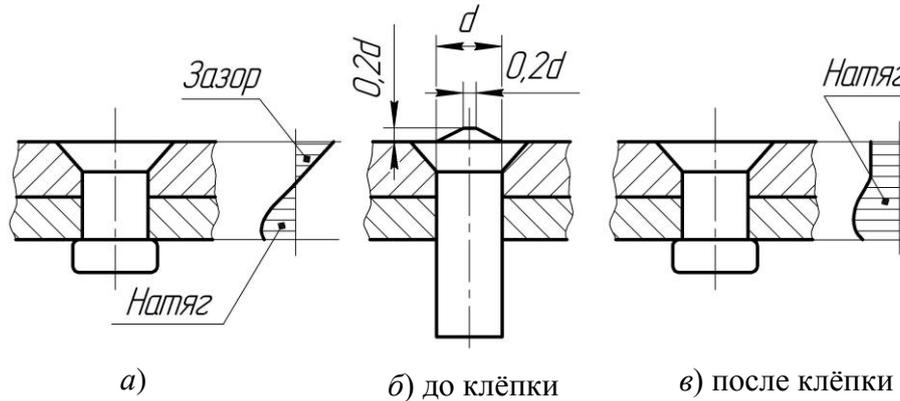


Рис. 27

Условия нагружения заклёпок аналогичны условиям нагружения болтов повышенной точности, поставленным без зазора (см. стр. 16), в предположении, что нагрузка (сила, момент или их совместное приложение) действует в плоскости стыка деталей и с допущением, что соединяемые детали являются абсолютно жесткими. Поэтому применяются критерии прочности заклёпок на срез и смятие. Например, для рис. 28 расчетные напряжения среза $\tau_{ср}$ и смятия $\sigma_{см}$ и соответствующие условия прочности можно записать в виде

$$\tau_{ср} = \frac{F}{A_{ср}z} = \frac{F}{\frac{\pi d^2}{4}z} = \frac{4F}{\pi d^2 z} \leq [\tau_{ср}]; \quad \sigma_{см} = \frac{F}{A_{см}n} = \frac{F}{sdn} \leq [\sigma_{см}],$$

где $A_{ср} = \frac{\pi d^2}{4}$ – площадь поперечного сечения стержня заклёпки в стыке между деталями; z – количество поверхностей среза (для рис. 28 $z = 2$); $A_{см} = sd$ – условная поверхность смятия; n – количество поверхностей смятия заклёпок, находящихся в одной из соединяемых деталей; $[\tau_{ср}]$ и $[\sigma_{см}]$ – допускаемые напряжения. Для стальных заклёпок при статическом нагружении обычно принимают $[\tau_{ср}] = 140$ МПа и $[\sigma_{см}] = 300$ МПа. При переменных нагрузках, изменяющихся от F_{min} до F_{max} , допускаемые напряжения надо умножить на понижающий поправочный коэффициент γ , который определяют по формуле $\gamma = \frac{1}{(1 - 0,3 \frac{F_{min}}{F_{max}})}$.

Приведенные выше условия прочности чаще всего используют как проверочные, предварительно задавшись диаметром заклёпок. Наиболее употребительная рекомендация для назначения d имеет вид $d \approx 2\sqrt{s_{\Sigma}}$, где s_{Σ} – суммарная толщина двух соединяемых деталей в нахлестке.

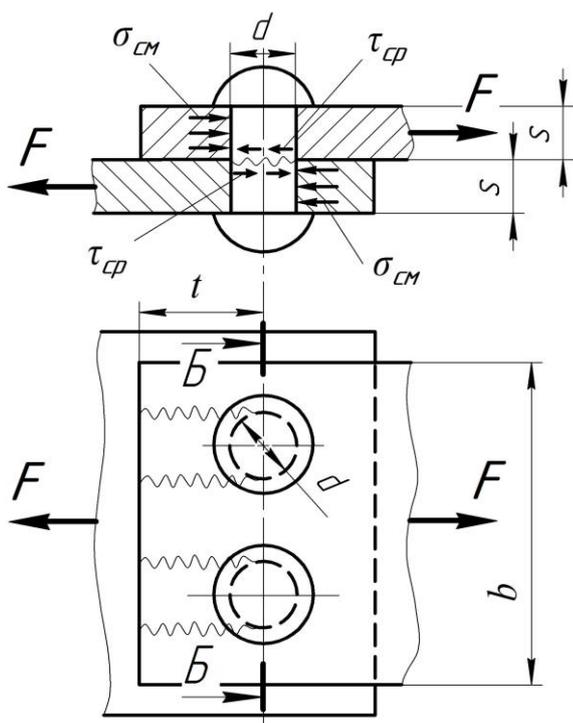


Рис. 28

детали $\tau = \frac{F}{A_{\text{ср}}2z} = \frac{F}{st2z} \leq [\tau]$, где $A_{\text{ср}} = st$ – площадь прорезания; z – число заклёпок в ряду; $[\tau]$ – допустимое касательное напряжение для материала детали.

Если групповое заклёпочное соединение нагружено несимметричной нагрузкой в плоскости стыка деталей (силой и моментом), то расчет следует вести по методике, описанной на стр. 20 - I случай. А именно: надо определить центр стыка; привести внешнюю нагрузку к центру стыка; определить сдвигающие реакции для заклёпок от силы в центре стыка и от момента пары сил; графически определить суммарные реакции; для наиболее нагруженной заклёпки выполнить расчет прочности (проектировочный или проверочный) по приведенным формулам для напряжений среза и смятия.

5.2 Сварные соединения

Сварные соединения являются неразъемными соединениями деталей. Сварка осуществляется нагревом деталей до расплавленного состояния электрической дугой между электродом и изделием. Сварка отличается экономичностью и обеспечивает высокую прочность соединений. Недостатком сварки является нестабильность качества шва из-за окисления жидкого металла и выгорания легирующих элементов.

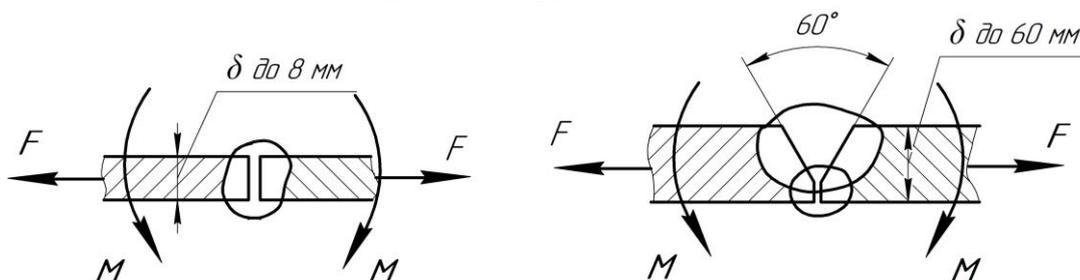


Рис. 29

В заклёпочном соединении (например, по рис. 28) возможно разрушение более узкого листа шириной b по ослабленному отверстиями сечению Б – Б. Растягивающее напряжение в этом сечении и условие прочности

$$\sigma = \frac{F}{A_{\text{нетто}}} = \frac{F}{s(b-zd)} \leq [\sigma],$$

где $A_{\text{нетто}}$ – площадь детали в опасном сечении с учетом отверстий; z – число заклёпок в ряду (для рис. 28 $z = 2$); $[\sigma]$ – допустимое напряжение при растяжении материала листа.

Смятие стенок отверстий в деталях нарушает работоспособность соединения и может привести к прорезанию заклёпками соединяемых деталей (на горизонтальной проекции рис. 28 следы разрушения показаны продольными волнистыми линиями). Для предотвращения такого прорезания должно выполняться условие прочности по допустимым напряжениям среза для материала

Конструктивные способы соединения деталей очень разнообразны. Наиболее совершенными являются соединения встык по рис. 29.

При малых толщинах механическая обработка кромок деталей не обязательна. При средних и больших толщинах она необходима для образования сварного шва по всей толщине деталей.

Стыковые соединения могут разрушаться по шву или по сечению самой детали в зоне термического влияния. Расчет таких соединений на прочность не представляет сложности. Например, при расчете полосы шириной b (размер, перпендикулярный плоскости на рис. 29) на растяжение имеем

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

При изгибе моментом M имеем $\sigma = \frac{M}{W} \leq [\sigma']$, где момент сопротивления изгибу для прямоугольного сечения полосы с размерами $b \times \delta$ равен $W = \frac{b\delta^2}{6}$.

Допускаемое напряжение для сварного шва $[\sigma'] = 0,9[\sigma]$, где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение для материала свариваемых деталей.

