

ЛЕКЦИЯ 1

Соединение деталей машин

Краткое содержание: Введение в дисциплину деталей машин. Основные критерии работоспособности. Классификация деталей машин. Классификация соединений деталей машин.

1.1. Введение в дисциплину деталей машин

Детали машин - научная дисциплина по теории расчета и конструированию деталей и узлов машин общемашиностроительного применения.

Основные задачи курса:

- 1) изучение конструкций и критериев работоспособности основных деталей и узлов машин;
- 2) изучение основ теории совместной работы и методов расчета деталей машин;
- 3) формирование навыков конструирования деталей и узлов машин.

В КФ МГТУ им. Н.Э. Баумана курс ДМ изучаются в течение двух семестров и состоит из:

1-ый семестр. Курс лекций объемом 34 часа, практических занятий (включая контрольную работу на 7 неделе) – 17 часов, лабораторного практикума – 17 часов. В разделе самостоятельная работа два домашних задания: 1-ое текущее домашнее задание "Расчет соединений" – заключается в проработке задач по темам соединения, выданных преподавателем на семинарских занятиях – срок проверки 7 неделя; 2-ое домашнее задание "Расчет передач" – срок сдачи 14 неделя.

2-ой семестр. Курсовой проект.

Основная литература

1. Иванов М.Н. Детали машин: учебник для вузов / М.Н. Иванов, В.А. Финогенов. – М.: Высш. шк., 2010.- 408 с.
2. Леликов О.П. Основы расчета и проектирования деталей и узлов машин. Конспект лекций по курсу "Детали машин". – М.: Машиностроение, 2013.- 464 с.: ил.
http://e.lanbook.com/books/element.php?pl1_cid=25&pl1_id=745.

Дополнительная литература

1. Остяков Ю.А. Проектирование деталей и узлов конкурентоспособных машин: учеб. пособие / Ю.А. Остряков, И.В. Шевченко. – СПб.: Лань, 2013.- 336 с.: ил.
http://e.lanbook.com/books/element.php?pl1_cid=25&pl1_id=30428.

Кроме того, существует еще ряд учебников, которые есть в библиотеке, например

Андриенко, Л.А. Детали машин: учебник / Л.А. Андриенко, Б.А. Байков, М.Н. Захаров ; под редакцией О. А. Ряховского. — 4-е изд., перераб. и доп. — Москва : МГТУ им. Баумана, 2014. — 465 с. — ISBN 978-5-7038-3939-3. — Текст : электронный // Электронно-библиотечная система «Лань» : [сайт]. — URL: <https://e.lanbook.com/book/106275> (дата обращения: 01.09.2019). — Режим доступа: для авториз. пользователей.

Итак, детали машин изучают детали и узлы машин общемашиностроительного применения.

Машина - это устройство, осуществляющее действия для преобразования энергии и для выполнения работы.

Механизм - система твердых тел, предназначенная для преобразования движения одного или нескольких тел в требуемые движения других тел (редуктор, коробка передач и др.).

Каждая машина состоит из деталей.

Деталь - элемент конструкции (изделия), изготовленный из однородного материала (одной марки) без применения сборочных операций.

Совокупность деталей, соединенных посредством сборочных операций и предназначенных для совместной работы или выполняющих определенные функции, называют **сборочной единицей или узлом**. Узлы могут быть простые (подшипник) и сложные (редуктор, двигатель).

Их очень много, например, в космическом корабле несколько миллионов. Но в различных машинах много общих деталей, например, резьбовых соединений. Детали общего назначения изучают в курсе «Детали машин» (ДМ), детали специального назначения (лопатки турбин, детали компрессоров и т. д.) – в специальных курсах.

ДМ - первый расчётно-конструкторский курс, где изучают основы проектирования машин. Полный цикл проектирования состоит по ГОСТ 2.103-68 из пяти стадий: технического задания, технического предложения, эскизного проекта, технического проекта и рабочего проекта. В курсе ДМ с различной степенью детализации знакомятся с тремя последними стадиями.



ДМ – общетехническая дисциплина. Она основывается на знании физики, теоретической механики, теории машин и механизмов, сопротивления материалов, технологии металлов, материаловедения, основ взаимозаменяемости и других общеобразовательных технических дисциплин.

Курс ДМ возник и оформился самостоятельно к 80-ым годам XIX века. Хотя большинство простых машин были известны еще с древности – винты, кривошипы, полиспасты были известны еще до Архимеда, а вклад Леонардо до Винчи (эпоха Возрождения XVI век) в развитие механики и механизмов невозможно переоценить, до этого момента расчеты машин носили упрощенный характер, студенты-механики изучали общий курс построения машин, в котором и рассматривали все вопросы, связанные с машиностроением.

В России впервые этот курс, был прочитан профессором В.А. Кирпичевым в 1881 году в ПТИ МГИ. Получил дальнейшее развитие в трудах П.Х. Худякова, А.И. Сидорова, М.А. Соверина. Из зарубежных авторов у нас были переведены и широко известны в своё время труды К. Баха и Ф. Ретшера. Кроме общих курсов, отдельным разделом ДМ посвящал свои работы Л. Эйлер, Н.Е. Жуковский, С.А. Чапыгин, Н.П. Петров и многие другие видные учёные. В настоящее время исследованиями в области ДМ занимаются научно-исследовательские институты, ВУЗы, машиностроительные заводы.

ДМ изучают с целью научить конструировать. А конструирование – это творческий процесс соединения машины из отдельных деталей. Оно основано на тщательном изучении опытов (конструкторского, экспериментального, технологического) на технических расчётах, на экспериментах.

Научить общим принципам конструирования можно и в процессе обучения ДМ мы стремимся это делать. Но стать хорошим конструктором очень непросто. Нужно не только многое знать, но и чувствовать машину, обладать конструкторским талантом. Например, Т. Телфорд (англ.) испытывал отвращение к занятиям математикой, но обладал таким чувством материалов, что проектировал и строил мосты, с которыми ничего в течение всего срока службы не случилось. Известен его мост через реку Менай «Висячий мост», соединяющий Англию с Уэллсом. Сконструирован в 1819г, общая длина 417м, высота 30м, длина безопорного пролёта 176 метров. Работает по настоящее время – движение дух полосное. В тоже время рушилась часть конструкций, созданных таким прекрасным расчётчиком-математиком, как Навье (Франция) – автор курса сопротивления материалов и знаменитого уравнения Навье-Стокса. Например «Мост Инвалидов» через реку Сена в Париже 2-х опорный, трехпролетный был запущен в эксплуатацию в 1829г, при этом был закрыт по причине износа в 1850г. Его разрушили в 1854г и перестроили.

Всем известно из литературы феноменальное чувство создаваемой машины, которое было присуще академикам А.Н. Крылову и А.Н. Туполеву, которые могли по поведению машины на ходу, в полёте определить и устранить затем выявленные недостатки.

Расчёты и конструирование должны обеспечить работоспособность машины (детали). Согласно ГОСТ 27.002-83 это состояние объекта, при котором значение всех параметров, характеризующих способность выполнить заданные функции, соответствует требованиям нормативно-технической и конструкторской документации.

1.2. Основные требования к деталям машин и основные критерии работоспособности деталей машин

Вновь разрабатываемая машина или механизм должны иметь более высокие технико-экономические показатели по сравнению с существующим (базовым) образцом (более высокую скорость и производительность при меньших затратах на производство и эксплуатацию, меньшую массу, металлоёмкость и энергоёмкость). При этом машина (деталь) должна быть работоспособной. Детали машин выходят из строя по разным причинам, которые определяются условиями их эксплуатации, многие из них выходят из строя в связи с разрушением (прочностными отказами) и потерей геометрической формы и/или размеров (износ). Причины отказа отдельных деталей передач, соединений и пр. называют критериями работоспособности.

Работоспособность - состояние деталей, при котором они способны выполнять заданные функции с параметрами, установленными нормативно-технической документацией, и сохранением прочности, жесткости, неизменяемости формы и размеров, износостойкости, виброустойчивости и теплостойкости.

Прочность, жесткость, износостойкость, теплостойкость, вибростойкость – называются основными критериями работоспособности

Значения того или иного критерия зависят от функционального назначения детали и условий её работы. Если, например, для крепёжных болтов главным критерием является прочность, то для ходовых – износостойкость. При конструировании работоспособность обеспечивают выбором необходимого материала, конструктивной формой и расчётом по одному или нескольким критериям.

Прочность является основным критерием работоспособности, т. е. задачей обеспечения необходимой прочности является определение размеров и форм деталей машин. Для проверки прочности деталей используют теории прочности, которые устанавливают связь между прочностью материала и значениями главных напряжений.

Различают разрушение деталей от потери статической прочности и сопротивление усталости. Потеря статической прочности происходит тогда, когда рабочее напряжение превышает предел статической прочности материала. Они связаны со случайными перегрузками, не учтёнными при расчётах или скрытыми дефектами детали (трещины, раковины и пр.).

Потеря сопротивления усталости возникает в результате длительного воздействия переменных напряжений, превышающих предел выносливости деталей. Практика эксплуатации машин показала, что большинство поломок деталей обусловлено усталостью (выносливостью) металла, т.е. постепенным развитием микротрещин. Существенное значение для направления развития усталостной трещины имеет характер напряженного состояния материала.

Сопротивление усталости значительно снижается при наличии концентраторов напряжений (галтелей, канавок и т. д.) или при наличии дефектов производства (царапины, трещины). Интересно, что первыми с концентраторами напряжений освоились кондитеры (плитка шоколада) и на почтах (марки). В технике концентраторов напряжений долго не учитывали и не придавали им значения. Например, в 1928 году на английском корабле «Маджестик» (англ. «Majestic») прорубили квадратное отверстие под лифт через несколько палуб, для обеспечения большего комфорта пассажиров. Результат – трещина на корпусе до иллюминатора. Корабль водоизмещением 55551 т и с 3000 пассажирами на борту переломился и затонул.

Пределом выносливости (усталости) называют наибольшие максимальные напряжения цикла, при котором материал не разрушается при весьма большом числе переменных напряжений.

Методы оценки прочности деталей машин базируются на сравнении нормальных σ или касательных напряжений τ с допускаемыми $[\sigma]$ и $[\tau]$.

Под допускаемыми напряжениями понимают максимальные значения рабочих напряжений, которые могут быть допущены в опасном сечении при условии обеспечения необходимой прочности и долговечности детали во время ее эксплуатации.

Следовательно, условие прочности можно выразить формулами:

$$\sigma = \frac{F}{A} \leq [\sigma]; \quad \tau = \frac{F}{A} \leq [\tau].$$

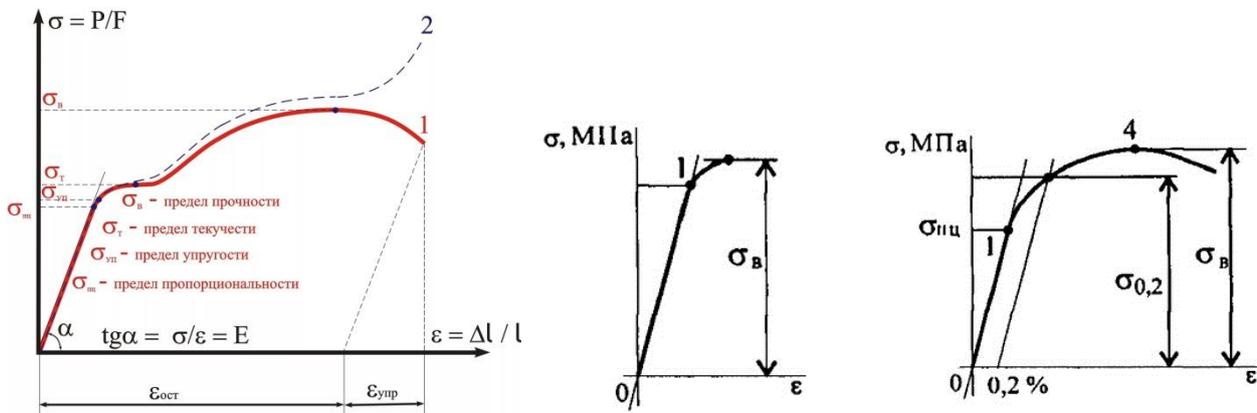
где F – действующая нагрузка, H ; A – площадь сечения детали, мм^2 .

Особенности расчета. При конструировании инженер составляет математическое описание объекта (сложного) и по возможности просто решить задачу. так как объект расчета всегда сложный, то широко применяются расчетные схемы, т.е. расчет становится приближенным. В расчетах такого типа большое значение имеет правильный выбор расчетной модели и умение конструктора оценить главные и отбросить второстепенные факторы. Эмпирический опыт и оценка аналогичных конструкций позволяет снизить погрешности приближения, но не исключить их.

Погрешности расчетов на прочность компенсируют в основном за счет запасов прочности, при этом выбор коэффициентов запаса становится ответственной задачей. При

росте коэффициентов запаса увеличивается масса конструкции, материалоемкость, что является недостатком, особенно в условиях крупносерийного и массового производства. Низкий запас прочности может привести к разрушению конструкции.

Запас прочности детали - отношение предельного напряжения к допускаемому напряжению.



Для пластичных материалов в качестве предельного напряжения берется предел текучести и запас прочности:

$$s = \frac{\sigma_m}{\sigma}; \quad s = \frac{\tau_m}{\tau}.$$

для хрупких материалов в качестве предельного напряжения берется предел прочности и запас прочности:

$$s = \frac{\sigma_\epsilon}{\sigma}; \quad s = \frac{\tau_\epsilon}{\tau}.$$

Хрупко-пластичные материалы значительно деформируются, чего нельзя допускать в работающей конструкции. В связи с этим их деформацию ограничивают - не более 0,2%. Вычисляя соответствующий предел прочности $\sigma_{0,2}$ по которому и ведут дальнейшие расчеты.

В соответствии с используемым материалом коэффициент запаса прочности будет различным. В случае пластичных материалов он будет равен около 1,5, при этом в случае хрупких материалов – его величина может достигнуть 3.

Нормы запасов прочности периодически корректируют, по мере накопления опыта и совершенствования уровня техники. В инженерной практике встречаются 2 вида расчетов:

- Проектный расчет – предварительный упрощенный расчет, в результате которого определяются основные размеры конструкции и материалы для ее изготовления.
- Проверочный – уточнённый расчет известной конструкции в целях проверки ее прочности и определения нагрузок.

Основы расчетов на прочность изучают в курсе «Сопротивление материалов». В курсе «Детали машин» общие методы прочностных расчётов рассматривают в приложении к конкретным деталям и придают им форму инженерных расчетов.

Расчёты на прочность ведут по трем методикам:

- Расчёт по номинальным допускаемым напряжениям;
- Расчёт по коэффициентам запаса прочности;
- Расчет по вероятности безотказной работы.

Жесткость – способность деталей сопротивляться изменению формы под действием сил. Расчёт предусматривает ограничение упругих перемещений в допускаемых пределах

для данных условий работы. Нормы жёсткости устанавливаются обычно на основе практики эксплуатации.

Для повышения жесткости необходимо учитывать оптимальное расположение опор, применение деталей с рациональным сечением или увеличение момента инерции. В общем виде решение задачи повышения жесткости заключается в усилении участков сечений, подвергающихся при данном виде нагружения наиболее высоким напряжениям, и удалении ненагруженных и мало нагруженных участков.

Износостойкость - свойство деталей противостоять износу.

Износ - это постепенное уменьшение размеров деталей по поверхности в результате трения. Износ сопровождается потерей точности, снижением коэффициента полезного действия и увеличением утечек, возрастанием шума.

Расчеты на износостойкость предусматривают обеспечение жидкостного режима смазки или назначение допустимых величин давления. В общем случае мероприятиями по повышению износостойкости являются: подбор оптимальных сочетаний материалов, улучшение антифрикционных свойств контактирующих поверхностей, рациональное приложении сил или увеличение площади поверхностей трения, а также мероприятия по защите от попадания грязи или пыли.

Установлено, что современная техника 85-90% выходит из строя в результате износа и только 10-15% по иным причинам. Изнашивание увеличивает стоимость эксплуатации, так как вызывает необходимость проведения ремонтных работ. При этом следует учитывать, что работы по ремонту как правило дорогостоящие из-за значительного объёма ручного высококвалифицированного труда. Для многих машин затраты на ремонт и техническое обслуживание в период эксплуатации превышают собственно стоимость новой машины. Именно поэтому огромное внимание уделяется триботехнике – науке о смазке и изнашивании.

Задача машиностроения выпускать машины, не требующие капитального ремонта весь период эксплуатации.

Износостойкость деталей значительно ухудшается при **коррозии** – процесс постоянного разрушения поверхности металла в результате окисления.

Для защиты от коррозии применяют антикоррозионные покрытия или изготавливают детали, работающие в агрессивных средах, из антикоррозионных материалов.

Теплостойкость – способность деталей работать при высокой температуре. Работа машин сопровождается тепловыделением, связанным с рабочим процессом машин и трением в их механизмах. В результате нагрева может возникать снижение прочности и несущей способности деталей. В этом случае расчетами обеспечивают работоспособность в напряженном состоянии при действии повышенной температуры; снижение защитной способности масляного слоя; изменение свойств в контакте трущихся поверхностей; снижение точности машин вследствие обратимых температурных деформаций.

Виброустойчивость - способность конструкций работать в нужном диапазоне режимов без недопустимых колебаний.

Если вынужденные и собственные колебания совпадают возникает резонанс, который приводит к полному разрушению детали. Кроме резонанса вредное влияние вибрации проявляется в появлении шума.

Расчеты на колебания обычно проводят не для отдельных деталей, а для систем, учитывая контактные деформации и взаимодействие с электроприводом. Основные способы повышения виброустойчивости – повышение точности и чистоты обработки поверхностей деталей, уменьшение сил удара конструктивными методами, применение

материалов с повышенным внутренним трением, а также специальных покрытий и демпфирующих устройств.

Выбор материала является ответственным этапом проектирования. Грамотно выбранный материал определяет качество детали и машины в целом. Материалы выбирают на основании:

- главного критерия работоспособности той или иной детали (прочность, износостойкость и пр.);
- требований к массе и габаритам детали;
- условий эксплуатации (привокоррозионная стойкость, электропроводность и пр.);
- технологических свойств (согласно предполагаемому способу обработки и форме детали – штампуемость, свариваемость, литейные свойства и пр.)
- стоимости и дефицитности материала.

Надежность.

Машина (деталь) должна обеспечивать заданную надежность. Под **надежностью** понимают свойство изделия выполнять заданные функции, сохраняя свои эксплуатационные показатели в заданных пределах в течение определенного промежутка времени или требуемой наработки. Различают три периода надежности: проектирование, изготовление (производство) и эксплуатация.

Надежность определяется безотказностью изделий, их долговечностью, ремонтпригодностью и сохраняемостью.

Безотказность – свойство сохранять работоспособность в течение заданной наработки без вынужденных перерывов.

Долговечность – свойство изделия сохранять работоспособность до предельного состояния с необходимыми перерывами для ремонтов и технического обслуживания.

Ремонтпригодность – приспособленность изделия к предупреждению, обнаружению и устранению отказов и неисправностей путем проведения технического обслуживания и ремонтов.

Сохраняемость – свойство изделия сохранять требуемые эксплуатационные показатели после установленного срока хранения и транспортирования.

Отказ – полная или частичная утрата изделием его работоспособности.