Соединение внахлестку, когда листовая деталь накладывается на деталь, выполняется с помощью угловых швов по рис. 30. Наиболее распространен нормальный шов 1. Выпуклый шов 3 образует резкое изменение сечения деталей в месте соединения, что является причиной повышенной концентрации напряжений. Вогнутый шов 2 (его оформляют механической обработкой) снижает концентрацию напряжений и рекомендуется при действии переменных нагрузок.

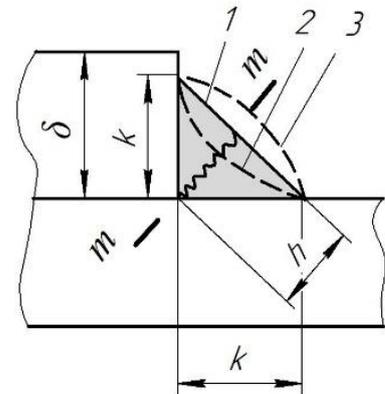


Рис. 30

Основные геометрические характеристики углового шва – катет k и высота h , которая равна $h = k \sin 45^\circ \approx 0,7k$. Размер $0,7k$ войдет во все последующие формулы.

Угловые швы, как показала практика, при любых нагрузках (силы, моменты) разрушаются от касательных напряжений τ в сечении $m - m$. Тогда площадь опасного сечения равна $A = 0,7kl$, где l – длина шва. Основным допущением при расчете прочности сварных соединений является допущение о том, что соединяемые детали – абсолютно жесткие, т.е. недеформируемые детали по сравнению с самим сварным швом, который считается упруго деформируемым элементом. Отметим также, что в данной лекции рассматриваются конструкции, где сварные швы расположены в основном с двумя осями симметрии.

Рассмотрим следующие варианты конструкций и нагрузок.

5.2.1 Сварное соединение нагружено силой, проходящей через центр сварного стыка

Аналогично групповым болтовым соединениям введем понятие центр сварного стыка, который является центром тяжести всех опасных сечений сварных швов в конструкции.

Пример 1. Пластины соединены двумя лобовыми швами (рис. 31). Центр сварного стыка – точка O . Пренебрегая эксцентриситетом сил δ , можно считать, что линии действия сил проходят через т. O . Тогда есть основание считать, что напряжения τ во всех точках швов одинаковы по величине и условие прочности имеет вид $\tau = \frac{F}{2A} = \frac{F}{2 \cdot 0,7k \cdot l_n} \leq [\tau']$, где

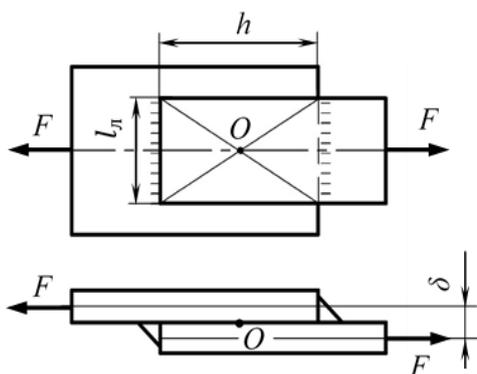


Рис. 31

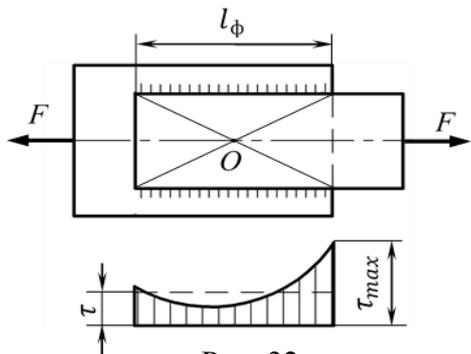


Рис. 32

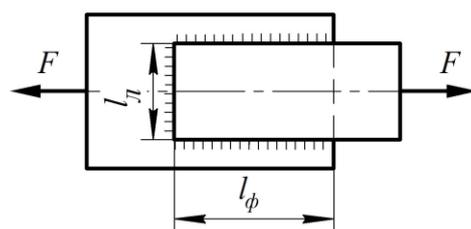


Рис. 33

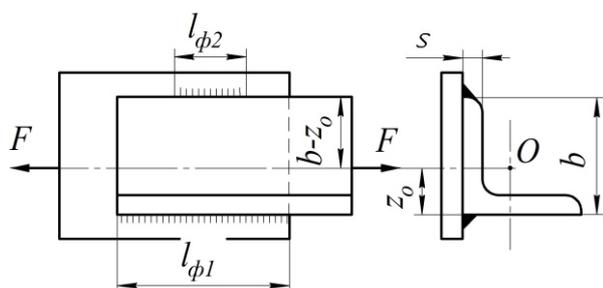


Рис. 34

$A = 0,7kl_l$ – площадь опасного сечения каждого из сварных швов; $[\tau']$ – допускаемое касательное напряжение материала швов. Это напряжение для ручной дуговой сварки принимают равным $[\tau'] = 0,6[\sigma]$, где $[\sigma]$ – допускаемое нормальное напряжение для материала деталей.

Для уменьшения влияния изгибающего момента $M_{из} = F\delta$ расстояние между швами должно быть $h \geq 5k$.

Пример 2. Пластины соединены двумя фланговыми швами (рис. 32). Центр сварного стыка – точка O . Линия сил F проходит через т. O . Швы нагружены одинаково. При абсолютно жестких деталях напряжения τ во всех точках швов одинаковы и равны $\tau = \frac{F}{2A} = \frac{F}{2 \cdot 0,7k \cdot l_\phi} \leq [\tau']$. Однако следует знать, что в действительности из-за податливости деталей напряжения распределены неравномерно. На концах шва они больше, чем в середине. Поэтому в практике длине фланговых швов ограничивают условием $l_\phi \leq 50k$.

Пример 3. Детали соединены двумя фланговыми швами длиной l_ϕ и лобовым швом длиной l_l (рис. 33). Вдоль линии сил F швы расположены симметрично. Значит центр стыка (т. O) расположен где-то на этой линии, и потому есть уверенность, что линия силы F проходит через центр стыка. Тогда

$$\tau = \frac{F}{2A_\phi} + \frac{F}{A_l} = \frac{F}{2 \cdot 0,7k \cdot l_\phi + 0,7k \cdot l_l} \leq [\tau'].$$

Пример 4. Если одна деталь асимметрична, то расчет прочности производят с учетом нагрузки, воспринимаемой каждым швом (рис. 34). Центр тяжести швов должен быть на линии, проходящей через центр тяжести уголка (точка O), координата которого z_0 (справочная характеристика для уголка). Следовательно, и линия сил F должна проходить через т. O .

Нагрузка F распределяется по швам обратно пропорционально плечам z_0 и $b - z_0$. Соблюдая условие равнопрочности, швы выполняют с различной длиной так, чтобы $\frac{l_{\phi 1}}{l_{\phi 2}} = \frac{b - z_0}{z_0}$.

При этом напряжения в обоих швах $\tau = \frac{F}{0,7k \cdot l_{\phi 1} + 0,7k \cdot l_{\phi 2}} \leq [\tau']$.

5.2.2 Сварное соединение нагружено моментом в плоскости стыка деталей

Если соединение нагружено моментом (рис. 35), то напряжения от момента τ_M распределяются по длине шва неравномерно, а их векторы направлены различно (напряжения пропорциональны радиусам r и перпендикулярны им). Неравномерность напряжений тем больше, чем больше l_ϕ/b . В этом случае желательно применять короткие швы, для которых $l_\phi \leq b$. В общем случае максимальное напряжение можно определять по формуле $\tau = \frac{M}{W_p}$, где W_p – полярный момент сопротивления сечения швов в плоскости разрушения.

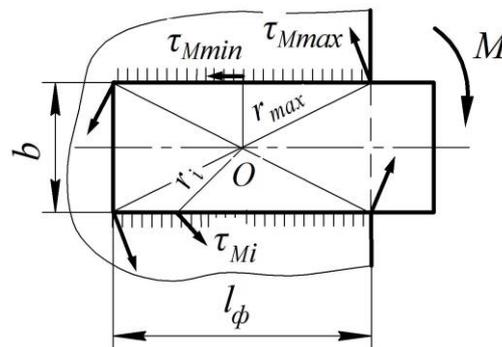


Рис. 35

Введем два важных допущения, чтобы упростить расчеты.

1. При предположении об абсолютной жесткости деталей считаем, что напряжения τ_M во всех точках сварных швов одинаковы по величине.

2. Считаем, что напряжения τ_M во всех точках швов направлены вдоль швов.

Такие допущения позволяют решить задачу по рис. 35 следующим образом.

τ_M – одинаковые по величине напряжения от момента. Они направлены вдоль швов так, чтобы создавать относительно т. O моменты, противоположные по направлению внешнему моменту M (рис. 36). То есть для верхнего шва влево, для нижнего – вправо. Произведение τ_M на площадь шва – сила. Правильное название этой силы – равнодействующая касательных напряжений в шве. Итак, $\tau_M 0,7kl_\phi$ – сила! Она направлена вдоль швов. Произведение $\tau_M 0,7kl_\phi \cdot \frac{b}{2}$ – момент

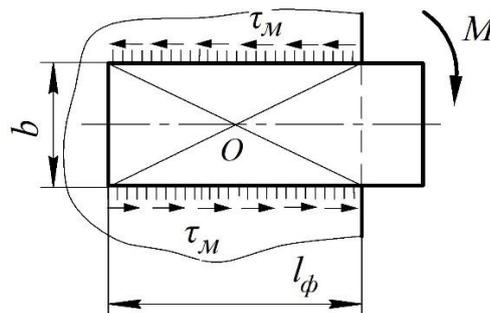


Рис. 36

этой силы относительно т. O , где $\frac{b}{2}$ – плечо силы $\tau_M 0,7kl_\phi$ относительно точки O . По закону равновесия $\sum m_o = 0$ имеем $\tau_M 0,7kl_\phi \cdot \frac{b}{2} \cdot 2 = M$, откуда расчетная формула для напряжений и условие прочности $\tau_M = \frac{M}{0,7kl_\phi b} \leq [\tau']$.

Предлагаемую методику закрепим следующим примером.

Детали соединены двумя лобовыми швами длиной $l_l = b$ и двумя фланговыми швами, длина которых согласно рекомендации выше, назначена $l_\phi = b$ (рис. 37). Напряжения от момента в лобовых и фланговых швах – $\tau_{Mл}$ и $\tau_{Mф}$. Допущение о том, что $\tau_{Mл} = \tau_{Mф}$ в данном случае выглядит сомнительно, т.к. расстояние этих швов от центра стыка слишком различно. Очевидно, что $\tau_{Mл} > \tau_{Mф}$ (см., например,

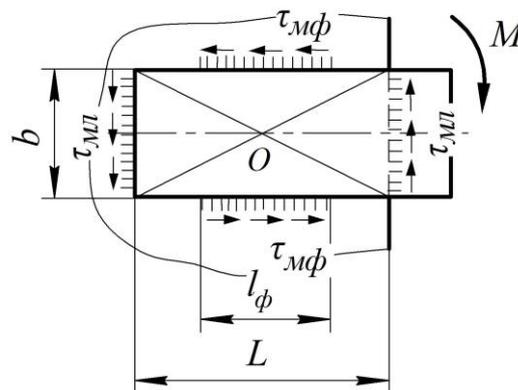


Рис. 37

расчет групповых болтовых соединений). При этом $\frac{\tau_{Мл}}{\tau_{Мф}} = \frac{L}{b}$. Тогда эти напряжения можно связать друг с другом отношением $\tau_{Мл} = \tau_{Мф} \frac{L}{b}$.

Равнодействующая напряжений в каждом из фланговых швов равна $\tau_{Мф} 0,7kl_{ф}$. Тогда суммарный момент этих двух сил относительно центра стыка равен $2\tau_{Мф} 0,7kl_{ф} \frac{b}{2} = \tau_{Мф} 0,7kl_{ф} b$.

Равнодействующая напряжений в каждом из лобовых швов равна $\tau_{Мл} 0,7kl_{л} = \tau_{Мф} \frac{L}{b} 0,7kl_{л}$. Тогда суммарный момент этих двух сил относительно центра стыка равен $2\tau_{Мф} \frac{L}{b} 0,7kl_{л} \frac{L}{2} = \tau_{Мф} \frac{L^2}{b} 0,7kl_{л}$.

По закону равновесия $\sum m_o = 0$ имеем $\tau_{Мф} 0,7kl_{ф} b + \tau_{Мф} \frac{L^2}{b} 0,7kl_{л} = M$, откуда

$$\tau_{Мф} = \frac{M}{0,7kl_{ф} b + \frac{L^2}{b} 0,7kl_{л}}$$

Условие прочности надо записывать для большего напряжения $\tau_{Мл} = \tau_{Мф} \frac{L}{b} \leq [\tau']$.

5.2.3 Сварное соединение нагружено силой F, не проходящей через центр стыка (рис. 38)

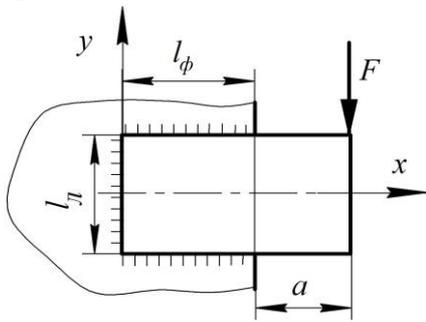


Рис. 38

Рассмотрим пример. Для сварных соединений, имеющих две оси симметрии, нет проблем в определении положения центра стыка. Для данной задачи эту проблему надо решать. Изобразим сварные швы в увеличенном масштабе. Разделим фигуру на три площадки (рис. 39). Угловые площадки *abcd* в расчете не учитываем из-за их малости. Определим координату x_o центра тяжести фигуры по методу, изложенному в теоретической механике.

$$x_o = \frac{\sum S_{yi}}{\sum A_i}, \text{ где } S_{yi} -$$

статические моменты площадей выделенных фигур относительно оси *y*; A_i – площади выделенных фигур. Напомним, что статическим моментом площади фигуры относительно оси *y* называется произведение площади фигуры на координату *x* ее центра тяжести.

Имеем

$$S_{y1} = S_{y3} = \underbrace{l_{ф} 0,7k}_{\text{площадь}} \underbrace{\frac{l_{ф}}{2}}_{\text{координата ц.т.}}$$

$$S_{y2} = - \underbrace{l_{л} 0,7k}_{\text{площадь}} \underbrace{\frac{0,7k}{2}}_{\text{координата ц.т.}}$$

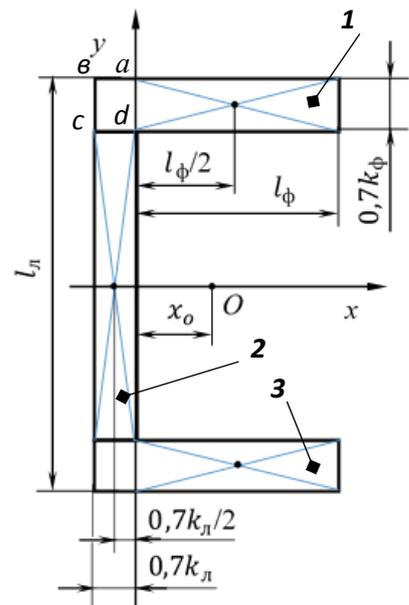


Рис. 39

Статический момент S_{y2} взят с минусом, т.к. координата центра тяжести фигуры 2 расположена слева от начала координат.

Суммарный статический момент сечения швов равен

$$\sum S_{yi} = l_{\phi} 0,7k \frac{l_{\phi}}{2} 2 - l_{л} 0,7k \frac{0,7k}{2}.$$

Суммарная площадь сечения швов равна

$$\sum A_i = 2l_{\phi} 0,7k + l_{л} 0,7k.$$

$$\text{Координата } x_0 = \frac{\sum S_{yi}}{\sum A_i}.$$

После определения положения центра стыка задачу решаем в следующей последовательности.

Итак, т. O – центр стыка. Линия силы F не проходит через т. O . Поэтому по правилу теоретической механики добавляем уравновешенную систему двух сил $F_1 = F_2 = F$ (см. рис. 40). Имеем два вида нагружения: пара сил F и F_2 с вращающим моментом $M = FL = F \left(\frac{l_{\phi}}{2} + a \right)$, направленным по часовой стрелке, и сдвигающая сила $F_1 = F$, приложенная в центре стыка. Напряжения от каждой нагрузки мы уже умеем определять.

Напряжения τ_F от силы F_1 , направленные вверх, равны $\tau_F = \frac{F_1}{l_{\phi} 0,7k \cdot 2 + l_{л} 0,7k}$.

Напряжения τ_M определим по методу, изложенному выше.