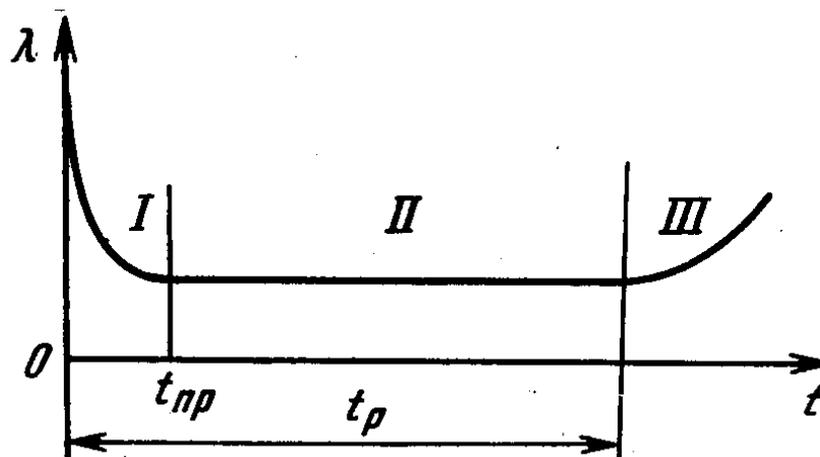
На надежность оказывают влияние

- Конструкторские мероприятия,
- Технологические мероприятия
- Условия эксплуатации.

Оценивать надежность можно разнообразными показателями, например, числом отказов, средним сроком службы в час, км. пробега и пр. При конструировании машин следует учитывать, что:

- надежность сложной системы всегда меньше надежности самого ненадежного ее элемента,
- чем больше элементов в системе, тем она менее надежна.

Опыт эксплуатации показывает, что для большинства узлов и машин интенсивность отказов по времени носит характер так называемой кривой интенсивности отказа.



На ней можно условно выделить три участка

I период — приработка, во время которого происходит выявление дефектов производства, происходит приработка деталей, устраняются зазоры. Часто этот период (кроме сложных, опытных образцов машин, для которых в этот период проводят приемосдаточные испытания в условиях завода изготовителя) связывают с гарантийным периодом — устранение отказов и восстановление работоспособности производится за счет изготовителя.

II период — нормальной эксплуатации, в этот период количество отказов незначительно (но не равно 0! Абсолютно надежных машин не существует), отказы носят случайный характер и проявляются внезапно, например, из-за усталостного разрушения, неблагоприятного сочетания внешних факторов и пр. Время наработки при этом на отказ не влияет.

III период — старение — увеличение количества отказов из-за физического износа изделия. Причины износа могут быть разнообразными, но в этот период изделие ремонтируют или списывают.

Ресурс машины назначают в конце II или начале III периодов (срок службы изделия). Замена деталей на новые целесообразна в III периоде, предупредительный ремонт во II периоде может вести к снижению надежности машины.

Правила обеспечения надежности:

1. Система должна широко использовать стандартные и унифицированные детали и узлы.
2. Система должна содержать защитные устройства, предусматривающие устранение возможности возникновения катастрофических отказов (ограничение возрастания оборотов, температуры, давления, крутящего момента и т. п.).
3. Система должна быть удобной для ремонта, допускать простую замену отдельных элементов и узлов без разборки и переналадки всего изделия.
4. Для сложных ответственных изделий должна быть разработана система технической диагностики.
5. В течение всего срока службы изделий должны быть предусмотрены регламентные работы, профилактические осмотры и ремонты.

1.3. Классификация деталей машин

Классифицировать детали машин можно по различным признакам. Наиболее распространенной является классификация деталей по их назначению и характеру

выполняемых функций. По функциональному признаку детали машин общего назначения подразделяются на следующие группы:

1. Детали соединений и соединения:

1.1. Разъемные соединения: резьбовые, штифтовые, шпоночные, шлицевые, клеммовые.

1.2. Неразъемные соединения: сварные, заклепочные, соединения пайкой и склеиванием.

1.3. Промежуточные соединения: цилиндрические с натягом.

2. Детали передач:

2.1. Электрические.

2.2. Пневматические.

2.3. Гидравлические.

2.4. Механические: *Зацеплением*: зубчатые, винт – гайка, червячные, цепные, волновые. *Трением*: фрикционные, ременные.

3. Детали, обслуживающие вращательное движение:

3.1. Валы и оси.

3.2. Подшипники: качения, скольжения.

3.3. Муфты.

ЛЕКЦИЯ 2

Резьбовые соединения

Краткое содержание: Основные параметры резьб. Типы резьб. Момент завинчивания гайки. Момент отвинчивания гайки. Условия самоторможения резьб. КПД резьбы. Расчет винтов на прочность. Расчет резьбовых соединений, нагруженных сдвигающими силами и крутящими моментами. Расчет резьбовых соединений, нагрузка которых раскрывает стык деталей.

2.1. Резьба. Основные параметры резьб

Резьба – поверхность, образованная винтовым движением плоского контура по цилиндрической или конической поверхности, или винтовая канавка постоянного сечения и шага, нанесенная на поверхность детали цилиндрической или слабо конической формы. Изобретена была в Англии в XIX веке. Явилась первым объектом стандартизации в СССР. В современной машине до 60% деталей имеют резьбу. Например, в автомобиле МАЗ-537 винтов, болтов и шпилек 4354 штуки из около 10000 всех его деталей.

Геометрические параметры резьбы

H – высота рабочего профиля резьбы (характеризует зону контакта винта и гайки);

d – наружный и номинальный диаметр резьбы;

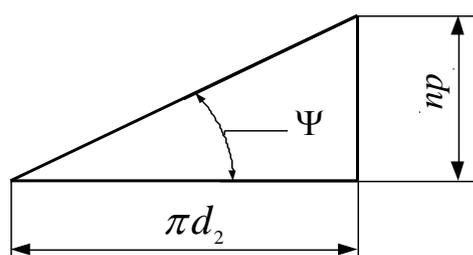
d_1 – внутренний диаметр резьбы (диаметр резьбы по впадинам);

d_2 – средний (расчетный) диаметр резьбы;

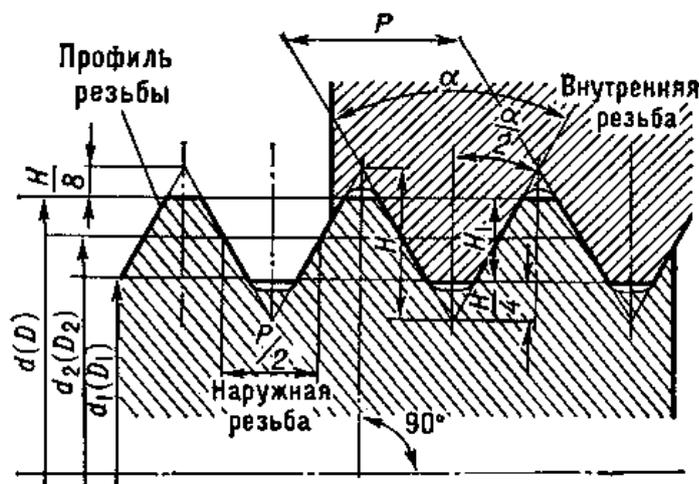
α – угол профиля резьбы;

p – шаг резьбы – расстояние по среднему диаметру между одноименными сторонами соседних профилей.

В случае, если резьба многозаходная, то ее ход определяется как произведение шага резьбы на число заходов резьбы n : $p_1 = n \cdot p$ – ход резьбы.



πd_2 – длина окружности по среднему диаметру



За один оборот гайка перемещается на величину хода резьбы.

Разрежем один виток и развернем по среднему диаметру (см. рис.)

ψ – угол подъема резьбы или угол подъема винтовой линии, угол, образованный касательной к винтовой линии резьбы с плоскостью, перпендикулярной к оси.

Тогда

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{p(p_1)}{\pi d_2}$$

2.2 Типы резьб

Классификация резьб

По форме профиля (профиль резьбы – это контур сечения резьбы в плоскости, проходящей через продольную ось):

1. треугольный профиль.
2. прямоугольный профиль.
3. трапецидальный профиль.
4. круглый, специальный и др.

По направлению винтовой линии:

1. правая резьба (винтовая линия направлена слева направо и вверх) – основное применение.
2. левая резьба (используется в специальных случаях, винтовая линия направлена справа налево) – в ряде специальных приспособлений, как правило в ходовых механизмах, например, домкрат.

По количеству заходов выполняют:

1. однозаходная резьба.
2. многозаходные резьбы (2 или несколько до 8). Редко применяются больше чем 3 захода.

По форме поверхности, на которую наносится резьба:

1. цилиндрические.
2. конические.

По назначению:

1. крепежные - предназначены для скрепления деталей, треугольного профиля (метрическая, дюймовая).
2. крепежно-уплотнительные - служат для скрепления деталей и предохранения от вытекания жидкости (трубная цилиндрическая и коническая, коническая дюймовая и круглая).
3. ходовые - служат для передачи движения в ходовых и грузовых винтах (прямоугольная, трапецидальная и упорная).

Крепежные резьбы.

1. **Метрическая резьба** является основной крепежной резьбой. Она имеет треугольный профиль с $\alpha = 60^\circ$. Высота профиля $h=0.54p$, выполняется либо с прямыми, либо со скругленными впадинами и выступами (скругленные резьбы прочнее). Выполняется с крупным и мелким шагом. Основной шаг – крупный. Обозначается по номинальному диаметру с буквой М, так как все размеры измеряются в мм.
М10 – метрическая резьба с $d=10\text{мм}$.
М10х1- метрическая резьба с $d=10\text{мм}$ с мелким шагом 1 мм.
С уменьшением шага увеличивается внутренний диаметр резьбы d_1 , резьбы с мелким шагом прочнее и обладают лучшими свойствами самоторможения. Поэтому наиболее часто их применяют при динамических нагрузках, для соединения тонкостенных деталей. Резьбы с крупным шагом менее чувствительны к методу изготовления, а, следовательно, дешевле.
2. **Дюймовая резьба** в России не применяется: резьба треугольная, крепежная, с $\alpha = 55^\circ$, диаметр – в дюймах ($1'' = 25,4\text{мм}$), шаг – число ниток резьбы на длине в 1 дюйм.

При обозначении указывают наружную резьбу в дюймах. Основное применение в ремонтных работах.

Крепежно-уплотняющие резьбы.

3. **Трубные цилиндрические и конические резьбы** представляют собой мелкие дюймовые резьбы (число ниток резьбы на 1 дюйм – от 28 до 11), нарезаемые в основном на трубах и арматуре трубопроводов. Для лучшего уплотнения резьбу выполняют с закругленным треугольным профилем без зазоров по выступам и впадинам. Условное обозначение дается по внутреннему диаметру трубы (в дюймах) d_y
4. **Коническая дюймовая резьба** является разновидностью дюймовой резьбы. Нарезают ее на конических поверхностях изделий для обеспечения герметичности соединений, ее применение позволяет резко сократить время на завинчивание и отвинчивание. Примерная конусность 1/16 – на 16мм длины увеличение диаметра на 1 мм.
5. **Круглая резьба** применяется для резьбовых соединений, несущих большие динамические нагрузки (вагонные сцепки), в загрязненной среде с частым отвинчиванием (пожарная арматура), а также в тонкостенных изделиях, требующих герметичности или хорошего контакта (патрон и цоколь электролампы и т. п.). Эта резьба изготавливают литьем или выдавливанием в тонкостенных деталях. В последних не выполняет крепежную функции, а только установочную (цоколь эл. лампы).

Ходовые резьбы.

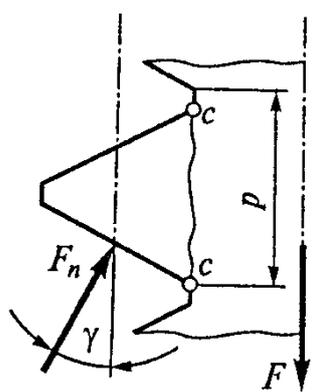
6. **Прямоугольная резьба** имеет прямоугольный или квадратный профиль, d и p – в миллиметрах. Эта резьба не стандартизована и применяется сравнительно редко. Однако, имеет самый высокий КПД. Главный недостаток – не технологичность, изготавливается только вручную.
7. **Трапецидальная резьба** вытеснила прямоугольную, широко применяется в передачах винт – гайка. Она имеет симметричный профиль с $\alpha = 30^\circ$, высота профиля $h = 0,5p$. По сравнению с прямоугольной трапецидальная резьба имеет большую прочность.
8. **Упорная резьба** используется в нажимных винтах с большой односторонней осевой нагрузкой. Резьба имеет несимметричный трапецидальный профиль, с углом «упора» 3° , $\alpha = 30^\circ$, высота рабочего профиля $h = 0,75p$. Закругление профиля повышает прочность винта. Применяется при одностороннем нагружении, обладает высоким КПД, создает значительные осевые нагрузки.

2.3. Теория винтовой пары

2.3.1. Зависимость между силами, действующими в резьбе и геометрией винта

Осевая сила F , действующая по стержню винта, уравнивается реакцией гайки, распределенной по виткам резьбы. Условно эта реакция заменяется сосредоточенной силой F_n , нормальной к линии профиля резьбы.

$$F_n = F / \cos \gamma.$$



Тогда $F_{mp} = F_n f = \frac{F}{\cos \gamma} f = F f_{np}$,

где F_{mp} - сила трения в резьбе,

f - действительный коэффициент трения,

$f_{np} = \frac{f}{\cos \gamma}$ - приведенный коэффициент трения в резьбе,

γ зависит от типа рассматриваемой резьбы:

$\gamma = \frac{\alpha}{2} = 30^\circ$, $f_{np} = \frac{f}{\cos \gamma} = 1,15f$ для метрической резьбы;

$\gamma = \frac{\alpha}{2} = 15^\circ$, $f_{np} = \frac{f}{\cos \gamma} = 1,04f$ для симметричной

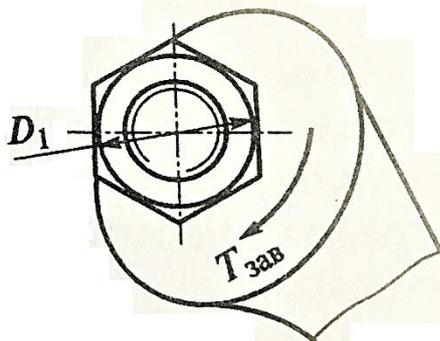
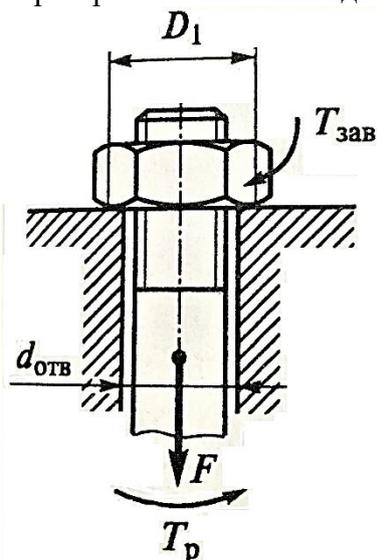
трапецидальной;

$\gamma = 3^\circ$, $f_{np} = \frac{f}{\cos \gamma} \approx f$ для упорной резьбы

$\gamma = 0^\circ$, $f_{np} = \frac{f}{\cos \gamma} = f$ для прямоугольной резьбы.

Т.е. силы трения в метрических резьбах примерно на 11 % выше, чем в трапецидальных и 15% выше чем в упорных и прямоугольных.

Большинство резьбовых соединений выполняют с предварительной затяжкой. Затяжка создается при сборке с целью, чтобы после приложения рабочей нагрузки не происходило раскрытия стыка или сдвига соединяемых деталей.



При завинчивании гайки к ключу прикладывают вращающий момент:

$$T_{кл} = F_{кл} \cdot l,$$

где $F_{кл}$ - усилие на ключе;

l - длина ключа.

$$T_{кл} \cong T_{зав} = T_p + T_T, \quad (2.1)$$

где $T_{зав}$ - момент завинчивания;

T_p - момент в резьбе;

T_T - момент трения на торце гайки.

Принимаем радиус сил трения на опорном торце гайки равным среднему радиусу этого торца, т.е.

$$T_T = Ff \frac{D_{cp}}{2}, \quad (2.2)$$

где $F = F_{зам}$ - сила затяжки, осевая сила, которой нагружен винт;

$D_{cp} = \frac{D_1 + d_{отв}}{2}$ - средний диаметр опорного торца гайки,

D_1 - наружный диаметр опорного торца гайки,

$d_{отв}$ - диаметр отверстия под винт,

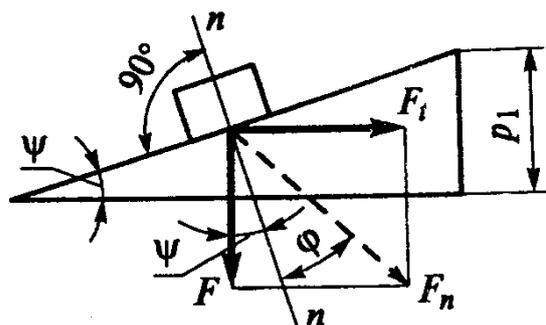
f - коэффициент трения на торце гайки.

Рассматривая силы трения, возникающие в резьбе обозначим φ - угол трения в резьбе, тангенс которого, как известно из теоретической механики равен коэффициенту трения, т.е. $\varphi = \arctg f_{np}$.

Рассмотрим два случая работы винтовой пары – при завинчивании и отвинчивании гайки.

2.3.1 Момент завинчивания гайки

Момент сил трения в резьбе определим, рассматривая гайку, как ползун, поднимающийся по виткам резьбы как по наклонной плоскости. Из теоретической механики известно, что он находится в равновесии, если равнодействующая всех внешних сил отклонена от нормали на угол трения.



В случае завинчивания гайки внешними силами являются осевая сила F (сила затяжки винта) и окружная сила:

$$F_t = \frac{2T_p}{d_2}.$$

Здесь T_p - не реактивный а активный момент со стороны ключа, равный $T_T = T_{зав} - T_p$.

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

Откуда
$$\frac{2T_p}{d_2} = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \Rightarrow T_p = 0,5Fd_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi), \quad (2.3)$$

где ψ – угол подъема резьбы,

$F = F_{зат}$ - сила затяжки, осевая сила, которой нагружен винт,

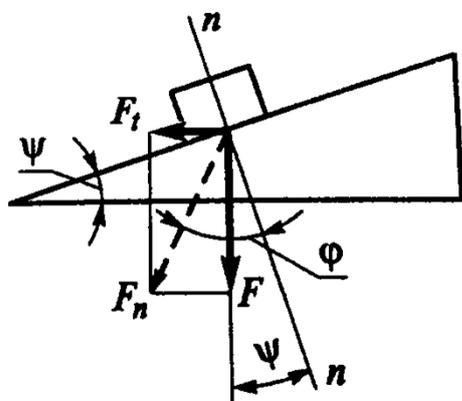
d_2 – средний (расчетный) диаметр резьбы,

$\varphi = \arctg f_{np}$ - угол трения в резьбе.