Равнодействующая напряжений τ_M для каждого из фланговых швов равна $\tau_M l_{\phi} 0,7k$. Суммарный момент двух таких равнодействующих относительно т. O равен $\tau_M l_{\phi} 0,7k \frac{l_{л}}{2} 2$.

Равнодействующая напряжений τ_M в лобовом шве равна $\tau_M l_{л} 0,7k$. Ее момент относительно т. O равен $\tau_M l_{л} 0,7k x_0$.

Условие равновесия для напряжений τ_M имеет вид

$$\sum m_0 = 0; \text{ или } \tau_M l_{\phi} 0,7k l_{л} + \tau_M l_{л} 0,7k x_0 = M, \text{ откуда } \tau_M = \frac{M}{l_{\phi} 0,7k l_{л} + l_{л} 0,7k x_0}.$$

Суммарное напряжение для более нагруженных фланговых швов находится в виде векторной суммы $\tau_{\Sigma} = \sqrt{\tau_F^2 + \tau_M^2} \leq [\tau']$.

Методика решения задач, не относящихся к разряду соединений встык, или к разряду соединений внахлестку, изложена в учебно-методическом пособии по проведению практических занятий авторов Луканина С.Н. и Хромых Т.Н.

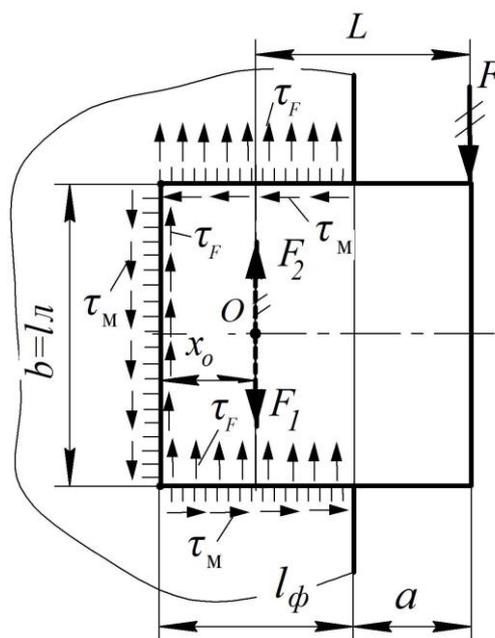


Рис. 40

Вопросы для самоконтроля

1 Заклепочные соединения

1. Почему в самолетостроении листовые соединения соединяют заклепками, а не сваркой?
2. Какие виды заклепок Вам известны?
3. За счет чего в заклепочном соединении обеспечивается его герметичность?
4. В чем заключаются основные недостатки заклепочных соединений?
5. Из каких материалов изготавливают заклепки и перечислите основные требования к этим материалам.
6. Как обеспечить равномерность распределения натяга по высоте заклепки?
7. В чем смысл применения заклепок с компенсатором?
8. Назовите критерии работоспособности заклепочных соединений.
9. Изобразите заклепку и покажите места возникновения напряжений среза и напряжений смятия.
10. Если групповое заклепочное соединение нагружено в плоскости стыка деталей, то как определяют нагрузку для наиболее опасной заклепки?
11. Почему заклепочное соединение не подвергают нагружению перпендикулярно стыку деталей?
12. В чем заключается условность расчета заклепок на смятие?
13. Как определяют допускаемые напряжения для заклепок при переменных нагрузках?

2 Сварные соединения

1. Перечислите основные достоинства и недостатки сварных соединений.
2. Какие напряжения возникают в угловых сварных швах?
3. Охарактеризуйте нормальный, выпуклый и вогнутый сварные швы.
4. Изобразите угловой сварной шов и назовите геометрические параметры, влияющие на его прочность.
5. Что называют центром сварного стыка для нахлесточных соединений? Зачем его определяют?
6. Если линия внешней силы проходит через центр стыка, то какому варианту конструкции отдадите предпочтение – варианту с двумя фланговыми швами или варианту с двумя лобовыми швами?
7. Если листовая деталь соединена внахлестку с деталью, имеющей несимметричный профиль, то как распределяется внешняя нагрузка между швами?
8. Какие упрощающие допущения принимаются при расчете нахлесточных сварных соединений, нагруженных моментом в плоскости стыка?
9. Если нахлесточное сварное соединение нагружено силой, не проходящей через центр стыка и моментом, то как определяют суммарное расчетное напряжение?

Тема 6 Шпоночные и шлицевые соединения

Соединения вала со ступицей

Ступицей (иногда втулкой) называют центральную часть вращающейся вместе с валом детали (зубчатого колеса, шкива, маховика, звездочки). В ступице имеется отверстие для посадки детали на вал.

В технике используют различные способы соединения вала с отверстием в ступице для передачи крутящего момента с вала на колесо, или наоборот.

6.1 Шпоночные соединения с призматическими шпонками

Призматическая шпонка – деталь по рис. 41 с прямоугольным сечением $b \times h$, где b – ширина шпонки, h – высота. Обычно применяются шпонки со скругленными концами как на рисунке. Но применяют и шпонки с прямоугольными концами.

На валу диаметром d пальцевой фрезой изготавливают шпоночную канавку шириной b , глубиной t_1 и длиной l (см. рис. 42). Размеры шпонки b , h и t_1 назначают по стандартам в зависимости от диаметра вала d . Длину шпонки l назначают конструктивно такой, чтобы шпонка не выходила за пределы ступицы колеса.

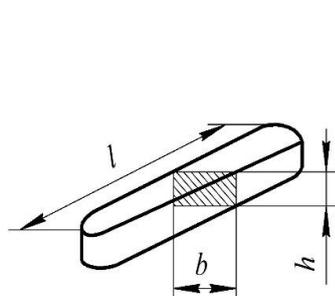


Рис. 41

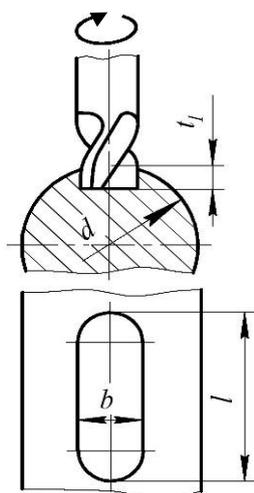


Рис. 42

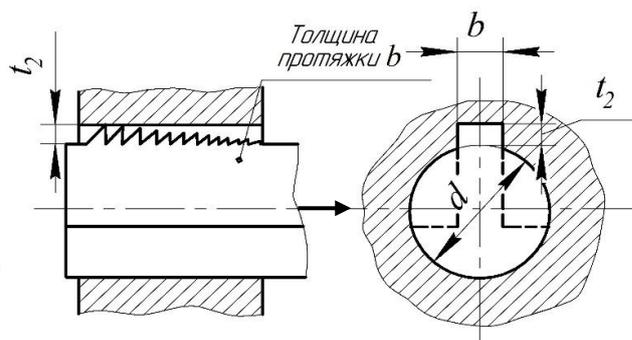


Рис. 43

В ступице колеса сквозной паз для шпонки выполняют протяжкой с режущими зубьями высотой от нуля до t_2 (см. рис. 43) или специальным резцом – долбяком с шириной режущей кромки b .

Шпонку устанавливают в паз на валу с натягом, а в паз ступицы – с малым зазором. Такие посадки позволяют сориентировать точно колесо на шпонку при напрессовке колеса на вал. Шпоночное соединение в сборе показано на рис. 44.

Крутящий момент T с вала на ступицу передается боковыми узкими гранями шпонки, на которых возникают напряжения смятия $\sigma_{см}$ (см. рис. 44, б). Площадь смятия $A_{см} = t_1 l_p$, где l_p – длина прямолинейного участка шпонки. Если у шпонки оба конца скруглены, то $l_p = l - 2r = l - 2\frac{b}{2} = l - b$. Сила, сминающая шпонку (см. рис. 44, в), может быть определена из уравнения равновесия $\sum m_o = 0; F_{см} t - T = 0$.

Примем $t \approx \frac{d}{2}$ и получим $F_{см} \frac{d}{2} - T = 0$. Откуда $F_{см} = \frac{2T}{d}$.

Тогда условие прочности для напряжений смятия имеет вид

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\text{см}}}{A_{\text{см}}} = \frac{T}{d/2 t_1 l_p} = \frac{2T}{d t_1 l_p} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Стандартные шпонки изготавливают из чистотянутых стальных прутков прямоугольного сечения с пределом прочности не ниже 500 МПа. Тогда допускаемое напряжение на смятие можно принять $[\sigma_{\text{см}}] = 200$ МПа.