Учитывая полученное ранее выражение для T_T (2.2), на основании (2.1) найдем $T_{зав}$:

$$T_{зав} = T_p + T_T = 0,5Fd_2 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) + 0,5FfD_{cp} = 0,5Fd_2 \left[\left(\frac{D_{cp}}{d_2} \right) f + \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \right] \quad (2.4)$$

2.3.2 Момент отвинчивания гайки



При отвинчивании гайки окружная сила и силы трения меняют направление:

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

По аналогии с (2.3)

$$T_p = 0,5Fd_2 \cdot \operatorname{tg}(\varphi - \psi) \quad (2.5)$$

И момент отвинчивания по аналогии с (2.4)

$$T_{отв} = 0,5Fd_2 \left[\left(\frac{D_{cp}}{d_2} \right) f + \operatorname{tg}(\varphi - \psi) \right] \quad (2.6)$$

1. Полученные зависимости позволяют определить так называемый выигрыш в силе – отношение осевой силы винта к силе приложенной

на рукоятке ключа: $F/F_{кл}$.

Для стандартных метрических резьб при стандартной длине ключа ($l \approx 0,15d$) и $f \approx 0,15$ (коэффициент трения сталь по стали) $\frac{F}{F_{кл}} = 70...80$.

2. Кроме того, стержень винта не только растягивается осевой силой – силой затяжки, но и закручивается моментом сил трения в резьбе.

2.4 Условие самоторможения в резьбе

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

Рассматривая самоторможение в резьбе без учета сил трения, возникающих на торце гайки $T_{оме} = T_p = 0,5Fd_2 \cdot tg(\varphi - \psi)$. Отсюда получим, что $tg(\varphi - \psi) > 0$ или

$$\varphi > \psi. \quad (2.7)$$

Для крепежных резьб значение угла подъема лежит в пределах $\psi = 2^\circ 30' \div 3^\circ 30'$, а угол трения изменяется в пределах $6^\circ \div 16^\circ$. Таким образом, все крепежные резьбы – самотормозящие.

Резьбы для ходовых винтов выполняют как самотормозящими, так и несамотормозящими.

Условие самоторможения справедливо только при статических нагрузках. При динамических и вибрационных нагрузках коэффициент трения существенно снижается, и условие самоторможения нарушается. Происходит самоотвинчивание, во избежание которого применяют специальные стопорные устройства.

2.5 КПД винтовой пары

КПД винтовой пары определяется отношением работы, затраченной на закручивание гайки без учета трения, к той же работе с учетом трения.

Работа момента, как известно из теоретической механики, всегда равна произведению момента на угол поворота, вызванный этим моментом взятое со знаком «+», если их направления совпадают и со знаком «-» если нет. Т.е. работа закручивания равна произведению момента закручивания на угол поворота гайки.

Так как углы поворота равны и в том, и в другом случае, то отношение работ равно отношению моментов $\frac{T'_{зав}}{T_{зав}}$.

Где $T'_{зав}$ определяется по той же формуле, что и $T_{зав}$ (2.4) при $f = 0$ и $\varphi = 0$:

$$T'_{зав} = 0,5Fd_2 \left[\left(\frac{D_{cp}}{d_2} \right) \cdot 0 + tg(\psi + 0) \right] = 0,5Fd_2 tg(\psi).$$

$$\eta = \frac{T'_{зав}}{T_{зав}} = \frac{tg\psi}{\left(\frac{D_{cp}}{d_2} \right) \cdot f + tg(\psi + \varphi)} \quad (2.8)$$

У всех самотормозящих резьб $\varphi > \psi$ и поэтому $\eta < 0,5$.

Для ходовых резьб или передачи «винт-гайка» силами трения на торце можно пренебречь, и для ходовых резьб можно записать (КПД собственно винтовой пары):

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

При проектировании ходовых резьб необходимо стремиться к повышению КПД.

Пути увеличения КПД:

1. Увеличение угла подъема винтовой линии за счет:
 - увеличения числа заходов;
 - применения резьбы с крупным шагом;
 - уменьшения среднего диаметра резьбы.
2. Уменьшение угла трения за счет:
 - выбора резьбы с наименьшим углом профиля;
 - уменьшения коэффициента трения в резьбе при соответствующей точности изготовления, качестве поверхности, выбора антифрикционных материалов, применения смазки.

2.6 Расчет винтов на прочность

Подобный расчет выполняют при статической нагрузке.

При работе винтовой пары возможны следующие виды разрушения:

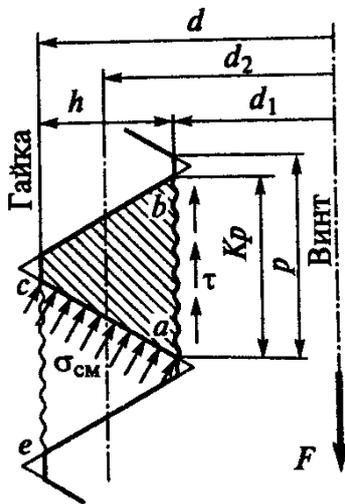
1. Разрушение элементов резьбы – происходит в зоне контакта резьбы винта и гайки, возможные виды разрушения:

- Срез – крепежные резьбы – расчет ведется по напряжениям среза τ
- Смятие, износ – ходовые резьбы – расчет ведется по напряжениям смятия σ

Резьба сминается на поверхности прилегания и срезается по внутреннему диаметру винта или наружному диаметру гайки.

2. Разрушение нижней части болта
 - Отрыв стержня винта
 - Срез головки винта
3. Разрыв стержня винта по внутреннему диаметру резьбы в зоне первых витков со стороны гайки.

2.6.1 Разрушение элементов резьбы



Срез винта происходит по самому слабому сечению – по d_1

$$\tau_s = \frac{F}{\pi \cdot d_1 \cdot H_z \cdot k \cdot k_m} \leq [\tau] \quad (2.9)$$

где F - осевая нагрузка;

d_1 - внутренний диаметр резьбы;

H_z - высота гайки;

k - коэффициент полноты резьбы (для метрической – 0,87; для трапецеидальной – 0,65; для прямоугольной – 0,45-0,5);

k_m - коэффициент, учитывающий неравномерное распределение нагрузки по виткам резьбы (0,5 – 0,75).

Срез материала гайки по d :

$$\tau = \frac{F}{\pi \cdot d \cdot H_z \cdot k \cdot k_m} \leq [\tau]$$

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

Смятие резьбы осуществляется по контактной поверхности винта и витков гайки:

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{\pi \cdot d_2 \cdot h \cdot k_m \cdot z} \leq [\sigma_{cm}], \quad (2.10)$$

где d_2 - средний диаметр резьбы;

h - высота профиля резьбы;

z - число витков; $z = \frac{H_z}{p}$,

p - шаг резьбы гайки.

Выражение (2.10) общее для винта и гайки. $\pi \cdot d_2$ - это площадь одного витка. Достаточно часто коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы k_m принимают равным 1 с учетом приработки резьбы и при условии, что допускаемые напряжения принимают согласно накопленному опыту эксплуатации.

2.6.2 Разрушение стержня винта

– Отрыв стержня винта в нижней части $\sigma = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d_{cm}^2} \leq [\sigma]$,

где A – площадь сечения стержня винта,
 d_{cm} - диаметр стержня винта.

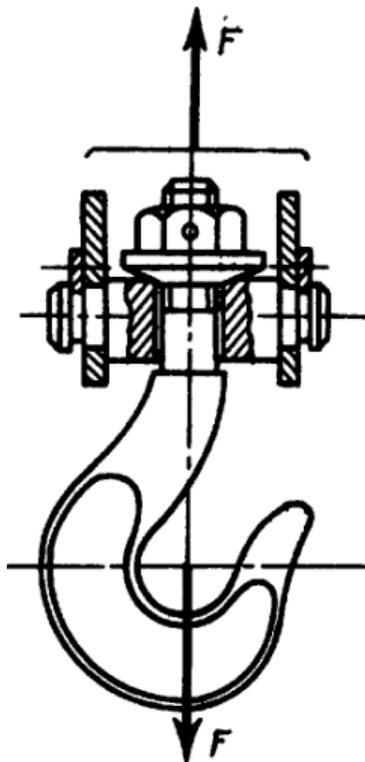
– Срез головки болта $\tau = \frac{4F}{\pi d_{cm} H} \leq [\tau]$

где H – высота головки болта.

Если винт выбран стандартным, то расчет на разрушение элементов резьбы и разрушение стержня винта не проводят.

2.6.3 Разрушение стержня винта в зоне первых витков резьбы

Стержень винта воспринимает только внешнюю растягивающую нагрузку (не затянут). В таких условиях работают рым болты и крановые крюки.



Стержень болта воспринимает только растягивающую нагрузку

Опасным является сечение, ослабленное резьбой. Площадь этого сечения приблизительно рассчитывается по внутреннему диаметру резьбы. Условие прочности рассчитывается по напряжениям растяжения в стержне:

$$\sigma = \frac{4F}{\pi (d_1)^2} < [\sigma]. \quad (2.11)$$

где: F – растягивающая нагрузка, Н;
 S – коэффициент запаса прочности;
 d_1 – внутренний диаметр болта, мм;

$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{S}$ – допускаемое напряжение

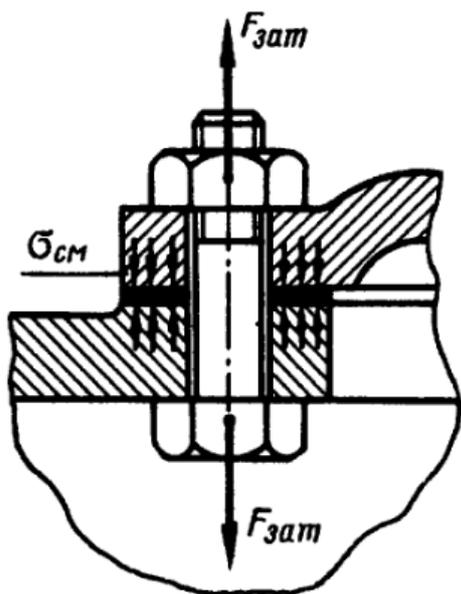
растяжения, МПа;

σ_T – предел текучести материала стержня болта, МПа;

Тогда:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi [\sigma]}}. \quad (2.12)$$

Винт затянут, внешняя нагрузка отсутствует (нагружен осевой силой и крутящим моментом затяжки). Пример – крепление ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин.



Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует

В этом случае стержень болта растягивается осевой силой $F_{зам}$ и закручивается моментом сил трения в резьбе T_P .

Напряжение растяжения от силы $F_{зам}$:

$$\sigma = \frac{4F_{зам}}{\pi(d_1)^2} \quad (2.13)$$

Напряжение кручения от момента T_P :

$$\tau = \frac{T_P}{W_P} = \frac{0,5F_{зам}d_2tg(\psi + \varphi)}{0,2(d_1)^3} \quad (2.14)$$

где: $W_P = \frac{\pi(d_1)^3}{16} \approx 0,2(d_1)^3$ – полярный момент сопротивления стержня болта, м³;

$T_P = 0,5F_{зам}d_2tg(\psi + \varphi)$, согласно (2.3)

ψ – угол подъёма резьбы; φ – угол трения в резьбе.

Прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению:

$$\sigma_{экр} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (2.15)$$

Для стандартных метрических резьб можно приближённо принять:

$$\sigma_{экр} \approx 1,3\sigma.$$

Тогда расчёт прочности болтов ведется по упрощённой формуле:

$$\sigma_{экр} = \frac{1,3 \cdot 4F_{зам}}{\pi(d_1)^2} \leq [\sigma] \quad (2.16)$$

Выразив диаметр получим:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F_{зам}}{\pi[\sigma]}} \quad (2.17)$$

Винты диаметром меньше чем М8 в качестве крепежных применять не рекомендуется!

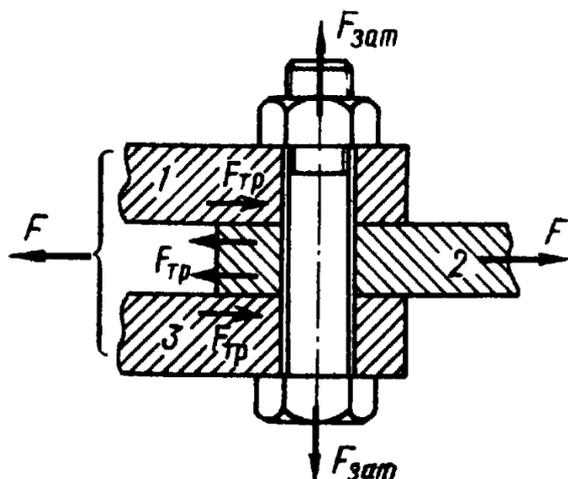
3.7 Расчёт резьбовых соединений, нагруженных сдвигающими силами и крутящими моментами

Условием надёжности является отсутствие сдвига деталей в стыке. Для этого необходимо выполнить условие

$$F_{тр} \geq F,$$

где $F_{тр}$ в стыке создается осевой нагрузкой винта. Соединение можно выполнить двумя способами: установка болта *с зазором* и *без зазора*.

При установке болта *с зазором*. В подобном соединении внешняя нагрузка не передается на болт, поэтому его рассчитывают только на статическую прочность по силе затяжки, даже при динамических нагрузках.



Сдвиг деталей в стыке при установке болта с зазором

Условие отсутствия сдвига деталей (на один болт):

$$F \leq iF_{mp} = iF_{зам}f \quad (2.18)$$

или:

$$F_{зам} = \frac{k \cdot F}{i \cdot f} \quad (2.19)$$

где: i – число плоскостей стыка деталей;

f – коэффициент трения в стыке

($f=0,15...0,2$ для сухих чугуновых и стальных поверхностей);

k – коэффициент запаса

($k=1,3...1,5$ при статических нагрузках; $k=1,8...2$ при переменных нагрузках).

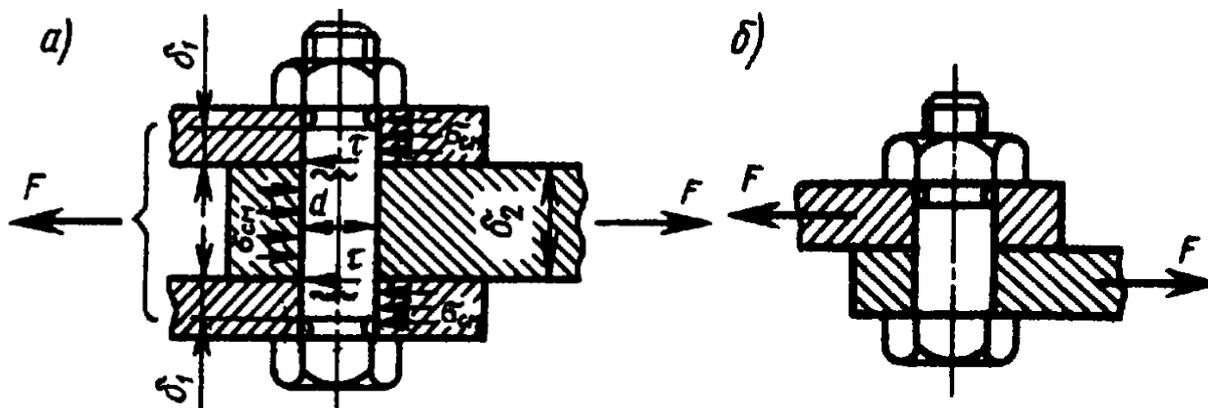
Прочность болта оценивается по эквивалентному напряжению по формулам. При этом внешняя нагрузка на болт не передается, поэтому он рассчитывается только на статическую прочность по силе затяжке $F_{зам}$ даже при переменной внешней нагрузке

Учет переменной внешней нагрузки осуществляется выбором повышенного коэффициента запаса.

$$\sigma_{эkv} = \frac{1,3 \cdot 4F_{зам}}{\pi(d_1)^2} = \frac{1,3 \cdot 4k \cdot F}{i \cdot f \pi(d_1)^2} \leq [\sigma] \quad (2.20)$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4k \cdot F}{f \cdot i \cdot \pi[\sigma]}} \quad (2.21)$$

При установке болта *без зазора* диаметр отверстия равен диаметру стержня болта. Такие соединения называют чистыми, под развертку, прецизионные. Стержень болта испытывает напряжения смятия и среза, а соединяемые детали – напряжения смятия. При этом силы трения в стыке не учитываются, так как затяжка болта не обязательна, а в случае ее наличия она работает «в запас» надежности соединения. В общем случае болт можно заменить штифтом.



Установка болта без зазора:

а) – соединение трех деталей; б) – соединение двух деталей

- Условие прочности болта по напряжениям среза:

$$\tau = \frac{4F}{\pi(d)^2 i} \leq [\tau]. \quad (2.22)$$

- Условие прочности болта по напряжениям смятия для центральной детали или соединения двух деталей:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{d\delta_2} \leq [\sigma_{см}]. \quad (2.23)$$

- Условие прочности болта по напряжениям смятия для крайней детали:

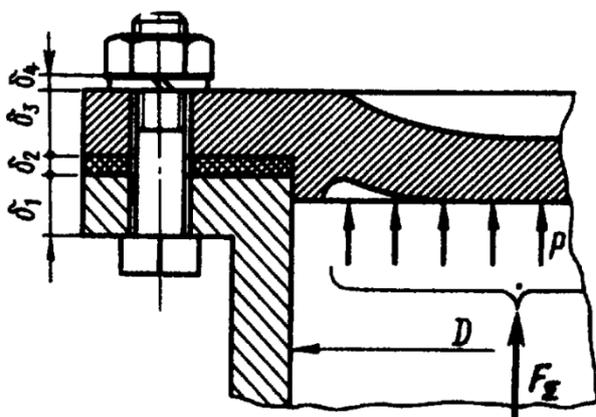
$$\sigma_{см} = \frac{F}{2d\delta_1} \leq [\sigma_{см}]. \quad (2.24)$$

В случае соединения трех деталей за расчетное напряжение смятия принимается наибольшее из полученных по формулам (2.23) и (2.24). Допускаемое напряжение смятия рассчитывается для болта или соединяемых деталей, которые изготовлены из наименее прочного материала.

Сравнивая эти варианты следует отметить, что установка болтов без зазора дешевле, так как не требует точных размеров болтов и отверстия. Однако условия его работы значительно хуже, чем при установке болтов без зазора.

3.8 Расчет резьбовых соединений, нагрузка которых раскрывает стык деталей

Пример – крепление крышек резервуаров, содержащих газ или жидкость под давлением



Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык

Затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка под нагрузкой, то есть сила сжимающая детали в стыке должна быть больше нуля ($F_{см} > 0$).

После приложения внешней нагрузки к затянутому соединению болт дополнительно растянется на некоторую величину, а деформация сжатия деталей уменьшится на эту же величину.

В этом случае часть внешней нагрузки, равная χF , дополнительно нагружает болт, а остальная часть, равная $(1 - \chi) F$, идет на

разгрузку стыка, где χ – коэффициент внешней нагрузки (учитывает приращение нагрузки болта в долях силы F)

($\chi = 0,2 \dots 0,3$ при жестких фланцах; $\chi = 0,5 \dots 0,7$ при податливых).

Сила, сжимающая детали в стыке от одного болта равна:

$$F_{см} = F_{зат} - (1 - \chi) F. \quad (2.25)$$

В соответствии с условием нераскрытия стыка $F_{cm} > 0$ усилие затяжки может быть выражено через внешнюю нагрузку:

$$F_{зам} = k_{зам}(1-\chi)F. \quad (2.25)$$

где: $k_{зам}$ – коэффициент затяжки.

Расчетная нагрузка, действующая на затянутый болт, будет равна:

$$F_p = F_{зам} + \chi F = [k_{зам}(1-\chi) + \chi]F. \quad (2.261)$$

Если соединение затягивается при нагрузке (как правило, такой способ не рекомендуется) в болте дополнительно возникнет напряжение кручения, тогда расчетная нагрузка будет равна:

$$F_p = 1,3F_{зам} + \chi F = [1,3k_{зам}(1-\chi) + \chi]F. \quad (2.27)$$

По расчётной нагрузке определяем диаметр болта, используя зависимость

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_p}{\pi[\sigma]}}.$$

ЛЕКЦИЯ 3

Резьбовые соединения. Крепежные детали и способы стопорения

Краткое содержание: Расчет соединений, включающих группу болтов. Основы расчёта передачи «винт-гайка». Основные типы крепежных деталей. Их стандартизация и унификация. Варианты стопорения резьбовых соединений.

3.1. Расчет соединений, включающих группу болтов

Под **групповыми соединениями** понимают такие соединения, число болтов (винтов) в которых $z \geq 2$. Встречают два типа подобных соединений:

- нагрузка действует в плоскости стыка соединяемых деталей;
- нагрузка действует в плоскости перпендикулярной плоскости стыка соединяемых деталей.

Расчет таких соединений может выполняться как **проектный**, когда по заданным нагрузкам и выбранным материалам рассчитываются основные размеры крепежа, так и **проверочный**, когда при известных размерах и материалах определяют прочность крепежа.

Расчет сводится к определению расчетной нагрузки для наиболее нагруженного болта. После чего прочность этого болта рассчитывают, основываясь на зависимостях, полученных ранее для различных случаев нагружения.

Точные решения подобных задач весьма сложны, поэтому на практике их решают приближенными способами, используя ряд допущений. В расчётах принимаются следующие допущения:

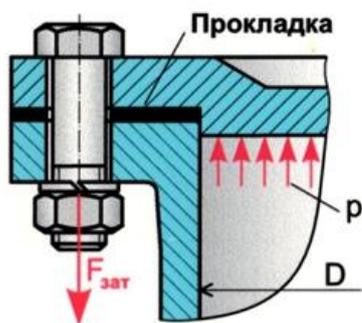
1. Поверхности стыка остаются плоскими, (не деформируются) при всех фазах нагружения.
2. Поверхности стыка имеют минимум две оси симметрии, а болты расположены симметрично.
3. Все болты соединения одинаковы и равно затянуты.

Различают четыре характерных случая нагружения соединений, включающих группу болтов:

1. **Равнодействующая нагрузка соединения перпендикулярна плоскости стыка и проходит через центр его тяжести.** При этом болтам дают затяжку, обеспечивающую плотность соединения. Все болты нагружены одинаково.
2. **Фланцевые соединения, нагруженные крутящим моментом.**
3. **Нагрузка соединения сдвигает детали в стыке.** При этом определяют суммарные нагрузки, приходящиеся на каждый болт, и в качестве расчетной принимается наибольшая из суммарных нагрузок.
4. **Нагрузка соединения раскрывает стык деталей.** Расчет производят по условию нераскрытия стыка и, при отсутствии разгрузочного устройства от сдвига деталей, производят проверочный расчет по условию отсутствия сдвига деталей.

3.1.1 Равнодействующая нагрузка соединения перпендикулярна плоскости стыка и проходит через центр его тяжести

Этот случай нагружения типичен для болтовых соединений круглых и прямоугольных крышек, нагруженных давлением жидкостей или газов. В этом случае всем болтам дают нагрузку, обеспечивающую плотность соединения. Все болты в этом случае нагружены одинаково и поэтому внешняя нагрузка, приходящаяся на 1 болт, определяется как



$$F = \frac{F_{\Sigma}}{z},$$

где $F_{\Sigma} = \frac{P\pi D^2}{4}$ - сила, действующая на соединение;

P – давление в резервуаре;

D – диаметр резервуара.

Затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка под нагрузкой. Расчет подобного соединения подробно рассмотрен ранее.

Расчетная нагрузка, действующая на затянутый болт, будет равна:

$$F_P = [k_{зам}(1-\chi) + \chi] F, \quad (3.1)$$

где: $k_{зам} = 1,3...4$ – коэффициент затяжки;

χ – коэффициент внешней нагрузки (учитывает приращение нагрузки болта в долях силы F). $\chi = 0,2...0,3$ при жестких фланцах; $\chi = 0,5...0,7$ при податливых;

F – внешняя нагрузка, приходящаяся на 1 болт.

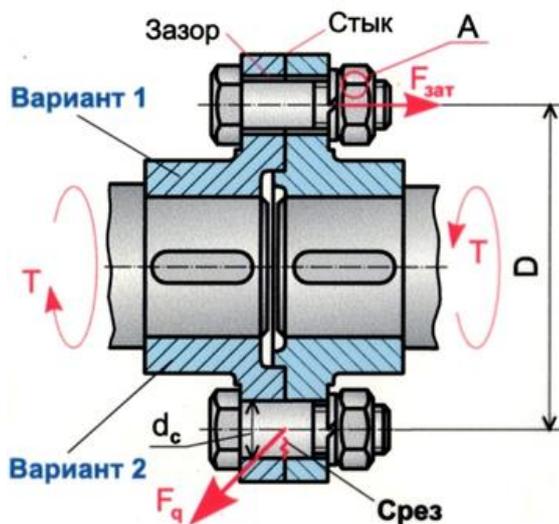
Если соединение затягивается при нагрузке (как правило, такой способ не рекомендуется) в болте дополнительно возникнет напряжение кручения, тогда расчетная нагрузка будет равна:

$$F_P = [1,3k_{зам}(1-\chi) + \chi] F. \quad (3.2)$$

По расчетной нагрузке определяем диаметр болта, используя зависимость

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_P}{\pi[\sigma]}}. \quad (3.3)$$

3.1.2 Фланцевые соединения, нагруженные крутящим моментом



В конструкции таких соединений обычно предусматривают центрирующие выступы или ставят центрирующие шайбы, которые одновременно разгружают соединение от поперечных нагрузок.

При болтах, поставленных с зазором (вариант 1), расчетная нагрузка на 1 болт

$$F = \frac{2T}{zD}$$

где T – крутящий момент;

D – диаметр постановки болтов;

z – число болтов.

Прочность болта оценивается по эквивалентному

напряжению.

$$\sigma_{экр} = \frac{1,3 \cdot 4F}{\pi(d_1)^2} \leq [\sigma] \quad (3.4)$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4 \cdot F}{\pi[\sigma]}} \quad (3.5)$$

При болтах, поставленных без зазора (вариант 2), расчетная нагрузка на 1 болт

$$F = \frac{2kT}{zDf}$$

где f – коэффициент трения в стыке,

$f = 0,15 \dots 0,2$ для сухих чугунных и стальных поверхностей

k – коэффициент запаса,

$k = 1,3 \dots 1,5$ при статических нагрузках; $k = 1,8 \dots 2$ при переменных нагрузках.

- Условие прочности стержня болта по напряжениям среза:

$$\tau = \frac{4F}{\pi(d)^2} \leq [\tau]. \quad (3.6)$$

Откуда диаметр стержня болта $d \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi[\tau]}}$

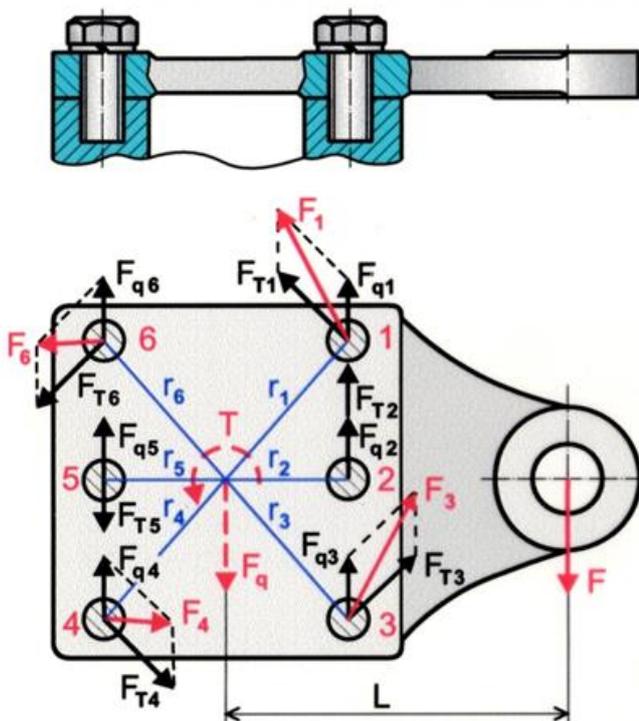
- Условие прочности стержня болта по напряжениям смятия для соединения двух деталей:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{dh} \leq [\sigma_{см}]. \quad (3.7)$$

где h – высота поверхности контакта. В этом случае болт контактирует с полумуфтой на расстоянии от стыка до начала резьбы, согласно эмпирическим данным: $h \approx (1,1 \dots 1,2)d_1$.

Выбирая крепеж на основании (3.6) обязательно проверяют условие прочности по напряжениям смятия (3.7).

3.1.3 Нагрузка соединения сдвигает детали в стыке



Примером может служить крепление кронштейна, закрепленного при помощи z болтов и нагруженного внешней силой F .

Заданная сила F стремится повернуть кронштейн по часовой стрелке и сдвинуть его вниз в плоскости стыка.

При расчете полагают, что поворот кронштейна происходит через центр тяжести площади стыка соединяемых деталей (ЦТ).

Переместив силу в ЦТ F_q и одновременно приложив момент $T = FL$ получаем нагрузку, эквивалентную заданной (по воздействию на соединение). При этом сила F_q – центральная и распределяется по болтам равномерно:

$$F_{qi} = \frac{F}{z}. \quad (3.8)$$

Нагрузка от момента распределяется по болтам пропорционально их деформациям, при повороте кронштейна. В свою очередь деформации пропорциональны расстояниям от болтов до ЦТ, который и является центром

поворота: $\frac{F_{T1}}{r_1} = \frac{F_{T2}}{r_2} = \dots = \frac{F_{Tz}}{r_z}$. Направление реакций перпендикулярно радиусам. Откуда

$$F_i = \frac{F_{Ti} r_i}{r_i} \quad \text{По условию равновесия} \quad T = F_{T1} r_1 + F_{T2} r_2 + \dots + F_{Tz} r_z = \sum_{i=1}^z F_{Ti} r_i \cdot r_i$$

Тогда сила, от момента, действующая на болт определяется по формуле:

$$F_{Ti} = \frac{T r_i}{\sum_{i=1}^z r_i^2} \quad (3.9)$$

Суммарная нагрузка каждого болта равна геометрической сумме сил (3.8) и (3.9), действующих на каждый болт. За расчетный случай принимают болт, нагруженный максимальной суммарной силой F_{\max} , так как остальные нагружены меньше. В рассматриваемом примере наиболее нагруженным является 1 и 3 болты.

В конструкции соединения болты могут быть установлены как с зазором, так и без него.

1 вариант (болты поставлены с зазором). Нагрузка воспринимается силами трения в стыке, для образования которой болтам дают соответствующую затяжку. Критерий работоспособности соединения в этом случае отсутствие смещения деталей в плоскости стыка:

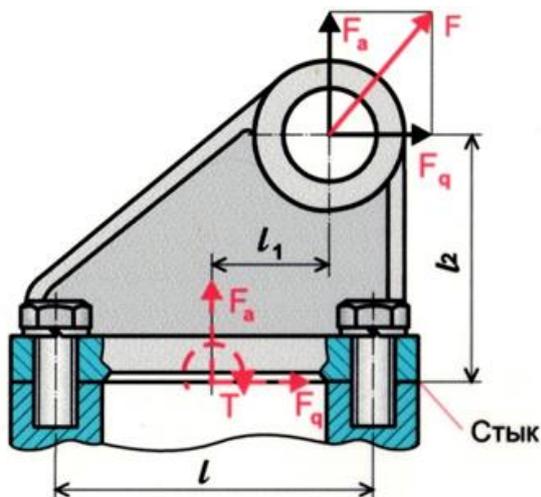
$$F_{зам} = \frac{k \cdot F_{\max}}{f} \quad (3.10)$$

Болт рассчитывается на растяжение, прочность болта оценивается по эквивалентному напряжению (3.4), (3.5).

2 вариант (болты поставлены без зазора). Нагрузка в этом случае воспринимается непосредственно стержнем болта. Силы трения на стыке деталей не учитывают, они идут в запас прочности.

Болт рассчитывается на срез и смятие, прочность болтов и деталей рассматривается по напряжениям среза и смятия (3.6) и (3.7). высота смятия при этом равна толщине каждой из проверяемых деталей.

3.1.3 Нагрузка соединения раскрывает стык деталей



Это случай часто встречается на практике, крепление различных стоек, кронштейнов и пр. к неподвижному основанию.

Метод решения рассмотрим на примере:

Раскладываем силу F на составляющие и переносим её в центр симметрии стыка. Сила F раскладывается на горизонтальную F_q и вертикальную F_a составляющие.

Действие этих сил заменяем действием сил F_q и F_a , приложенных в ЦТ стыка и моментом $M = F_q l_2 - F_a l_1^1$

¹ на схеме обозначен Т, что не совсем верно, так как Т, в инженерной практике обозначают крутящий, а не изгибающий момент

Сила F_q стремится сдвинуть стык, а сила F_a и момент T – раскрыть. Возможность раскрытия стыка и сдвига деталей устраняют затяжкой болтов с силой $F_{зам}$.

В стыке возникают напряжения: $\sigma_{зам}$ – от усилия затяжки; σ_{F_a} – от вертикальной составляющей внешней нагрузки F_a и σ_M – от изгибающего момента M .

Рассчитываем основные параметры основания – площадь $A_{см}$ и момент сопротивления сечения $W_{хсм}$.

Расчет по условию нераскрытия стыка

До приложения нагрузки F затяжка образует в стыке напряжения смятия, которые считаются равномерно распределенными по стыку:

$$\sigma_{зам} = \frac{F_{зам}z}{A_{см}}. \quad (3.11)$$

Сила F_a растягивает болты и уменьшает напряжение затяжки на

$$\sigma_F = \frac{F_a}{A_{см}}(1-\chi) \approx \frac{F_a}{A_{см}} \quad (3.12)$$

В теории $F_a(1-\chi)$ – это доля внешней нагрузки, которая идет на разгрузку стыка. На практике значения χ – коэффициент внешней нагрузки, в данном соединении мало, принимают $\chi = 0$, что идет в запас по условию нераскрытия стыка.

Рассматривая условие нераскрытия стыка считаем осью поворота ось симметрии стыка. Пренебрегая значением χ , также как и выше определим напряжения от изгибающего момента:

$$\sigma_M = \frac{M}{W_{хсм}}(1-\chi) \approx \frac{M}{W_{хсм}} \quad (3.13)$$

Суммарные напряжения в стыке составят:

$$\begin{cases} \sigma_{\max} = \sigma_{зам} \pm \sigma_F + \sigma_M \\ \sigma_{\min} = \sigma_{зам} \pm \sigma_F - \sigma_M \end{cases}.$$

В качестве положительных напряжений приняты напряжения от усилия затяжки $\sigma_{зам}$.

Расчет по максимальному суммарному напряжению проводят в случае, когда материал основания (например, бетон или дерево) имеет меньшую прочность чем крепежные элементы. Тогда условие прочности основания записывается в виде: $\sigma_{\max} \leq [\sigma_{см}]$. Если условие не выполняется меняют размеры стыка.

Условие нераскрытия стыка: $\sigma_{\min} \geq [\sigma_{\min}]$,

где $[\sigma_{\min}] = 0,1 \dots 0,2$ МПа – минимально допустимое значение напряжения в стыке (сталь-бетон); $[\sigma_{\min}] = 1 \dots 2$ МПа (сталь-сталь).

Введя коэффициент запаса по нераскрытию стыка $k=1,3 \dots 2$, перепишем условие нераскрытия стыка в виде:

$$\sigma_{зам} \pm \sigma_F - \sigma_M \geq 0, \quad \sigma_{зам} \leq k(\pm \sigma_F - \sigma_M), \quad \text{подставим (3.12) и (3.13).}$$

$$\sigma_{зам} = k \left(\pm \frac{F_a}{A_{см}} - \frac{M}{W_{хсм}} \right).$$

Откуда на основании (3.11) найдем необходимую $F_{зам}$.

Расчет по условию отсутствия сдвига

Если разгрузочное устройство от сдвига деталей отсутствует, произведем расчет по отсутствию сдвига деталей в стыке. Сдвигающая сила F_q уравнивается силами трения в стыке. Детали не сдвигаются, если сила трения в стыке больше F_q :

$$(F_{зам} \cdot z \pm F_a) f \geq k_{сд} F_q ,$$

где f – коэффициент трения в стыке деталей ($f = 0,3...0,35$ – сталь или чугун по бетону; $f \approx 0,25$ – сталь или чугун по дереву $f = 0,15...0,2$ – сталь по стали или чугуну); $k_{сд} = 1,3...2,0$ – коэффициент запаса по сдвигу.

В формуле не учитывается действие момента M , так как он не сдвигает детали и не изменяет суммарного значения сил трения в стыке.

$$F_{зам} = \frac{k_{сд} F_q \pm F_a f}{f \cdot z} .$$

В таких конструкциях болты ставятся с зазором и воспринимают нагрузки, раскрывающие стык деталей.

По наибольшему из полученных $F_{зам}$ рассчитывают на прочность стержень болта (винта).

При этом учитываем, что болты нагружены силой первоначальной затяжки и осевой силой равномерно, а моментом – неравномерно (при наличии нескольких рядов креплений, болты, находящиеся дальше от ЦТ испытывают максимальную нагрузку от момента). По наиболее нагруженному болту (по антологии с вариантом, рассматриваемым выше), находят внутренний диаметр резьбы. Болт рассчитывается на растяжение.

3.2 Основы расчета передачи «винт-гайка»

Основным критерием расчета передачи «винт-гайка» является износостойкость. В целях уменьшения износа применяют антифрикционные пары трения, смазку поверхностей, малые допускаемые напряжения смятия. После расчета резьбы на износостойкость винты, работающие на сжатие (домкраты, прессы и др.) проверяются на прочность и устойчивость. Значения напряжения смятия определяются по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{F_a}{\pi d_2 h z} < [\sigma_{см}] .$$

С учетом, что:

$$z = \frac{H}{p} , \text{ где } H - \text{ высота гайки, } p - \text{ шаг резьбы}$$

$$\psi_H = \frac{H}{d_2} - \text{ коэффициент высоты гайки,}$$

$$\psi_h = \frac{h}{p} - \text{ коэффициент высоты резьбы, } h - \text{ высота рабочего профиля резьбы}$$

получим:

$$d_2 \geq \sqrt{\frac{F_a}{\pi \psi_H \psi_h [\sigma_{см}]} .}$$

Значения коэффициентов высоты резьбы, гайки, а также допускаемых напряжений смятия:

$$\psi_h = 0,5 - \text{ трапецеидальная и прямоугольная резьба;}$$

$$\psi_h = 0,75 - \text{ упорная резьбы;}$$

$$\psi_h = 0,541 - \text{ метрическая резьба.}$$

$\psi_H=1,2\dots2,5$ (большие значения принимаются для резьб меньших диаметров). Как правило, для всех резьб, кроме упорных, принимают $\psi_H=2$.

$[\sigma_{CM}]=11\dots13$ МПа – закаленная сталь-бронза;

$[\sigma_{CM}]=8\dots10$ – незакаленная сталь-бронза;

$[\sigma_{CM}]=4\dots6$ МПа – незакаленная сталь-чугун.