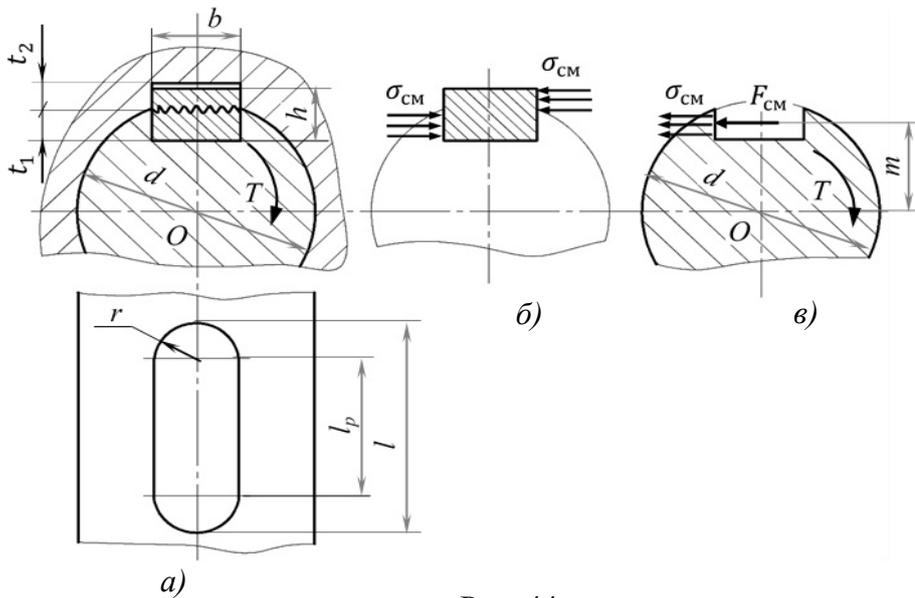


Рис. 44

Полученное условие прочности шпонки на смятие чаще всего применяется как проверочное. В том случае, если окажется $\sigma_{\text{см}} > [\sigma_{\text{см}}]$, то для обеспечения прочности можно установить две диаметрально расположенные шпонки. При этом следует помнить, что такое решение ослабляет вал и ступицу.

В сечении, показанном на рис. 44, а волнистой линией, возникают и касательные напряжения среза $\tau_{\text{ср}}$. Очевидно, что сила, срезающая шпонку $F_{\text{ср}}$ равна силе, сминающей ее. Т.е. $F_{\text{ср}} = F_{\text{см}} = \frac{2T}{d}$. Площадь среза $A_{\text{ср}} = b l_p$. Тогда напряжение среза равно $\tau_{\text{ср}} = \frac{F_{\text{ср}}}{A_{\text{ср}}} = \frac{2T}{d b l_p} \leq [\tau_{\text{ср}}]$.

Для стандартных шпонок площадь смятия $A_{\text{см}} = t_1 l_p$ заметно меньше площади среза $A_{\text{ср}} = b l_p$, так как $t_1 \ll b$, из-за чего $\sigma_{\text{см}} \gg \tau_{\text{ср}}$. Поэтому основным расчетом прочности призматических шпонок является расчет на смятие.

Оценка соединений призматическими шпонками

Призматические шпонки широко применяют во всех отраслях машиностроения. Простота конструкции и сравнительно низкая стоимость – главные достоинства этого вида соединений.

Отрицательные свойства: соединение ослабляет вал и ступицу шпоночными пазами; концентрация напряжений в зоне шпоночной канавки снижает сопротивление усталости вала. Технологическим недостатком конструкции является трудность обеспечения взаимозаменяемости деталей из-за необходимости пригонки шпонки по пазу на валу. Пригонкой стремятся обеспечить устойчивое положение шпонки в пазах, так как перекося (выворачивание) шпонки из вала значительно ослабляет соединение.

6.2 Соединения с сегментными шпонками

Соединение с сегментной шпонкой изображено на рис. 45.

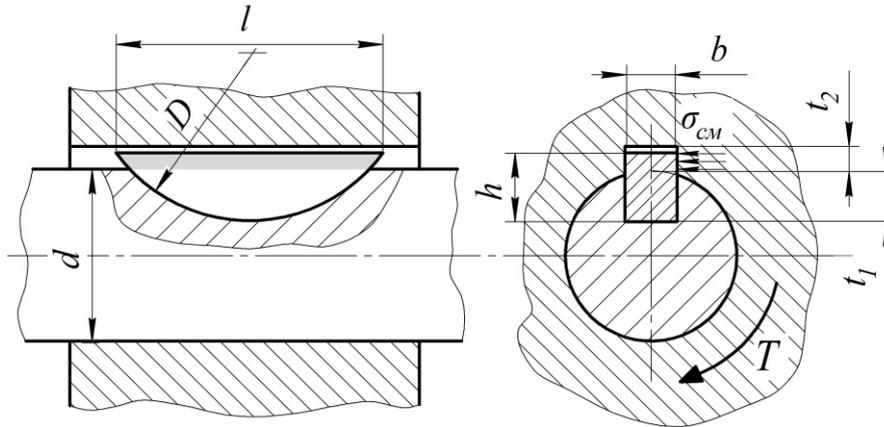


Рис. 45

Более глубокая по сравнению с призматической посадка сегментной шпонки в тело вала обеспечивает ей более устойчивое положение при нагружении крутящим моментом. Однако глубокий паз значительно ослабляет вал, поэтому сегментные шпонки применяют главным образом для закрепления деталей на малонагруженных участках вала, например, на концах валов.

Геометрические параметры шпонки $b \times h \times D$, и глубины врезания t_1 и t_2 назначают по стандарту в зависимости от диаметра вала d . Расчетные напряжения смятия, возникающие на тонированной поверхности равны $\sigma_{см} = \frac{F_{см}}{A_{см}}$, где сминающая окружная сила, как и для призматической шпонки равна $F_{см} = \frac{2T}{d}$, а площадь смятия $A_{см} \approx lt_2$, где размер l проще всего определить по чертежу, выполненному в масштабе. Тогда условие прочности на смятие имеет вид $\sigma_{см} = \frac{F_{см}}{A_{см}} = \frac{2T}{dlt_2} \leq [\sigma_{см}] = 200 \text{ МПа}$.

6.3 Соединения с цилиндрическими шпонками (штифтами)

Вариант конструкции соединения показан на рис. 46.

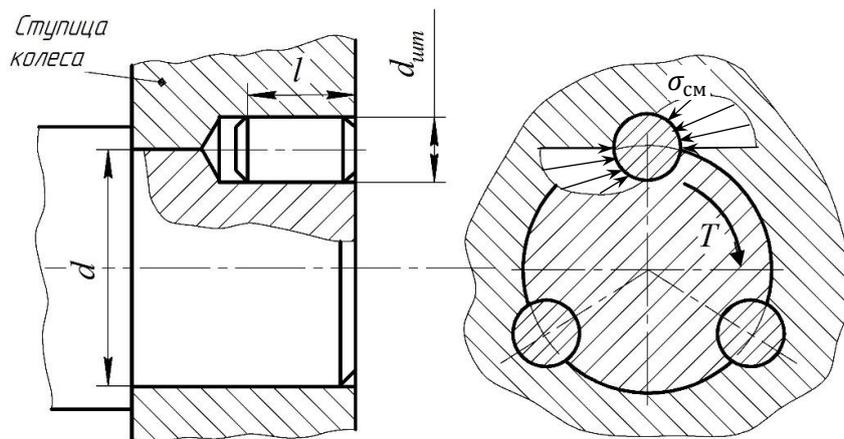


Рис. 46

Цилиндрическую шпонку используют для закрепления деталей на конце вала или крепления, например, венца червячного колеса к его центральной части. Отверстия под шпонку сверлят и обрабатывают разверткой на стыке поверхностей вала и отверстия в закрепляемой детали.

Напряжения смятия на боковой поверхности распределены крайне неравномерно. Учесть эту неравномерность невозможно. Поэтому условно считают $\sigma_{см} = const$. При этом площадь смятия одного штифта считают равной $A_{см} = \frac{d_{шт}}{2}l$. Окружная сила, сминающая один штифт, равна $F_{см} = \frac{2T}{dz}$, где z — количество штифтов. Тогда $\sigma_{см} = \frac{F_{см}}{A_{см}} = \frac{2T}{dz \frac{d_{шт}}{2}l} = \frac{4T}{dzd_{шт}l} \leq [\sigma_{см}]$. Обычно параметрами $d_{шт}$, l и z задаются (можно сказать интуитивно) и по приведенной формуле проверяют условие прочности. Если оно не удовлетворяется, т.е. получается $\sigma_{см} > [\sigma_{см}] = 200$ Мпа, то увеличивают либо $d_{шт}$, либо z , либо l , либо назначают то сочетание параметров, которое условие прочности удовлетворяет.