Значения $[\sigma_{CM}]$ в резьбе механизмов точных перемещений, например, в делительных цепях станков, принимают в 2...3 раза меньше, чем винтов общего назначения.

Расчет на устойчивость выполняется по формуле:

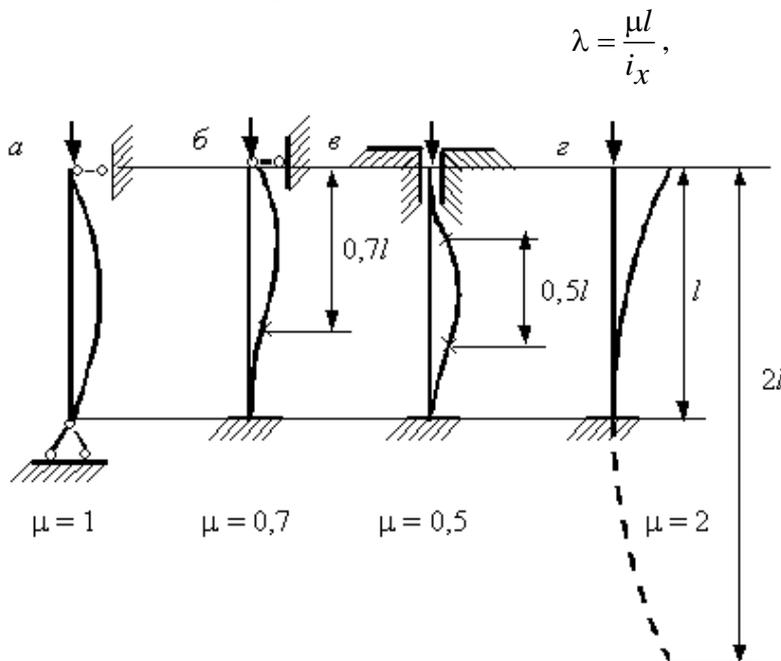
$$\sigma = \frac{4Fa}{\pi d_1^2} \leq \gamma[\sigma], \quad (3.14)$$

где: γ – коэффициент уменьшения допускаемых напряжений (см. табл.).

Таблица 1 – Значения коэффициента уменьшения допускаемых напряжений в зависимости от гибкости стержня винта λ

| λ | 30 | 50 | 60 | 80 | 100 | 120 | 140 | 160 |
|-----------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| γ | 0,91 | 0,86 | 0,82 | 0,70 | 0,51 | 0,37 | 0,29 | 0,24 |
| | 0,91 | 0,83 | 0,79 | 0,65 | 0,43 | 0,30 | 0,23 | 0,24 |

Примечание. Нижние значения относятся к сталям повышенного качества. Для промежуточных значений λ соответствующие им значения γ определяются путём линейной интерполяции.



где: μ – коэффициент приведения длины, зависящий от закрепления стержня (см. рисунок);

$i_x = \sqrt{I_x/A}$ – радиус инерции поперечного сечения;

A – площадь поперечного сечения.

Для передачи винт-гайка обычно $\mu = 2$.

Для круглого поперечного сечения винта радиус инерции:

$$i_x = \frac{d_1}{4}$$

3.3 Основные типы крепежных деталей. Их стандартизация и унификация

Резьбовые соединения являются одними из старейших и наиболее распространенных видов соединений. Это соединения с помощью болтов, винтов, шпилек и т.д.

Болты не требуют сверления резьбы в соединяемых деталях, однако увеличивают массу изделия, требуют место для установки гаек и размещения болтовых головок. Необходимо место для из завинчивания, а также в ряде случаев для удержания болта от проворачивания. При соединении деталей значительной толщины применяют винты и шпильки. В случае, если деталь необходимо в процессе эксплуатации регулярно отвинчивать применяют шпильки, так как винты способны повредить резьбу в детали.

Для уменьшения смятия детали под гайку или головку болта ставят подкладную шайбу, также подкладную шайбу ставят для предохранения чистых поверхностей и большого зазора отверстия. В других случаях постановка подкладных шайб не целесообразна. Кроме подкладных часто ставят стопорные или предохранительные шайбы, предохраняющие резьбу от самоотвинчивания.

Основные преимущества резьбовых соединений:

- Простота конструкции и технологичность деталей,
- Возможность фиксирования деталей в любом положении по отношению к другим элементам конструкции
- Простота регулировки силы сжатия и возможность создания значительных осевых нагрузок при относительно низких усилиях на инструменте (ключе)
- Возможность фиксации в затянутом состоянии вследствие эффекта самоторможения;
- Удобство сборки и разборки;
- Наличие широкой номенклатуры стандартных изделий (винты, болты гайки);
- Низкая стоимость крепёжных изделий;
- Малые габариты в сравнении с соединяемыми деталями
- Возможность преобразовывать вращательное движение в поступательное и наоборот.

Недостатки

- Низкий КПД
- Высокая концентрация напряжений
- Износ рабочих поверхностей при частых разборках и сборках
- Большая неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы
- Склонность к самоотвинчиванию при воздействии знакопеременных осевых нагрузок

Все крепежные элементы в обязательном порядке гостятся, что делает их взаимозаменяемыми.

ГОСТ 1759.0-87 Болты, винты, шпильки и гайки. Технические условия.

ГОСТ 1759.1-82 Болты, винты, шпильки, гайки и шурупы. Допуски. Методы контроля размеров и отклонений формы и расположения поверхностей.

ГОСТ 1759.2-82 Болты, винты и шпильки. Дефекты поверхности и методы контроля.

ГОСТ 1759.3-83 Гайки. Дефекты поверхности и методы контроля.

ГОСТ Р 52627-2006 Болты, винты и шпильки. Механические свойства и методы испытаний. Соответствует ИСО 898-1:1999 (взамен ГОСТ 1759.4-87).

ГОСТ Р 52628-2006 Гайки. Механические свойства и методы испытаний. Соответствует ИСО 898—2:1992 и ИСО 898-6:1994 (взамен ГОСТ 1759.5-87).

ГОСТ 17769-83 Изделия крепёжные. Правила приёмки.

ГОСТ 18160-72 Изделия крепёжные. Упаковка. Маркировка. Транспортирование и хранение.

ГОСТ 24670-81 Болты, винты и шурупы. Радиусы под головкой.

ГОСТ 24671-84 Болты, винты, шурупы с шестигранной головкой и гайки шестигранные. Размеры «под ключ».

ГОСТ 27017-86 Изделия крепёжные. Термины и определения (разработан проект ГОСТ Р ИСО 1891-2007).

ГОСТ 27148-86 Изделия крепёжные. Выход резьбы. Сбеги, недорезы и проточки. Размеры.

ГОСТ 9.301-86 Покрyтия металлические и неметаллические. Общие требования.

КОНСТРУКЦИИ БОЛТОВ

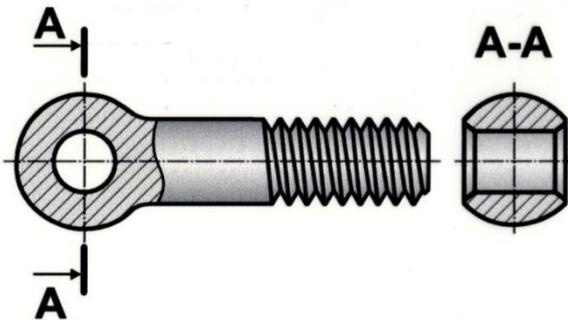
Болт с шестигранной головкой
общего назначения



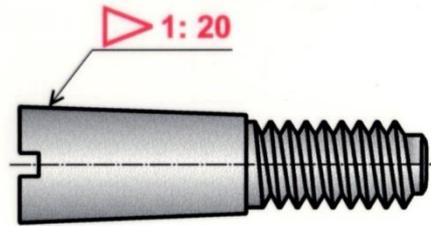
Болт для отверстий из под развертки



Болт откидной



Болт конический



КОНСТРУКЦИИ КРЕПЕЖНЫХ ВИНТОВ

Винт с цилиндрической
головкой



Винт с полукруглой
головкой



Винт с полупотайной
головкой



Винт с потайной
головкой



Болт с квадратной
головкой и буртиком



Болт с цилиндрической головкой
и шестигранным углублением

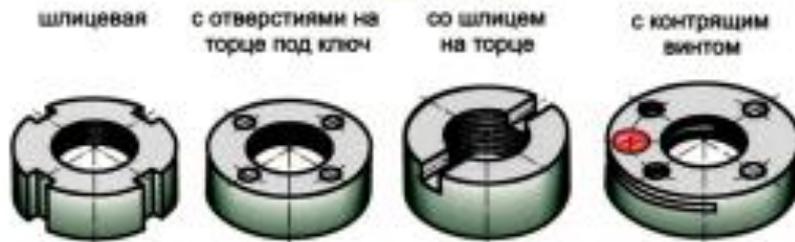


КОНСТРУКЦИИ ГАЕК

Гайки шестигранные



Гайки круглые

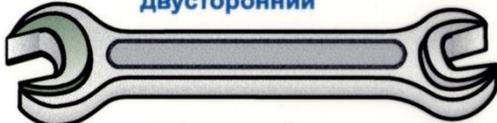


КОНСТРУКЦИИ ГАЕЧНЫХ КЛЮЧЕЙ

Ключ гаечный с открытым зевом односторонний



Ключ гаечный с открытым зевом двусторонний



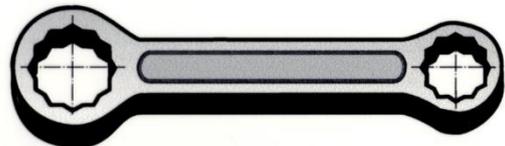
Ключ для круглых шлицевых гаек



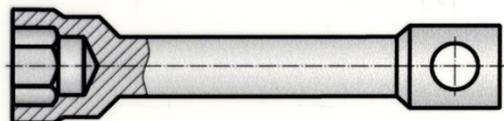
Ключ для круглых гаек с отверстиями на торце



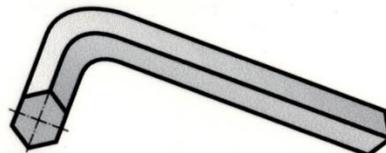
Ключ гаечный кольцевой двусторонний



Ключ гаечный торцовый с внутренним шестигранником односторонний



Ключ гаечный торцовый в виде шестигранника



3.4 Варианты стопорения резьбовых соединений

Различные способы стопорения резьбовых соединений применяют во избежание самоотвинчивания. Предохранение от самоотвинчивания необходимо для повышения надежности резьбовых соединений, особенно в условиях вибраций, переменных и ударных нагрузках.

Используют следующие способы стопорения:

- дополнительное трение;
- специальные запирающие элементы;
- пластическое деформирование или приварку.

Стопорение дополнительным трением основано на создании дополнительных сил трения. Дополнительное трение в резьбовых соединениях создается: контргайкой, посредством специального винта, деформированием гайки, имеющей прорези и т.д. Очень большое распространение получили пружинные шайбы (шайбы Гровера)

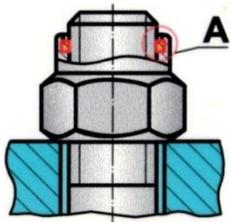
В настоящее время для стопорения гаек применяют шплинты, стопорные шайбы различных конструкций: многолапчатые, шайбы с носиком, шайбы с лапкой, сферические, косые и др. которые жестко соединяют гайку со стержнем винта. Также соединяют группу винтов проволокой. Такой способ стопорения позволяет проводить только ступенчатую регулировку такого соединения. Кроме того, гайку можно жестко соединить с деталью, при помощи шайбы или специальной планки.

Пластическое деформирование (обжатие, керн) или приварку применяют в тех случаях, когда соединение в процессе эксплуатации не требует разборки.

Конструктор должен уделять большое внимание предохранению резьбовых соединений от самоотворачивания, так как это может стать причиной аварии.

СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ, ОСНОВАННЫЕ НА ДОПОЛНИТЕЛЬНОМ ТРЕНИИ

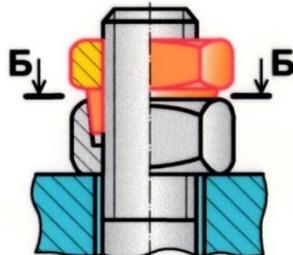
Самотормозящая гайка с полиамидным кольцом



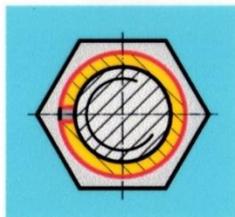
A (Увеличено)



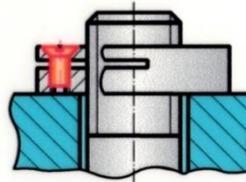
Разрезной контргайкой



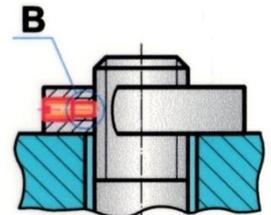
Б-Б



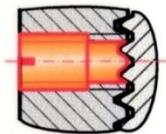
Гайкой с конtringим винтом



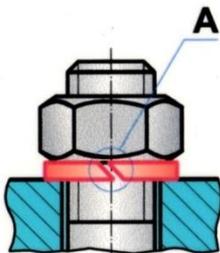
Стопорным винтом с мягкой прокладкой



В (Увеличено)



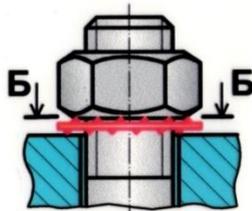
Пружинной шайбой



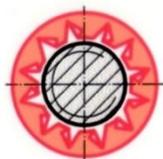
A



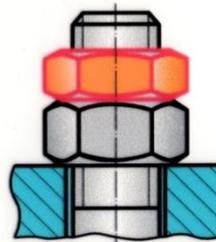
Осесимметричной пружинной шайбой



Б-Б



Контргайкой

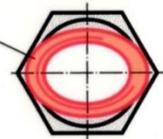


Овальным обжатием цилиндрического хвостовика гайки



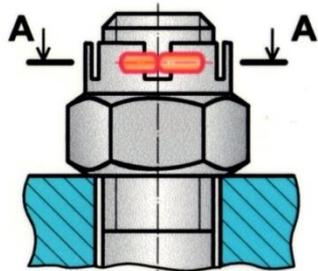
Болт условно не показан

Форма хвостовика до завинчивания

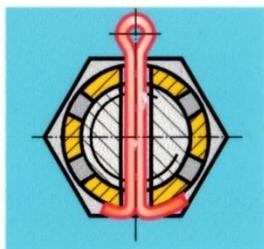


СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЗАПИРАЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

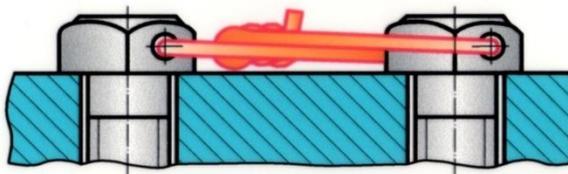
Шплинтом



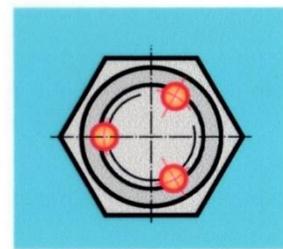
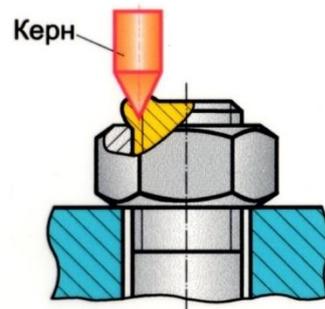
A-A



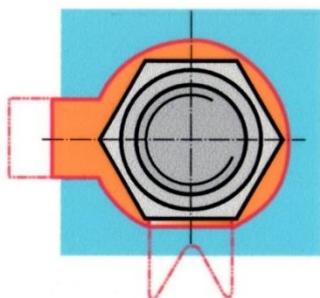
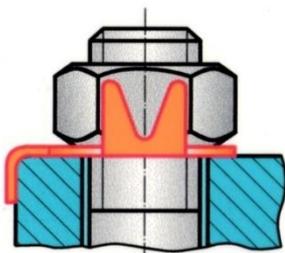
Обвязкой проволокой



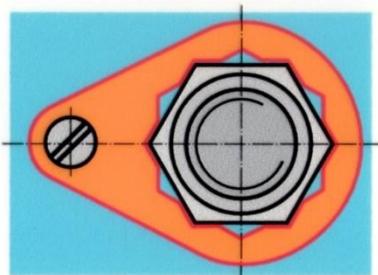
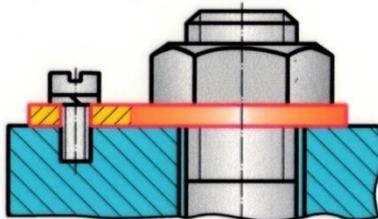
Кернение резьбы



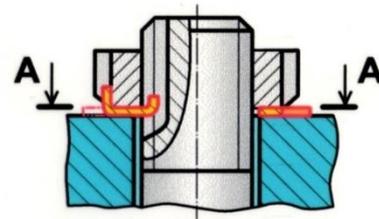
Стопорной шайбой с лапкой



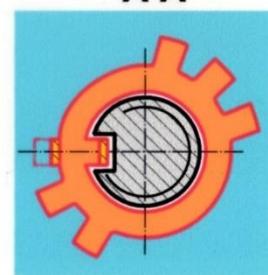
Накладкой, надеваемой на гайку



Шайбой многолапчатой



A-A



ЛЕКЦИЯ 4

Сварные соединения

Краткое содержание: Общие сведения. Применение и виды сварных соединений. Достоинства и недостатки. Стыковые соединения, нахлесточные соединения. Расчёт лобовых и фланговых швов. Расчет комбинированных соединений. Расчет тавровых соединений. Соединения контактной сваркой.

4.1. Общие сведения

Сварка – процесс неразъемного соединения металлических и неметаллических деталей путем местного нагрева, основанный на использовании сил межмолекулярного сцепления.

Применение сварки вместо клепки дает экономию в массе до 20-30%, вместо стального литья до 30%, вместо чугунного литья до 50%, уменьшение припусков на механическую обработку и снижение стоимости изготовления деталей (стоимость проката почти в 2 раза меньше). Освоена сварка всех конструкционных сталей, цветных сплавов, пластмасс.

Сварка характеризуется малой трудоемкостью, низкой стоимостью, возможностью автоматизации.

Основными недостатками сварных соединений является недостаточная стабильность качества шва (возможны непровары, пережоги), что снижает прочность сварных швов, особенно при переменных нагрузках. Качество шва повышается при использовании автоматической сварки.

Интересное сварное сооружение: мост им. лейтенанта Шмидта. Масса металлоконструкции 1800 тонн, электродов 40 тонн, длина сварных швов 30 км, сэкономлено 27% металла по сравнению с клепаной конструкцией.

Основные виды сварки:

1. Дуговая. Основатели: Бенардос и Славянов – русские инженеры. Осуществляется электрической дугой между электродом и изделием. Выделяемое тепло оплавляет детали. Механизированная, очень производительна и экономична. Применяется в широком диапазоне толщин свариваемых материалов. Варятся конструкционные стали, коррозионностойкие, жаропрочные, алюминиевые сплавы, титановые. Широко применяются автоматическая и ручная, в среде защитных газов – аргонодуговая, углекислотная.

Дуговую сварку осуществляют с помощью электродов. Диаметр 1-12мм.

Обозначение: Э42А (Э–электрод, 42–предел прочности при растяжении в кг/мм², А–сталь качественная)

2. Электрошлаковая. Также сварка плавлением. Ток от электрода к изделию проходит через шлаковую ванну. Можно сваривать детали от 30мм до 1-2 метров толщиной. Такой сваркой можно заменять изготовление цельнокованых или цельнолитых конструкций.

3. Контактная сварка.

4. Специальные виды – диффузионная, электронно-лучевая, радиочастотная, ультразвуковая, взрывом и т.д.

4.2 Применение и виды сварных соединений

Сварным соединением называется неразъемное соединение, состоящее из двух деталей и соединяющего их сварного шва. Образуется путем сваривания деталей в зоне стыка и не требует вспомогательных элементов. Прочность такого соединения зависит от однородности и непрерывности материала сварного шва и окружающей его зоны. Основные типы, конструктивные элементы и размеры сварных соединений устанавливает ГОСТ 5254–80.

По взаимному расположению сварные соединения делятся на **стыковые** – условное обозначение С, **нахлесточные** – Н, **тавровые** – Т и **угловые** – У. Первые три вида сварных соединений используют как силовые, четвертый – как вспомогательный и при передаче малых нагрузок.

Стыковые сварные соединения (рис. 4.1 а) – типичные сварные соединения, в которых торцы или кромки соединяемых деталей располагаются так, что поверхность одной детали является продолжением поверхности другой детали. При малых толщинах соединяемых деталей (3...4мм) соединение выполняют с отбортовкой кромок (Рис. 4.1. б) Стыковые соединения без скоса кромок (рис. 4.1. в) применяют при соединении свариваемых листов толщиной S до 12 мм. Шов проваривают за 1 проход. Листы толщиной до 4 мм сваривают односторонним швом, толщиной 2–12 мм – двусторонним швом. Стыковые соединения с V-образной разделкой кромок (рис. 4.1. г) применяют при сварке металла толщиной 3–60 мм. Шов проваривают за несколько проходов, а иногда еще и с обратной стороны. Скос кромок выполняют для образования ванны расплавленного материала. При толщине металла 15–100 мм применяют V-образную разделку шва с криволинейным скосом (Рис. 4.1. д) одной или обеих кромок. Шов проваривают за несколько проходов и с обратной стороны

Соединение встык имеет высокую прочность при статических и динамических нагрузках F . Его рационально применять для соединения листового металла, а также при стыковании угловых профилей, швеллеров и двутавровых балок.

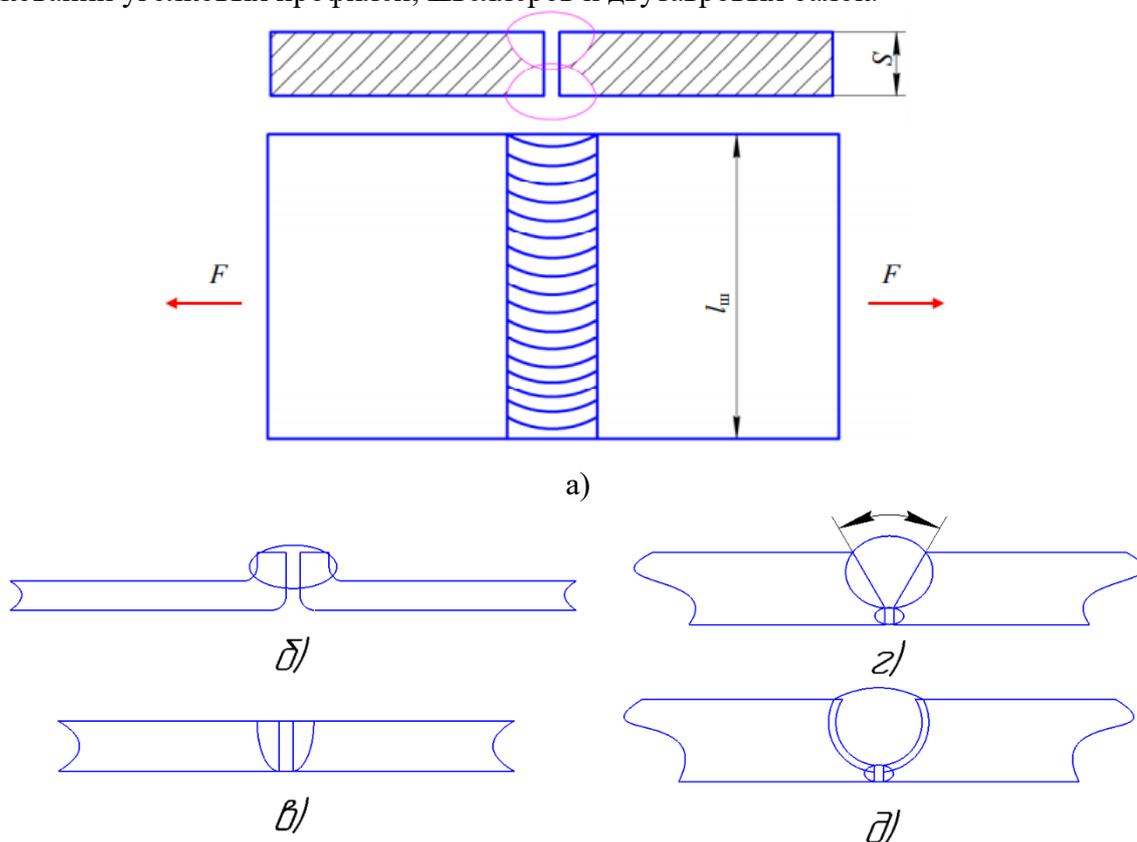


Рисунок 4.1 – Стыковой шов

Нахлесточные сварные соединения (рис. 4.2) широко применяют при изготовлении различных строительных конструкций – колонн, мачт, ферм и др. Один элемент соединения накладывается на другой. Величина перекрытия должна быть не менее удвоенной суммы толщин свариваемых кромок изделия. Листы при сварке заваривают с обеих сторон, чтобы не допустить проникновения влаги в зазор между свариваемыми листами.

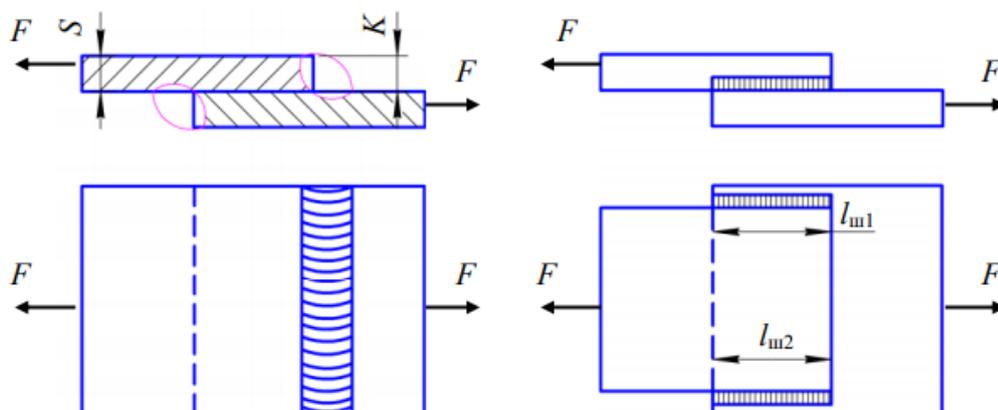


Рисунок 4.2 – Нахлесточные сварные соединения

Тавровые сварные соединения (рис. 4.3) – это соединения, при которых торец одного элемента примыкает к поверхности другого элемента свариваемой конструкции под некоторым углом (чаще всего под прямым).

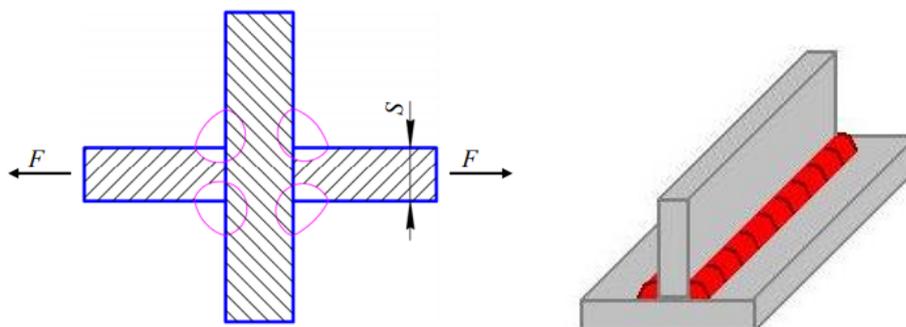


Рисунок 4.3 – Тавровые сварные соединения

Угловые сварные соединения (рис. 4.4) при малых толщинах ($S = 2-8$ мм) выполняют ручной сваркой, при средних толщинах ($S = 6-14$ мм) – полуавтоматической сваркой, при значительных толщинах ($S = 10-40$ мм) – автоматической и полуавтоматической сваркой.

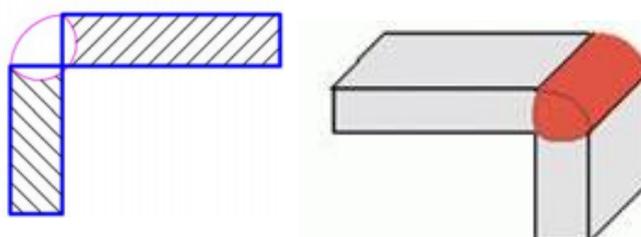


Рисунок 4.4 – Угловые сварные швы

Сварные швы классифицируют по ряду признаков:

1) по положению относительно действующей силы:
 фланговый (рис. 4.5, а), лобовой (рис. 4.5, б), косой (рис. 4.5, в);

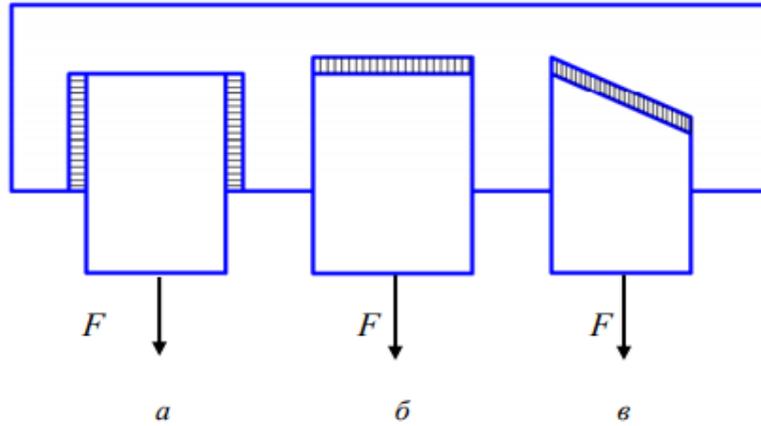


Рисунок 4.5

2) по положению в пространстве:
 нижний (рис. 4.6, а), горизонтальный (рис. 4.6, б), вертикальный (рис. 4.6, в),
 потолочный (рис. 4.6, г);

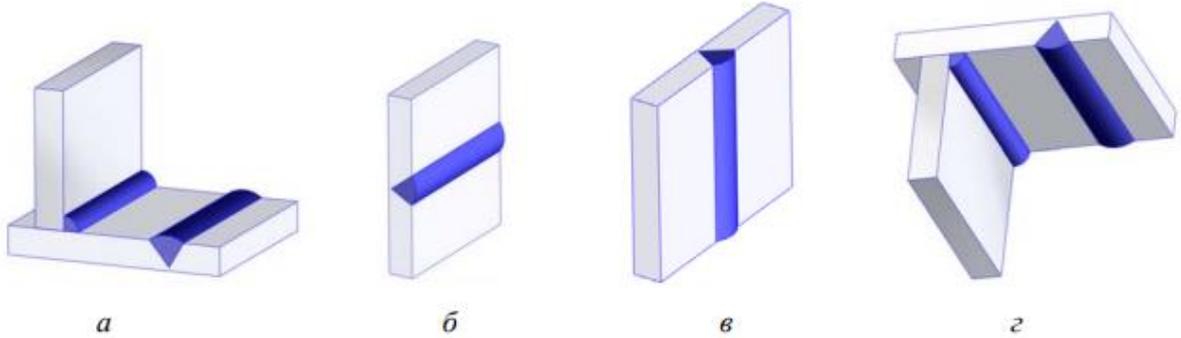


Рисунок 4.6

3) по форме поперечного сечения:

выпуклый (рис. 4.7, а), нормальный (рис. 4.7, б) при $k = k_1$ при $\frac{k}{k_1} = 1:1,5; 1:2$
 улучшенный, вогнутый (рис. 4.7, в);

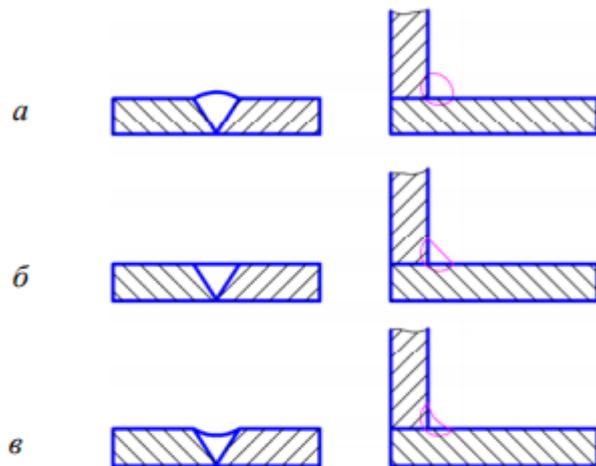


Рисунок 4.7

Выпуклые швы имеют большее сечение и поэтому называются усиленными. Однако большая выпуклость для швов, работающих при знакопеременных нагрузках, вредна, так как вызывает концентрацию напряжений в местах перехода от шва к поверхности основной детали. Вогнутые снижают концентрацию напряжений и рекомендуется при действии переменных нагрузок. Вогнутость шва достигается дополнительной механической обработкой, которая значительно увеличивает стоимость соединения, поэтому такой шов используют только в особых случаях, когда оправданы дополнительные расходы. Нормальный шов по сечению соответствует расчетному и принят как основной вид сварного шва.

4) **по протяженности:** непрерывистый, прерывистый.

Прерывистые швы применяют в том случае, если шов неответственный или если по прочностному расчету не требуется сплошной шов. Их применяют в целях экономии материалов, электроэнергии и трудозатрат. Длину провариваемых участков прерывистого шва принимают 50–150 мм, а промежутки делают примерно вдвое больше. Расстояние от начала предыдущего шва до начала последующего шва называют шагом шва t .

4.3. Достоинства и недостатки сварных соединений

Достоинства:

- 1) простота конструкции сварного шва и меньшая трудоемкость изготовления;
- 2) значительное снижение массы конструкции;
- 3) возможность соединения деталей любых форм;
- 4) герметичность и плотность соединения;
- 5) возможность автоматизации сварочного процесса;
- 6) высокая ремонтпригодность сварных деталей;
- 7) высокая технологичность сварки, обуславливающая низкую стоимость сварного соединения;
- 8) возможность получения сварного шва, равнопрочного основному металлу.

Недостатки:

- 1) возникновение остаточных напряжений в свариваемых элементах;
- 2) сложность контроля качества сварных соединений без их разрушения;
- 3) сложность обеспечения высокой надежности при действии ударных и циклических, в том числе и вибрационных, нагрузок.
- 4) склонность к образованию трещин в местах перехода от шва к цельному металлу вследствие термических напряжений, возникающих при остывании.

4.4. Расчет сварных соединений на прочность

Прочность сварного соединения зависит от следующих **основных факторов:**

- качества основного материала;
- совершенства технологического процесса сварки;
- конструкции соединения;
- способа сварки;
- характера действующих нагрузок (постоянные или переменные).

Исходные требования при проектировании сварных швов – равнопрочность шва и соединяемых деталей. Напряжения в сварных швах распределены неравномерно по периметру; при расчете концентрацию напряжений не учитывают, т.е. расчет является условным, но он оправдан эксплуатацией сварных соединений. Поэтому *стыковые швы*

рассчитывают по нормальным напряжениям; все *угловые швы* рассчитывают только по касательным напряжениям, по меньшему – биссекториальному сечению.

Расчет сварного соединения ведут в следующей последовательности:

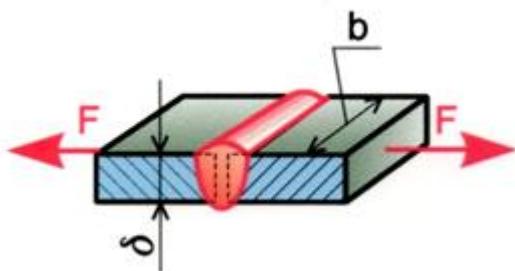
1. Определяют положение, форму и размеры опасного сечения;
2. Поворачивают опасное сечение на плоскость стыка свариваемых деталей (в случае, если опасное сечение не совпадает с плоскостью стыка); сечение, полученное после поворота, называют расчетным;
3. Находят положение центра масс расчетного сечения;
4. Переносят приложенную внешнюю нагрузку в центр масс расчетного сечения;
5. Определяют напряжения, возникающие от действия отдельных силовых факторов;
6. Для наиболее нагруженной точки расчетного сечения определяют суммарное напряжение;
7. Рассчитывают допускаемое напряжение;
8. Сопоставив суммарное напряжение с допускаемым, находят размеры сечения или дают заключение о правильности заданных размеров шва.

4.4.1 Расчет стыковых соединений

Стыковые соединения являются одними из самых надежных, при этом составная деталь получается наиболее близкой к целой. Стыковые соединения могут разрушиться либо по шву, либо по месту сплавления металла шва с металлом соединяемых деталей – зона термического влияния. Практикой доказано, что качественно выполненный стыковой шов разрушается именно в зоне термического влияния, поэтому расчет ведут по размерам сечения в этой зоне. Нагрузку, приложенную к сварочному шву, считают равномерно распределённой по всей длине шва, поэтому длину ограничивают шириной свариваемых деталей.

При действии на соединение нескольких силовых факторов определяют напряжение от каждого силового фактора отдельно, а затем расчет ведут по суммарным напряжениям.

1) Расчет на растяжение:



$$\sigma_p = \frac{F}{A_c} \leq [\sigma'_p]; \quad A_c = b \cdot \delta,$$

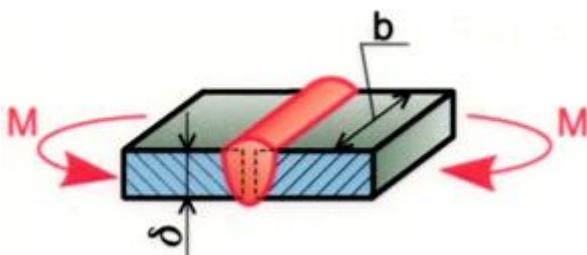
где F - нагрузка, действующая на шов;

A_c - площадь опасного сечения шва;

b - длина шва (ширина соединяемых деталей);

δ - толщина соединяемых деталей.

2) Расчет на изгиб:



$$\sigma_u = \frac{M}{W_x} \leq [\sigma'_p]; \quad W_x = \frac{b^2 \cdot \delta}{6}.$$

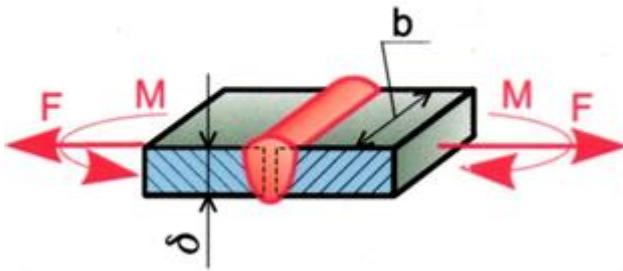
где M - изгибающий момент, действующий на шов;

W_x - осевой момент опасного сечения шва;

b - длина шва (ширина соединяемых деталей);

δ - толщина соединяемых деталей.