6.4 Зубчатые (шлицевые) соединения

Шлицевые соединения образуются сочетанием наружных зубьев на валу и внутренних зубьев — выступов в отверстии ступицы (рис. 47). Все размеры деталей соединения и допуски этих размеров стандартизированы. По форме профиля зубьев различают прямобочные соединения (рис. 47) и эвольвентные (рис. 48). Свойства эвольвенты изучаются в разделе «Механические передачи». Более распространены соединения с прямобочным профилем, которые применяют для насадки на валы зубчатых колес. Однако для этих же целей все более широкое распространение получают эвольвентные соединения, которые (это может показаться странным) отличаются более эффективной технологичностью и нагрузочной способностью.

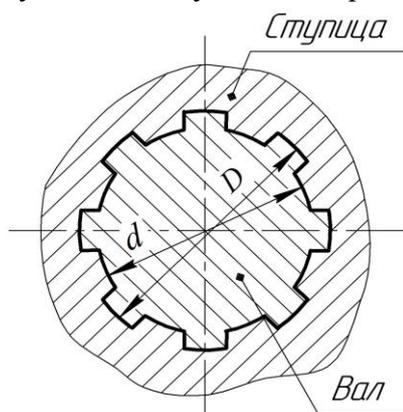


Рис. 47

Очень важным фактором применения шлицевых соединений является вопрос о способах их центрирования, т.е. вопрос о способах обеспечения максимально возможной точности совпадения осей вала и ступицы. Центрирование по боковым граням зубьев, т.е. по размеру b (рис. 49, а) обеспечивает

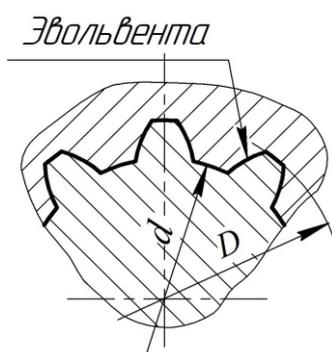


Рис. 48

равномерное распределение нагрузки между зубьями. Тогда на ширину зуба на валу (размер b) и ширину канавки в ступице (размер b) назначают строгие допуски, обеспечивающие переходную посадку (возможны и малый натяг и малый зазор).

Более точную соосность обеспечивает центрирование по наружному диаметру D (см. рис. 49, б). Тогда переходную посадку выполняют по этому диаметру. Однако центрирование по размеру D возможно только для зубчатых колес, имеющих твердость менее 350 НВ. Это связано с технологией нарезания внутренних зубьев ступицы.

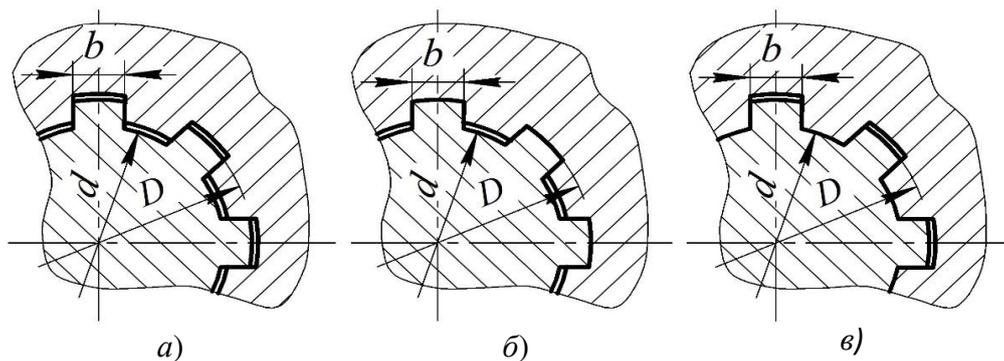


Рис. 49

Если твердость ступицы большая, т.е. более 350 НВ, то центрирование выполняют по внутреннему диаметру d (см. рис. 49, в). Переходную посадку обеспечивают по диаметру d .

Критерием прочности шлицевых соединений по аналогии со шпоночными соединениями являются напряжения смятия. Расчетные напряжения смятия можно определить по рисунку 50.

Рабочая высота зубьев
 $h = \frac{D-d}{2} - 2f$.

Средний диаметр зубьев
 $d_{\text{ср}} = 0,5(D + d)$.

Окружная сила $F_{\text{см}}$, сминающая боковую поверхность одного зуба из условия равновесия вала $\sum m_0 = 0$; $F_{\text{см}} \frac{d_{\text{ср}}}{2} z - T = 0$ равна $F_{\text{см}} = \frac{2T}{d_{\text{ср}} z}$, где z — число зубьев.

С учетом коэффициента неравномерности распределения нагрузки между зубьями $K_z = 0,7 \dots 0,8$ площадь смятия равна $A_{\text{см}} = h l_p K_z$, где l_p — рабочая длина зубьев, или длина ступицы зубчатого колеса.

Напряжение смятия и условие прочности $\sigma_{\text{см}} = \frac{F_{\text{см}}}{A_{\text{см}}} = \frac{2T}{d_{\text{ср}} z h l_p K_z} \leq [\sigma_{\text{см}}]$.

Для соединений, в которых ступица не перемещается вдоль вала в осевом направлении (как в коробках передач автомобиля) можно принять $[\sigma_{\text{см}}] = 150$ МПа.

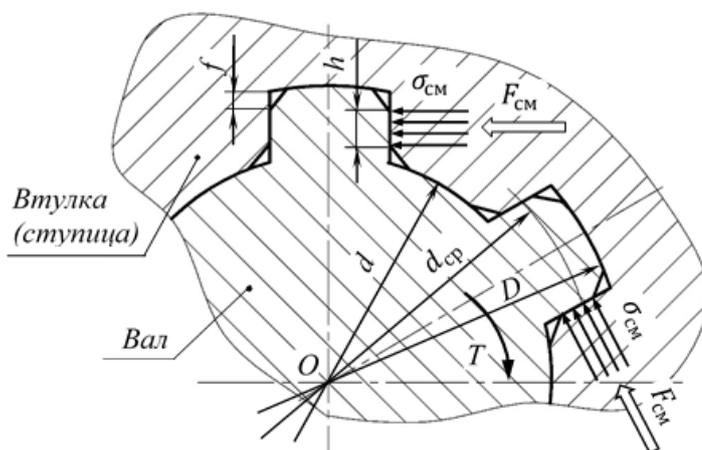


Рис. 50

Вопросы для самоконтроля

1. Назначение шпоночных соединений.
2. Чем сегментная шпонка отличается от призматической?
3. Почему при расчете шпонок не учитывают касательные напряжения, действующие в них?
4. Нарисуйте поперечное сечение вала со шпонкой и укажите поверхности, на которых возникают $\tau_{\text{ср}}$ и $\sigma_{\text{см}}$.
5. Какие геометрические параметры шпонки влияют на величину напряжений смятия?

6. Какое отрицательное влияние оказывает шпоночная канавка на прочность вала?
7. Для какой детали – для шпонки или для вала Вы бы назначили более прочный материал?
8. Если расчетное (рабочее) напряжение смятия в шпонке оказалось больше допустимого, то как можно обеспечить необходимую прочность?
9. Почему сегментную шпонку не рекомендуют ставить под зубчатым колесом?
10. Какие размеры шпонки назначают из стандарта? В зависимости от чего?
11. В каких случаях применяют цилиндрические шпонки?
12. Как определяют диаметр, длину и количество цилиндрических шпонок?
13. Зачем в шлицевых соединениях так много внимания уделяют вопросу центрирования?

Тема 7 Соединения деталей посадкой с натягом (прессовые соединения)

Согласно «Основам взаимозаменяемости» («Допуски и посадки») беззазорное соединение деталей с натягом может быть выполнено при условии, что поле допуска диаметров вала расположено выше поля допуска отверстия. Имеется девять стандартных полей допуска валов, обеспечивающих посадки с натягом. Они обозначаются латинскими строчными буквами: $p, r, s, t, u, v, x, y, z$.

На рис. 51 показана схема расположения рекомендуемых практикой допусков валов с указанием предельных отклонений от нулевой линии в микрометрах (мкм) при номинальном диаметре посадки 50 мм. Номинальные диаметры вала и отверстия обозначены буквами d и D . Для отверстия назначен рекомендуемый квалитет «семь», а для валов – «шесть». Отклонения размеров от нулевой линии указаны в микрометрах (мкм).