3) Расчет на растяжение с изгибом:



$$\sigma = \sigma_p \pm \sigma_u \leq [\sigma'_p]$$

$$\sigma_p = \frac{F}{A_c}; \quad A_c = b \cdot \delta,$$

$$\sigma_u = \frac{M}{W_x}; \quad W_x = \frac{b^2 \cdot \delta}{6}.$$

где F - нагрузка, действующая на шов;
 M - изгибающий момент, действующий на шов;

A_c - площадь опасного сечения шва;

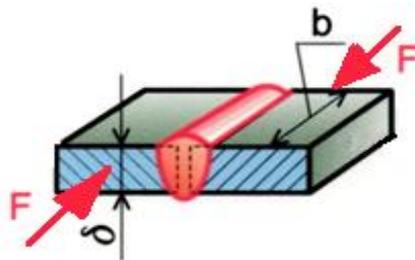
W_x - осевой момент опасного сечения шва;

b - длина шва (ширина соединяемых деталей);

δ - толщина соединяемых деталей.

4) Расчет на срез

- *Нагрузка сдвигает сваренные детали вдоль плоскости шва*



$$\tau_1 = \frac{F}{A_c} \leq [\tau'_{cp}]; \quad A_c = b \cdot \delta,$$

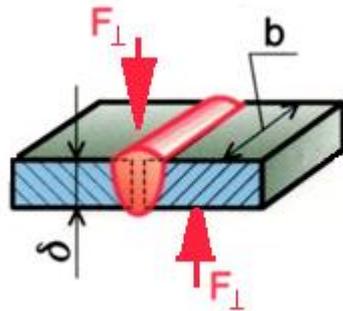
где F - срезающая (сдвигающая) нагрузка, действующая на шов;

A_c - площадь опасного сечения шва;

b - длина шва (ширина соединяемых деталей);

δ - толщина соединяемых деталей.

- *Нагрузка сдвигает сваренные детали в плоскости, перпендикулярной плоскости шва*



$$\tau_2 = \frac{F_{\perp}}{A_c} \leq [\tau'_{cp}]; \quad A_c = b \cdot \delta,$$

где F - срезающая (сдвигающая) нагрузка, действующая перпендикулярно плоскости шва; A_c - площадь опасного сечения шва;

b - длина шва (ширина соединяемых деталей);

δ - толщина соединяемых деталей.

- *Комбинированная сдвигающая нагрузка*

Если на соединение действуют силы, сдвигающие шов во взаимно перпендикулярных направлениях, то рассчитывают напряжения от каждой из них, а проверочный расчет делают по суммарному напряжению среза:

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

5) Расчет соединения, нагруженного комбинированной нагрузкой

Расчет ведется по эквивалентному напряжению, по третьей теории прочности.

$$\sigma_{экс} = \sqrt{\sigma^2 + 1,3\tau^2} \leq [\sigma'_p]$$

$$\sigma = \sigma_p \pm \sigma_u$$

$$\sigma_p = \frac{F}{A_c}; \quad A_c = b \cdot \delta, \quad \sigma_u = \frac{M}{W_x}; \quad W_x = \frac{b^2 \cdot \delta}{6}.$$

$$\tau = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2}$$

$$\tau_1 = \frac{F}{A_c}; \quad \tau_2 = \frac{F_{\perp}}{A_c}; \quad A_c = b \cdot \delta.$$

Значения допускаемых напряжений определяют по таблице:

Допускаемые напряжения для сварных швов при статической нагрузке

| Метод сварки | Допускаемые растяжения | | |
|---|------------------------|------------------|------------------|
| | $[\sigma_p']$ | $[\sigma_{сж}']$ | $[\tau_{ср}']$ |
| Автоматическая и ручная электродами Э42А и Э50А | $[\sigma_p]$ | $[\sigma_p]$ | $0,65[\sigma_p]$ |
| Ручная электродами обычного качества | $0,9[\sigma_p]$ | $[\sigma_p]$ | $0,6[\sigma_p]$ |
| Контактная точечная | - | - | $0,5[\sigma_p]$ |

Примечание. Допускаемое напряжение растяжения для основного металла можно принять: $[\sigma_p] \approx (0,62...0,74)\sigma_T$.

4.4.2 Расчет нахлесточных соединений

Нахлесточные соединения выполняют угловыми швами. В зависимости от формы поперечного сечения – нормальными, улучшенными, выпуклыми или вогнутыми, достоинства и недостатки которых рассмотрены выше. Основные геометрические характеристики подобных швов — это катет углового шва и расчетная высота. Расчет ведут в биссекториальном сечении, где βk - высота углового шва, который принимается при расчетах на статическую прочность. Это и есть глубина проплавления соединяемых деталей, которая зависит от технологического процесса сварки

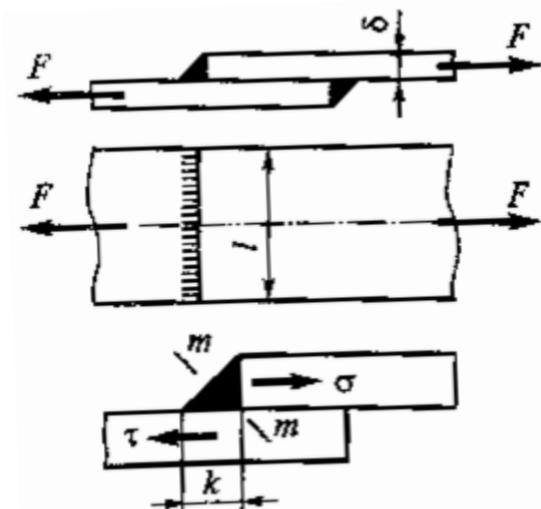
- При ручной и многопроходной автоматизированной сварке $\beta = 0,7$;
- При двух- трехпроходной модернизированной сварке $\beta = 0,8$;
- При двух- трехпроходной автоматической и однопроходной модернизированной сварке $\beta = 0,9$;
- При однопроходной автоматической сварке $\beta = 1,1$;

В стандартной практике, если на момент расчета не выбран технологический процесс сварки задаются минимальным значением коэффициента $\beta = 0,7$, а разницу принимают в запас соединения.

В большинстве случаев $k = \delta_{\min}$, где δ_{\min} минимальная толщина свариваемых деталей. По условиям технологии $k \geq 3\text{мм}$, если $\delta_{\min} \geq 3\text{мм}$. Максимальная величина катета не ограничена, но швы с катетом больше 20мм используются редко.

4.4.2.1 Расчет лобовых швов

Лобовой шов расположен перпендикулярно линии действия нагружающей силы.



Обычно применяют комбинацию лобовых и фланговых швов. Рассмотрим каждый из них по отдельности, а затем их комбинации.

Лобовой шов обычно выполняют нормальным, который имеет очертание прямоугольного равнобедренного треугольника с катетом k .

Напряжения распределены не равномерно, значительная концентрация напряжений связана с резким изменением сечения деталей в месте сварки и эксцентричным приложением нагрузки. Основными являются касательные напряжения в плоскости стыка деталей и нормальные напряжения в перпендикулярной плоскости. За расчетное сечение принимают сечение по биссектрисе (разрушение швов именно в этом

сечении подтверждается практикой).

Расчет лобовых швов ведут по угловым касательным напряжениям.

1) Шов нагружен осевой силой:

$$\tau = \frac{F}{A_c} = \frac{F}{\beta k \cdot l} \leq [\tau'_{cp}]. \quad A_c = \beta k \cdot l$$

где F - нагрузка, действующая на шов

βk - высота углового шва

l - длина шва, обычно равна ширине привариваемой детали.

2) Шов нагружен крутящим моментом:

$$\tau = \frac{T}{W_x} = \frac{6 \cdot T}{\beta k \cdot l^2} \leq [\tau'_{cp}]. \quad W_x = \frac{\beta k \cdot l^2}{6}$$

где T - крутящий момент, действующий на шов

W_x - осевой момент опасного сечения шва

βk - высота углового шва

l - длина шва.

4.4.2.2 Расчет фланговых швов

Фланговый шов – шов, расположенный параллельно линии действия нагружающей силы, работает в сложном напряженном состоянии, напряжения распределены вдоль шва неравномерно. Поэтому для упрощения, расчет ведут по средним значениям.

Длина шва ограничена: $30\text{мм} \leq l \leq 50k$. Минимальная длина ограничена из-за дефектов на его концах в местах зажигания и гашения дуги.

Расчет фланговых швов ведут по угловым касательным напряжениям в сечении, нормальном к шву.

1) **Шов нагружен осевой силой:**

$$\tau = \frac{F}{A_c} = \frac{F}{2\beta k \cdot l} \leq [\tau'_{cp}]. \quad A_c = 2\beta k \cdot l$$

где F - нагрузка, действующая на шов

βk - высота углового шва

l - длина шва,

2 - количество швов

2) **Шов нагружен крутящим моментом.** В этом случае напряжения распределены неравномерно. Неравномерность тем выше, чем больше соотношение длины шва к ширине привариваемой детали (рис. 4.8 а). Для расчета переносят крутящий момент в центр тяжести сечения.

$$\tau = \frac{T}{W_p} \leq [\tau'_{cp}],$$

где T - крутящий момент, действующий на шов,

W_p - полярный момент сопротивления сечения шва.

Для сравнительно коротких швов $l < b$, распространенных на практике крутящий момент заменяют парой сил, работающих на плече $b/2$ (рис. 4.8 б):

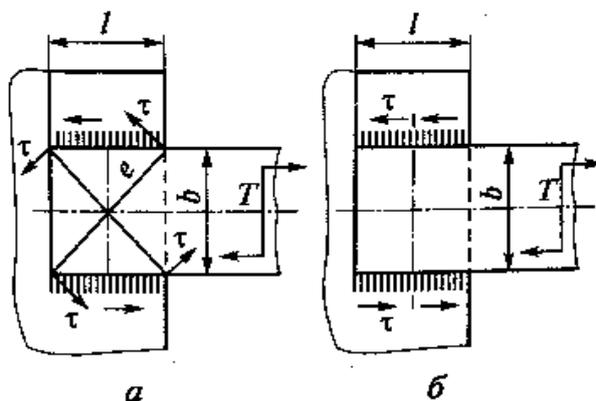


Рисунок 4.8 – Фланговый шов, нагружен крутящим моментом

$$\tau = \frac{T}{b/2 \cdot A_c} = \frac{T}{b/2 \cdot 2 \cdot \beta k \cdot l} = \frac{T}{\beta k \cdot l \cdot b} \leq [\tau'_{cp}]. \quad A_c = 2 \cdot \beta k \cdot l$$

где T - крутящий момент, действующий на шов

βk - высота углового шва

l - длина шва,

b - ширина привариваемой детали?

2 - количество швов

3) **Условие прочности для соединения с прорезным швом при $k = \delta$**

В тех случаях, когда прочность короткого флангового шва недостаточна, соединение усиливают прорезными швами (Рис. 4.9) или лобовыми швами

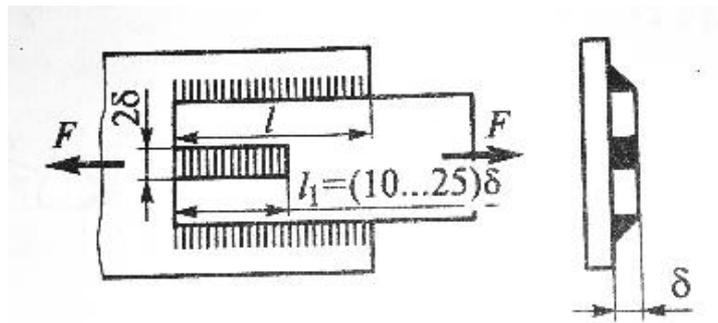


Рисунок 4.9 – Фланговый шов, усиленный прорезным швом

$$\tau = \frac{F}{2k(\beta \cdot l + l_1)} \leq [\tau'_{cp}].$$

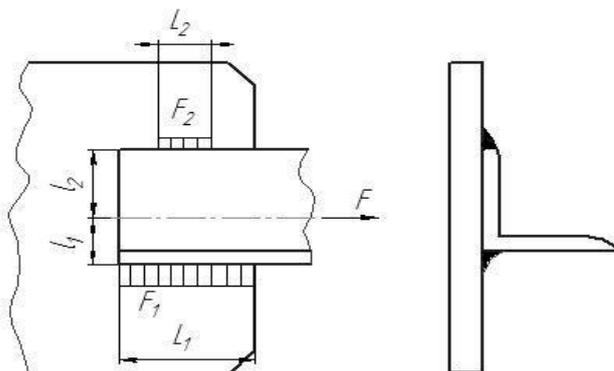
где l_1 - длина прорезного шва.

4) Фланговый несимметричный шов.

Предполагается, что основные напряжения распределяются равномерно. Значит, их равнодействующая должна проходить через центр тяжести сечения и распределяется по швам обратно пропорционально плечам. Кроме того, по условию равнопрочности швы выполняют разной длины.

а) $F = F_1 + F_2$ б) $L = L_1 + L_2$

в) $L_1 e_1 = L_2 e_2$ г) $F_1 e_1 = F_2 e_2$



Из этого можно получить:

$$L_1 = L \frac{e_2}{e_1 + e_2}; \quad L_2 = L \frac{e_1}{e_1 + e_2};$$

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

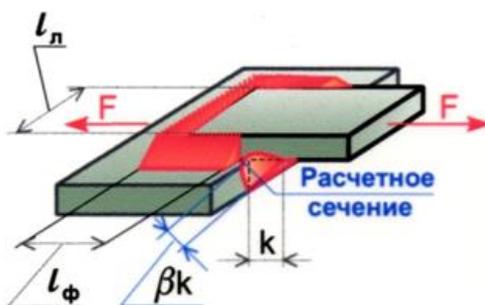
$$F_1 = \beta k L_1 [\tau]_{cp}; \quad F_2 = \beta k L_2 [\tau]_{cp};$$

$$F = \beta k (L_1 + L_2) [\tau]_{cp} = \beta k L [\tau]_{cp}.$$

4.4.3.2 Расчет комбинированных нахлесточных соединений

Комбинированные соединения рассчитывают на основе принципа распределения нагрузки пропорционально несущей способности отдельных швов.

1) Расчет на растяжение:



$$\tau = \frac{F}{A_c} \leq [\tau'_{cp}]; \quad A_c = \beta k \cdot (2l_n + 2l_\phi),$$

где F - нагрузка, действующая на шов;

A_c - площадь опасного сечения шва (определяется как сумма площадей лобовых и фланговых швов, которыми выполнено соединение);

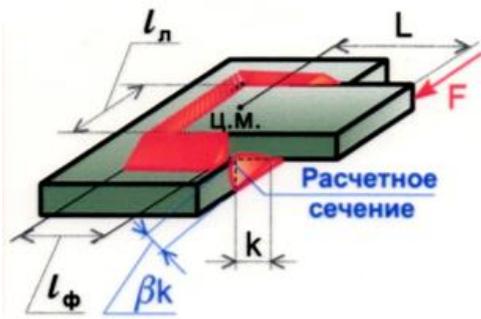
k - катет шва;

l_n - длина лобового шва;

l_ϕ - длина флангового шва.

2 – количество швов, которыми выполнено соединение каждого вида

2) Расчет на изгиб:



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

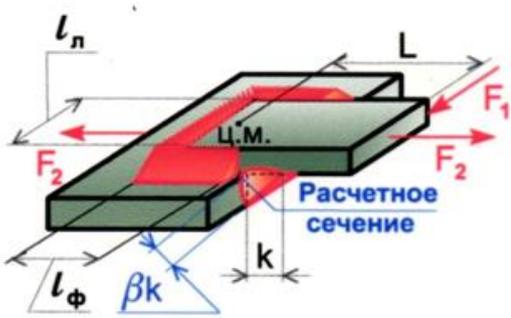
$$\tau_1 = \frac{F}{A_c}; \quad A_c = \beta k \cdot (2l_n + 2l_\phi)$$

$$\tau_2 = \frac{M}{W_x}; \quad M = F \cdot L;$$

$$W_x = \frac{2\beta k \cdot l_n^2}{6} + 2\beta k \cdot l_n \cdot (l_\phi + k).$$

W_x - осевой момент опасного сечения шва

3) Расчет на растяжение и изгиб:



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

$$\tau_1 = \frac{F_1}{A_c}; \quad \tau_2 = \frac{F_2}{A_c} + \frac{M}{W_x}$$

$$M = F_1 \cdot L; \quad A_c = \beta k \cdot (2l_n + 2l_\phi)$$

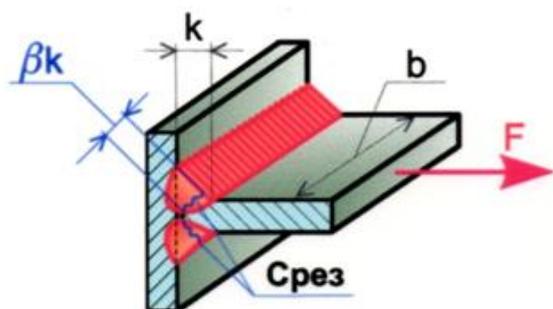
$$W_x = \frac{2\beta k \cdot l_n^2}{6} + 2\beta k \cdot l_n \cdot (l_\phi + k).$$

Оценивая нахлесточные соединения стоит отметить, что по форме и расходу материала они уступают стыковым, но не требуют предварительной обработки кромок.

4.4.3 Расчет тавровых соединений

Соединяемые детали в зоне сварных швов перпендикулярны (наиболее частый случай) или наклонны друг к другу. Это соединение выполняют стыковым с разделкой кромок или угловыми швами без разделки. Расчет выполняют на основе принципа независимости действия сил.

1) Расчет на растяжение:



$$\tau = \frac{F}{A_c} \leq [\tau'_{cp}]; \quad A_c = 2\beta k \cdot b,$$

где F - нагрузка, действующая на шов;

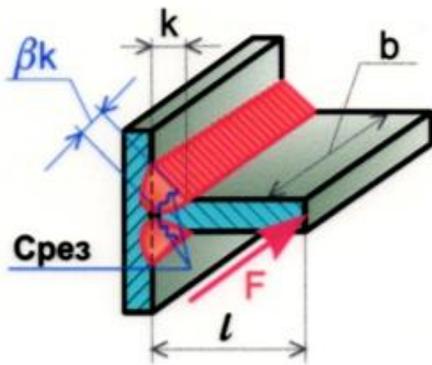
A_c - площадь опасного сечения шва;

k - катет шва;

b - длина шва – ширина привариваемой детали.

2 – количество швов, которыми выполнено соединение.

2) Расчет на изгиб:



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

$$\tau_1 = \frac{F}{A_c};$$

$$\tau_2 = \frac{M}{W_x} = \frac{6F \cdot l}{2\beta k \cdot b^2}. \quad M = F \cdot l; \quad W_x = 2 \frac{\beta k \cdot b^2}{6}$$

где F - нагрузка, действующая на шов;

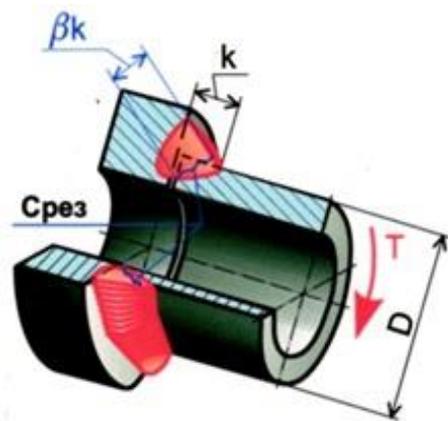
A_c - площадь опасного сечения шва;

k - катет шва;

b - длина шва – ширина привариваемой детали.