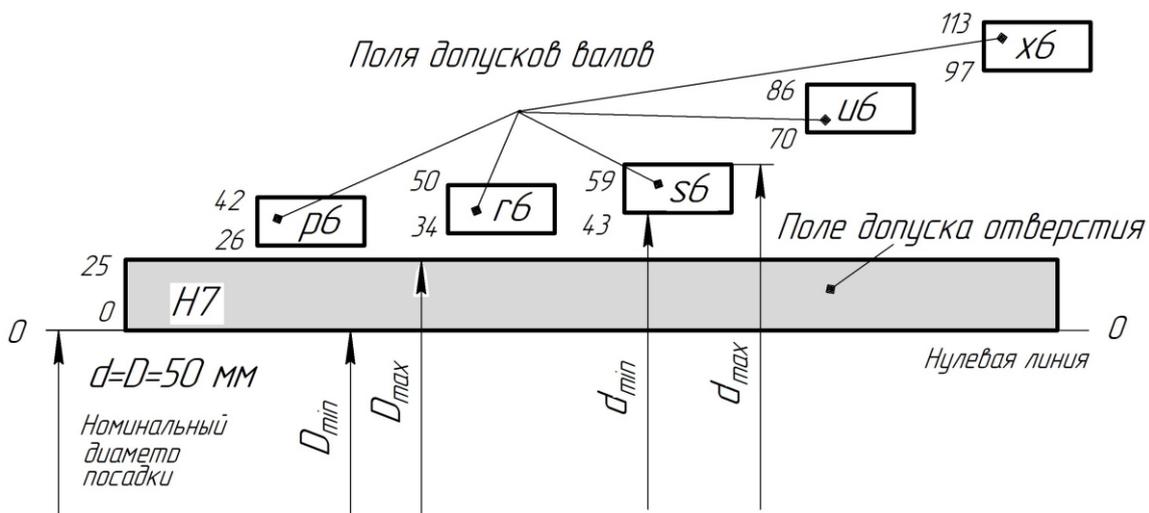


Рис. 51

Если, предположим, посадка ступицы на вал обозначена символом $\varnothing 50 \frac{H7}{s6}$, то диаметр пригодного отверстия должен находиться в диапазоне от $D_{min} = 50$ мм до $D_{max} = 50 + 0,025 = 50,025$ мм. При этом диапазон пригодных валов должен быть от $d_{min} = 50 + 0,043 = 50,043$ мм до $d_{max} = 50 + 0,059 = 50,059$ мм. Тогда величины натягов в соединении должны быть в диапазоне от

$$N_{min} = d_{min} - D_{max} = 50,043 - 50,025 = 0,018 \text{ мм} = 18 \text{ мкм до}$$

$$N_{max} = d_{max} - D_{min} = 50,059 - 50 = 0,059 \text{ мм} = 59 \text{ мкм.}$$

Сборку соединений с натягом выполняют механическим способом (напрессовкой ступицы на вал), нагревом ступицы, охлаждением вала. При прессовании происходит смятие и частичное срезание (шабровка) шероховатостей посадочных поверхностей. Шабровка поверхностей не происходит при сборке по методу нагревания ступицы (до $200 \dots 400^\circ \text{C}$) или охлаждения вала (от -80°C до -200°C). Недостатком метода нагревания является возможность изменения структуры материала колеса, появления окалины и коробления. Метод охлаждения свободен от этих недостатков.

Соединения с натягом обеспечивают высокую точность (соосность) расположения деталей и частично разгружают шпонки в шпоночных соединениях. Соединения с натягом применяют также для передачи крутящих моментов и осевой нагрузки (рис. 52). Методика расчета прессовых соединений состоит в определении необходимого давления в контакте деталей и в подборе посадки, обеспечивающей это давление.

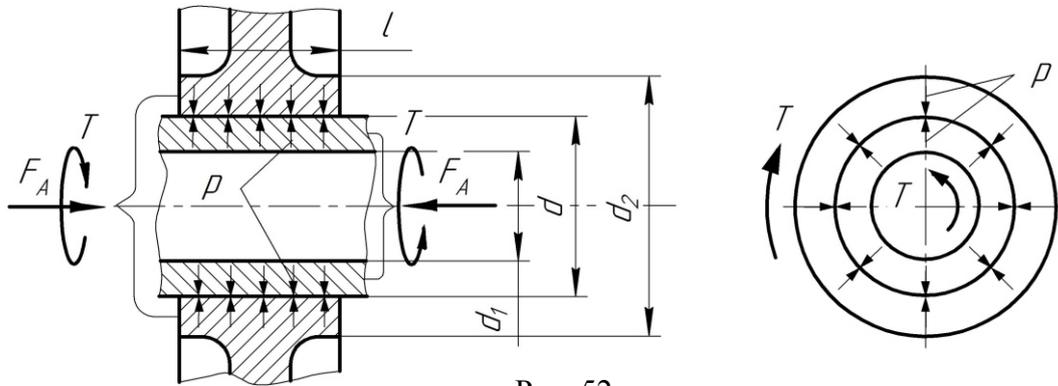


Рис. 52

Пусть соединение должно передавать осевую силу F_A . Коэффициент трения в соединении для стальных деталей $f \approx 0,1$. Произведение pf представляет собой удельную силу трения, т.е. силу трения, приходящуюся на каждую единицу площади поверхности контакта. Размерность удельной силы трения pf такая же, как и размерность давления p - Н/м^2 . Произведение удельной силы трения на всю цилиндрическую поверхность контакт πdl определяет общую силу трения в соединении $F_{\text{тр}} = pf\pi dl$. Эта сила направлена параллельно силе F_A . Условие прочности соединения при нагружении осевой силой $F_{\text{тр}} \geq F_A$. Или $pf\pi dl \geq F_A$. После введения коэффициента запаса $K = 1,5$ получим то давление, которое необходимо для уравнивания внешней осевой силы F_A , т.е. $p = \frac{F_A}{f\pi dl} K$.

Если соединение должно передавать крутящий момент T , то рассуждаем аналогично. $F_{\text{тр}} = pf\pi dl$. Но в данном случае эта сила трения для вала (см. рис. 53) направлена по касательной к поверхности вала так, чтобы уравновесить момент T . Тогда условие равновесия вала при нагружении крутящим моментом имеет вид $F_{\text{тр}} \frac{d}{2} \geq T$ или $pf\pi dl \frac{d}{2} \geq T$, откуда с учетом запаса прочности давление, необходимое для уравнивания внешнего крутящего момента, равно $p = \frac{2T}{f\pi d^2 l} K$.

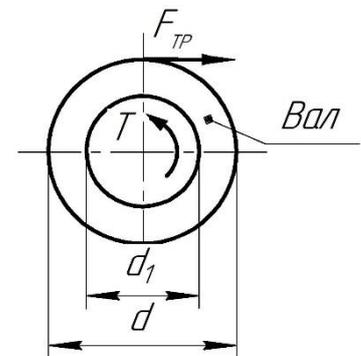


Рис. 53

Если прессовое соединение нагружено осевой силой F_A и моментом T , то сначала надо определить окружную тангенциальную силу, проворачивающую вал относительно ступицы $F_t = \frac{2T}{d}$. Затем определяют суммарную сдвигающую силу $F_\Sigma = \sqrt{F_A^2 + F_t^2}$. Условие прочности

$$F_{\text{тр}} \geq F_\Sigma. \text{ Или } p f \pi d l \geq F_\Sigma. \text{ Окончательно, с учетом запаса прочности, имеем } p = \frac{\sqrt{F_A^2 + F_t^2}}{f \pi d l} K.$$

По теории расчетов толстостенных цилиндров из сопромата натяг в посадке связан с найденным давлением формулой Лямэ $N = pd \left(\frac{\frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1}{E_1} + \frac{\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2}{E_2} \right)$ мкм, где индексы 1 и 2 присвоены валу и ступице, соответственно, E – модуль упругости материала (для стали $E = 2,1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$, для бронзы $E = 1,1 \cdot 10^{11} \text{ Н/м}^2$); μ – коэффициент Пуассона материала (для стали $\mu = 0,3$, для бронзы $\mu = 0,33$; d_1 – диаметр отверстия пустотелого вала (для сплошного вала $d_1 = 0$)).

При напрессовке происходит частичное срезание и смятие шероховатости на поверхностях контактирующих деталей, что уменьшает расчетный натяг. Для шлифованных поверхностей такое уменьшение в среднем составляет около 15 мкм. Тогда расчетный натяг посадки должен быть равен $N_{\text{расч}} = N + 15$. Именно по этой величине надо по таблицам допусков и посадок подобрать такую посадку, для которой табличный $N_{\text{min}} \geq N_{\text{расч}}$. Выбранная посадка гарантированно передает рабочую нагрузку.

Однако возникающий в этой посадке максимальный натяг N_{max} может быть таким, при котором в ступице могут появиться пластические деформации или она может разрушиться.

На рис. 54 показаны эпюры напряжений в соединении с натягом.

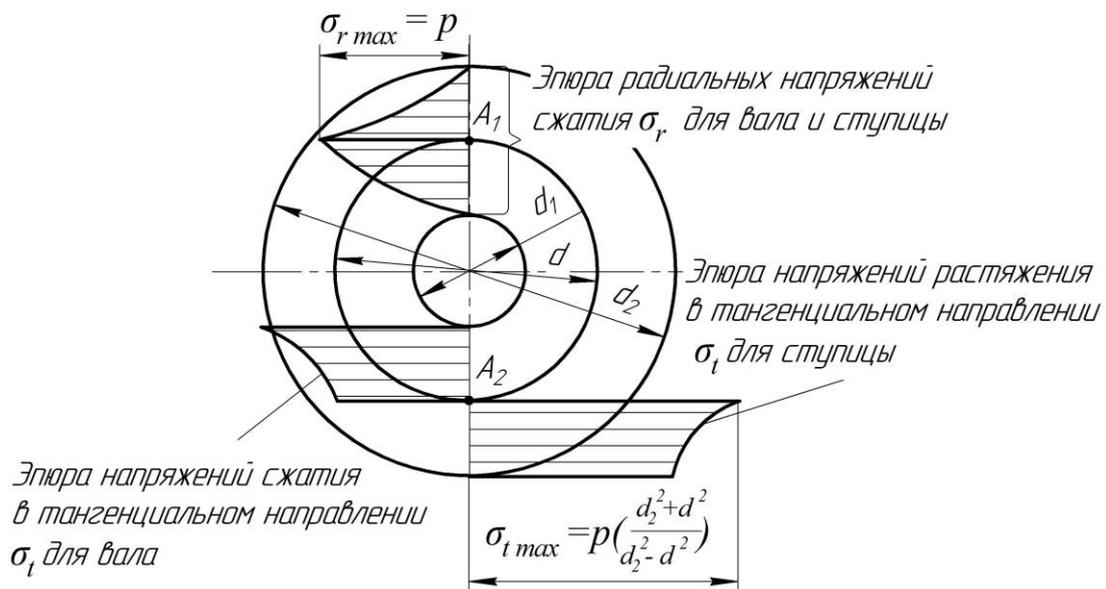


Рис. 54

В радиальном направлении наибольшие напряжения сжатия $\sigma_{r \max}$ на валу и в ступице действуют на поверхности контакта (например, в т. A_1). В тангенциальном направлении (по окружности) наибольшие напряжения растяжения $\sigma_{t \max}$ действуют на внутренней поверхности ступицы (например, в т. т. A_2).

По правилам сопромата из внутренней поверхности ступицы (в т. A_1) выделим элементарный параллелепипед и укажем напряжения на его гранях (см. рис. 55).

Ось z параллельна продольной оси соединения. Вдоль этой оси $\sigma_z = 0$. Итак, имеем главные напряжения: $\sigma_z = 0$; $\sigma_r \max = -p$ (минус – так как это напряжение сжатия); $\sigma_t \max = p \left(\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} \right)$. По правилам изучения напряженного состояния расположим эти напряжения в порядке их уменьшения $\sigma_1 = \sigma_t \max$; $\sigma_2 = 0$; $\sigma_3 = -p$.

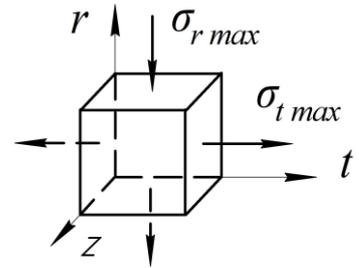


Рис. 55

Эквивалентное напряжение по гипотезе наибольших касательных напряжений равно $\sigma_{\text{эКВ}} = \sigma_1 - \sigma_3 = \sigma_t \max - (-p) = p \left(\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} \right) + p = p \left(\frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + 1 \right) = p \left(\frac{d_2^2 + d^2 + d_2^2 - d^2}{d_2^2 - d^2} \right) = p \frac{2d_2^2}{d_2^2 - d^2}$.

Условие отсутствия пластических деформаций на внутренней поверхности ступицы запишем в виде $\sigma_{\text{эКВ}} \leq \sigma_T$, или $p \frac{2d_2^2}{d_2^2 - d^2} \leq \sigma_T$, где σ_T – предел текучести для материала ступицы. Тогда наибольшее давление, при котором еще отсутствуют пластические деформации (назовем его допускаемым) равно $[p] = \sigma_T \frac{d_2^2 - d^2}{2d_2^2}$.

Теперь по формуле Лямэ можно определить и допускаемый натяг $[N]$. Очевидно, что табличный натяг не может превышать допустимый, т.е. должен быть $N_{\text{max}} \leq [N]$.

Подводя итоги укажем, что основные положительные свойства прессовых соединений – их простота, технологичность и возможность хорошей центровки. Заметным недостатком является зависимость нагрузочной способности от факторов, трудно поддающихся расчету: широкого рассеивания коэффициента трения; разброса предельных табличных натягов; влияния рабочих температур; влияния концентраторов напряжений у краев посадки.

На практике часто применяют комбинацию прессового соединения со шпоночным. В этом случае определяют какое соединение является преобладающим и для него проводят расчет прочности. Тогда второе соединение является вспомогательным.

Вопросы для самоконтроля

1. Что называют натягом в соединении? Зачем созданы стандарты на посадки деталей?
2. Зачем из всех разновидностей посадок предлагают некоторые рекомендованные?
3. Какие нагрузки может передавать цилиндрическое прессовое соединение?
4. Достоинства и недостатки теплового способа создания посадки с натягом?
5. За счет чего в посадке с натягом передается крутящий момент с колеса на вал?
6. Пусть прессовое соединение передает осевую силу F_A и крутящий момент T . Как направлены силы трения для передачи каждой из нагрузок?
7. Как можно в прессовом соединении увеличить необходимую силу трения для передачи крутящего момента?
8. Зачем нужна формула Лямэ при расчете соединения с натягом?
9. Почему в соединении с натягом надо ограничивать максимальный натяг?
10. Какое напряжение называют эквивалентным?
11. Достоинства и недостатки прессовых соединений.

Содержание

СОЕДИНЕНИЯ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Тема 1 Введение. Критерии работоспособности и расчета деталей и узлов	3
Тема 2 Резьбовые соединения. Типы резьб	8
2.1 Угол трения, угол трения в резьбе. Условие самоторможения резьбы	9
2.2 Связь между моментом завинчивания гайки и осевой нагрузкой болта	10
2.3 Распределение осевой нагрузки болта по виткам резьбы в гайке	11
Тема 3 Прочность резьбовых соединений	13
3.1 Расчет прочности резьбы резьбовых деталей.....	13
3.2 Расчет прочности стержня крепежного болта при различных случаях нагружения. 14	
3.2.1 Стержень болта нагружен только внешней растягивающей осевой силой	14
3.2.2 Болт нагружен предварительной затяжкой, внешняя нагрузка отсутствует	15
3.2.3 Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке.....	15
3.2.4 Болтовое соединение нагружено предварительной затяжкой и внешней осевой силой, раскрывающей стык деталей	17
Тема 4 Расчет групповых болтовых конструкций	20
Тема 5 Заклёпочные соединения. Сварные соединения	25
5.1 Заклёпочные соединения	25
5.2 Сварные соединения	28
5.2.1 Сварное соединение нагружено силой, проходящей через центр сварного стыка	29
5.2.2 Сварное соединение нагружено моментом в плоскости стыка деталей	31
5.2.3 Сварное соединение нагружено силой, не проходящей через центр стыка	32
Тема 6 Шпоночные и шлицевые соединения	35
6.1 Шпоночные соединения с призматическими шпонками	35
6.2 Соединения с сегментными шпонками	37
6.3 Соединения с цилиндрическими шпонками (штифтами)	37
6.4 Зубчатые (шлицевые) соединения	38
Тема 7 Соединения деталей посадкой с натягом (прессовые соединения)	40