2 – количество швов, которыми выполнено соединение.

3) Расчет на кручение:



$$\tau = \frac{F}{A_c} \leq [\tau'_{cp}];$$

$$F = \frac{2T}{D};$$

$$A_c = \beta k \pi \cdot (D + k),$$

где T – крутящий момент;

D – наружный диаметр соединяемой детали (трубы);

k – катет шва.

4.4.4 Соединения контактной сваркой

Стыковая контактная сварка при соблюдении технологии дает соединение равнопрочное соединяемым деталям, поэтому можно не проводить специальных расчетов прочности соединения при статических нагрузках. Однако это справедливо только для тех материалов, где разогрев металла в зоне сварки не влечет за собой снижение его прочности (низкоуглеродистые и низколегированные стали, без ТО). В противном случае допустимое напряжение в зоне стыка снижают с учетом уменьшения прочности материала.

Для выполнения точечной стыковой контактной сварки, к деталям поводят наплавочные электроды, на которые действует сжимающая нагрузка. Через них пропускают электрический ток высокого сопротивления. В результате образуется точка сварки. Применяется преимущественно для сваривания тонколистовых деталей, с соотношением толщин свариваемых деталей меньше 3.

Такое соединение работает преимущественно на срез

$$\tau = \frac{F}{A_c} = \frac{4F}{\pi d^2 z i} \leq [\tau'_{cp}]; \quad A_{1c} = \frac{\pi d^2}{4},$$

Где A_{1c} - площадь контактной точки;

d – диаметр сварной точки;

z – количество сварных точек;

i – количество стыков (при выполнении соединения с несколькими стыками в предположении, что нагрузка распределена равномерно)/

ЛЕКЦИЯ 5

Шпоночные и шлицевые (зубчатые) соединения

Краткое содержание: Шпоночные соединения. Классификация шпонок. Соединения призматическими, сегментными и цилиндрическими шпонками (штифтами). Расчёт шпонок. Зубчатые шлицевые соединения. Конструкция и классификация. Соединения с прямобочными и эвольвентными зубьями. Основные критерии работоспособности и расчёта.

Шпоночные и шлицевые соединения служат для закрепления деталей на валах. Такими деталями являются шкивы, зубчатые колеса, муфт, маховики и пр. Эти соединения нагружены в основном крутящим моментом.

5.1. Шпоночные соединения

Шпоночное соединение (рис.1) – разъемное соединение, которое образует вал, шпонка и ступица (зубчатого колеса, шкива, звездочки и др.). **Шпонка** представляет собой соединительную деталь, устанавливаемую в пазы вала и ступицы, служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей, и препятствует при этом относительному повороту или сдвигу этих деталей. Для установки шпонки необходимо изготовление шпоночных пазов. Шпоночные пазы на валах получают фрезерованием дисковыми или концевыми фрезами, сквозные пазы на ступице выполняют протяжками, глухие – долблением.

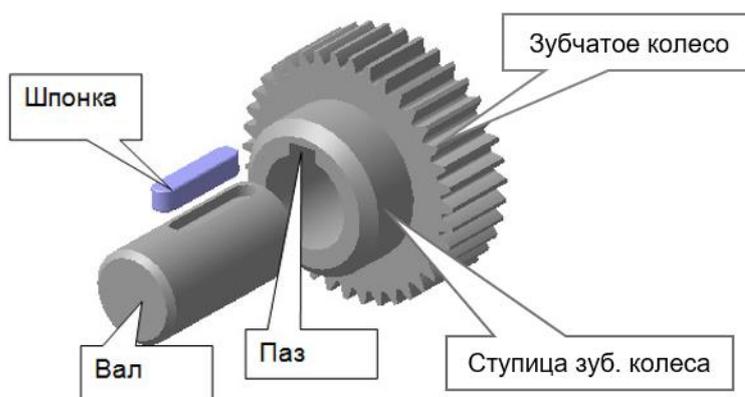


Рисунок 1 – Схема шпоночного соединения

Достоинства шпоночных соединений

- простота конструкции;
- сравнительная легкость монтажа и демонтажа

Именно поэтому их используют практически во всех отраслях машиностроения.

Недостатки шпоночных соединений

- сильное ослабление вала и ступицы, обусловленное не только уменьшением поперечного сечения за счет шпоночного паза, но и значительной концентрацией напряжения, вызываемой шпоночным пазом, приводит к снижению усталостной прочности вала.
- Главное условие нормальной работы шпонок – отсутствие перекоса шпонки в пазе. Для чего зазор между шпонкой и пазом должен быть минимальным, что требует

повышенной точности изготовления шпонки и паза, ручной подгонки или подбора шпонки. Это ограничивает использование соединений в крупносерийном и массовом производстве. Кроме того, наличие перекоса значительно уменьшает площадь контакта рабочей поверхности шпонки и паза, и, следовательно, приводит к резкому падению нагрузочной способности соединения.

- Наличие зазоров между шпонкой и пазами приводит к незначительному смещению центра масс относительно геометрического центра, что приводит к дисбалансу (биению, особенно заметному на высоких скоростях вращения). Поэтому не рекомендуется применение шпоночного соединения для быстровращающихся валов ответственного назначения.

Классификация шпоночных соединений

По степени подвижности:

- подвижное – с направляющей шпонкой (рис. 2а);
- подвижное – со скользящей шпонкой (рис. 2б);
- неподвижное (рис. 3-7);

по усилиям, действующим в соединении:

- напряжённые (рис. 3), такие, в которых напряжения создаются при сборке и существуют независимо от наличия рабочей нагрузки, все напряжённые соединения являются неподвижными, такие соединения получают при применении клиновых и тангенциальных шпонок;
- ненапряжённые (рис. 2, 5-7), в которых напряжения возникают только при воздействии рабочей нагрузки;

по виду применяемых шпонок (основные типы шпонок стандартизованы):

- с призматической шпонкой, неподвижные (рис.5) или подвижные (в подвижном соединении скользящая и направляющая шпонки (рис. 2) призматические);
- с сегментной шпонкой (рис.6);
- с цилиндрической шпонкой (штифтом) (рис.7);
- с клиновой шпонкой, соединение напряжённое (рис. 3а);
- с тангенциальной шпонкой, соединение напряжённое (рис. 3б).

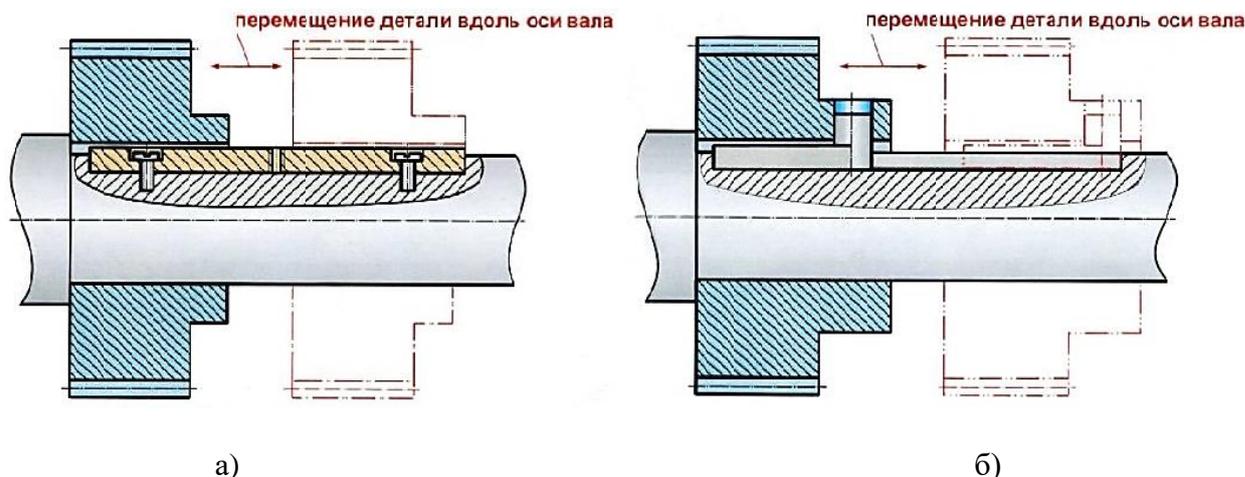


Рисунок 2 – Подвижное (ненапряженное) шпоночное соединение
а) с направляющей призматической шпонкой; б) со скользящей призматической шпонкой

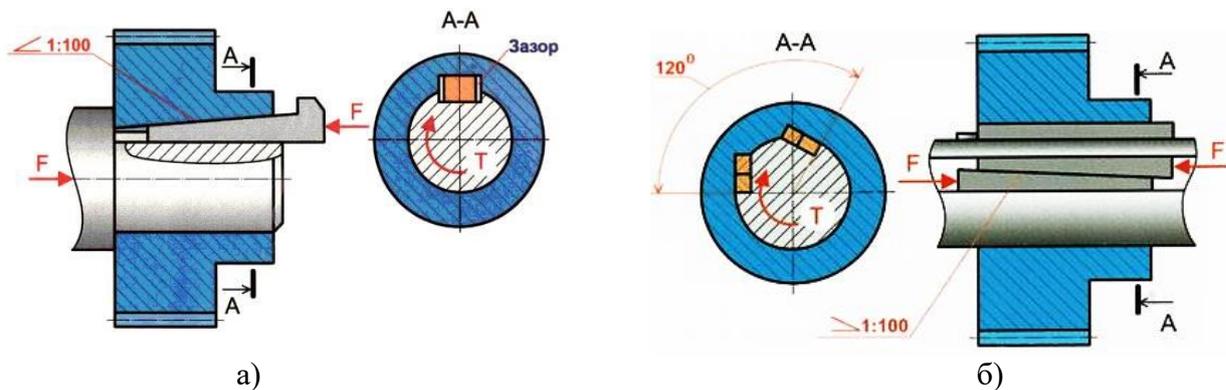


Рисунок 3 – Напряженное (неподвижное) шпоночное соединение
а) с клиновой шпонкой; б) с тангенциальной шпонкой

5.2 Классификация шпонок

Все основные виды шпонок можно условно разделить на клиновые и призматические. Первая группа образует напряженные, а вторая ненапряженные соединения. Сегментные и цилиндрические шпонки можно размаривать как разновидность призматических, так как принцип их работы подобен принципу работы призматической шпонки.

Клиновые шпонки (рис. 3а, рис. 4) имеют уклон верхней грани 1:100. Такую шпонку устанавливают в паз и ударным способом загоняют на место, обеспечивая напряженное соединение. Клиновая шпонка распирает соединение, вызывая силу прижатия, которая обеспечивает совместное вращение вала и ступицы за счет сил трения. Рабочими гранями являются верхняя и нижняя широкие грани клиновой шпонки, по боковым граням остается зазор.

Основные недостатки клиновых шпонок:

- обязательная индивидуальная подгонка, что недопустимо при массовом производстве;
- наличие радиального смещения оси насаживаемой детали по отношению к оси вала, что вызывает дополнительное биение, особенно при высоких частотах вращения;
- клиноватая форма шпонки может вызывать перекос детали по отношению к оси вала;
- шпоночный паз в ступице обрабатывается с уклоном, равным уклону шпонки, что приводит к дополнительным технологическим трудностям.

Все это привело к тому, что клиновые шпонки применяются сравнительно редко – в основном в тихоходных передачах низкой точности и только для неподвижных соединений. Применение их в современном массовом и крупносерийном производстве не технологично.

Клиновые шпонки бывают врезные (рис. 4а), на лыске (рис. 4б) и фрикционные (рис. 4в). По форме торцов шпонки бывают без головки (рис. 4г) и с головкой (рис. 3а, рис. 4д), для облегчения демонтажа.

Клиновая тангенциальная шпонка (рис. 3б) представляет собой два клина с уклоном 1:100 каждый. Натяг между валом и ступицей создается не в радиальном, а в касательном (тангенциальном) направлении относительным осевым смещением клиньев. Применяются для диаметров валов $d_v > 60$ мм при передаче больших крутящих моментов с переменным режимом работы. Ставятся шпонки под углом 120–135°.

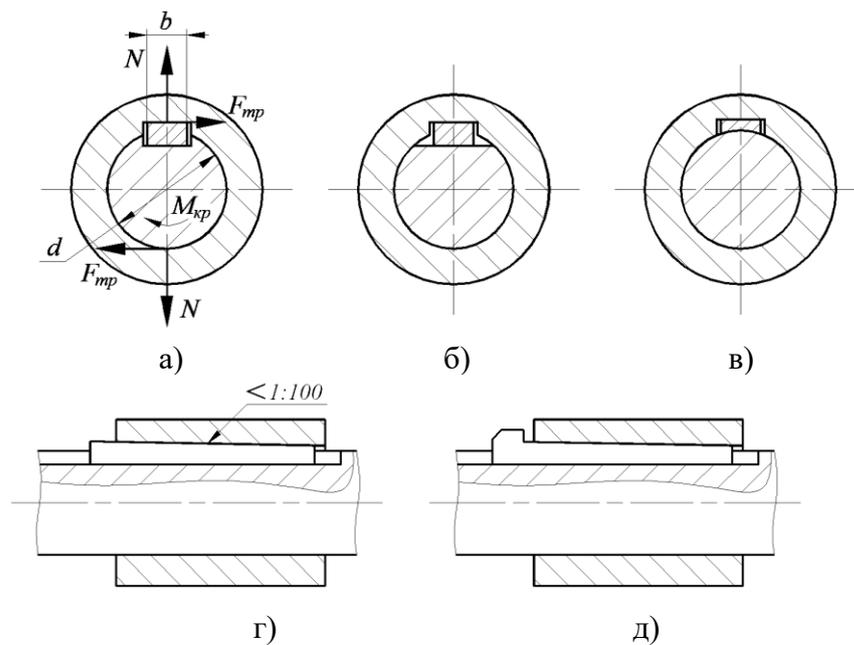


Рисунок 4 – Клиновые шпонки

5.3 Соединения призматическими, сегментными и цилиндрическими шпонками (штифтами)

Призматические шпонки (рис. 2, рис. 5) имеют параллельные грани. Они закладываются в паз на валу с натягом, а в паз ступицы – с зазором и не удерживают ступицу от осевого смещения. Рабочими гранями призматической шпонки являются боковые грани. Соединение является ненапряженным, именно поэтому для обеспечения центрирования и исключения контактной коррозии рекомендуется ступицы устанавливать на вал с натягом. Призматические шпонки выполняют с плоскими или скругленными концами (рис. 5). При этом в качестве длины рабочей поверхности l_p принимается только длина прямого участка. Паз на валу обычно выполняют концевыми (пальцевыми) фрезами и его делают несколько длиннее шпонки для исключения пригонки ее торцов. Паза на валу не рекомендуется доводить до ступенек вала, так как их врезание в галтель увеличивает концентрацию напряжений.

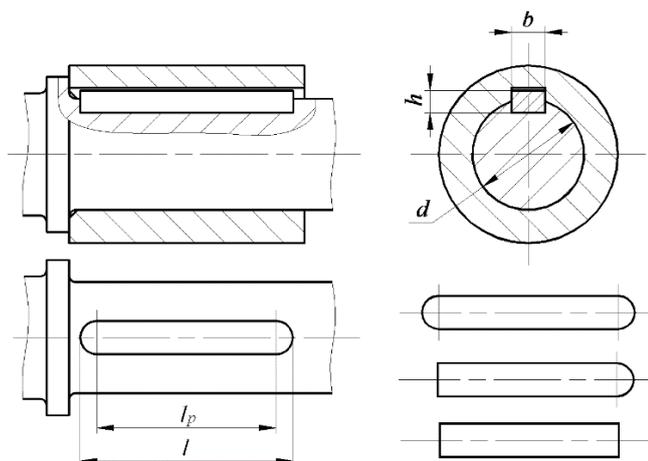


Рисунок 5 – Призматические шпонки

d – диаметр вала, h – высота шпонки, b – ширина шпонки,
 l – длина шпонки, l_p – рабочая длина шпонки,

$k \approx 0,4h$ – глубина врезания шпонки в ступицу, $t_1 = 0,6h$ – заглубление шпонки в вал.

Параллельность граней призматической шпонки позволяет использовать ее для осуществления перемещений в осевом направлении соединения ступицы с валом (например, в коробках скоростей). Силы трения, возникающие при перемещении ступицы, могут нарушить правильное положение направляющей шпонки, поэтому ее рекомендуют крепить к валу винтами (рис. 2а), расчетная длина шпонки в этом случае будет регламентироваться длиной ступицы. В некоторых конструкциях целесообразно применять короткие шпонки, прикрепляемые к ступице (рис. 2б).

Для призматических шпонок ширина b и высота h выбираются из таблицы ГОСТа в зависимости от диаметра вала, длина l шпонки зависит от размеров b и h и определяется по рекомендуемому ряду длин.

* Стандартные размеры по ГОСТ:

- До 50 мм – стандартные размеры заканчиваются на 0, 2, 5, 8.
- После 50 мм – стандартные размеры заканчиваются на 0, 5.
- После 100 мм – стандартные размеры заканчиваются на 0.

К основным достоинствам призматических шпонок относятся простота конструкции и низкая стоимость.

Основные недостатки:

- ослабление вала и ступицы шпоночным пазом;
- концентрация напряжений в зоне шпоночного паза, что снижает усталостную прочность деталей соединения;
- трудно обеспечить взаимозаменяемость из-за чего применяют ручную подборку или подгонку шпонки по пазу;
- ненадежная работа соединения под действием ударных, реверсивных и циклических нагрузок.

Расчет ведут по напряжениям смятия.

Сегментные шпонки (рис. 6) представляют собой сегментную пластину, закладываемую в паз соответствующей формы на валу, выполненный с помощью фрезерования. Сегментные шпонки удобны при сборке и разборке, просты в изготовлении, менее чувствительны к точности изготовления из-за большей, чем у призматических шпонок глубины паза.

В то же время большая глубина паза сильнее ослабляет вал, поэтому их применяют при сравнительно небольших крутящих моментах и только для неподвижных соединений. Сегментные шпонки имеют фиксированную длину, поэтому на длинных ступицах можно устанавливать несколько шпонок, при условии, что пазы будут располагаться в одной плоскости. Наиболее часто применяются на концах конических валов.

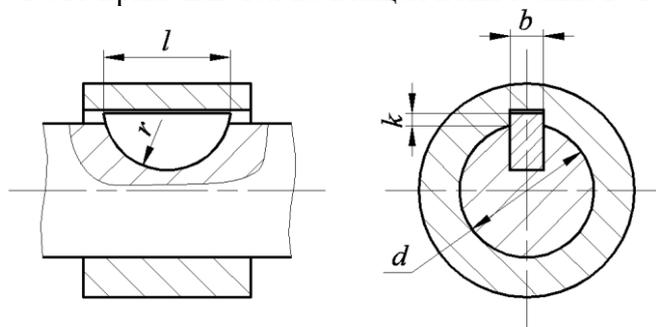


Рисунок 6 – Сегментная шпонка

d – диаметр вала, $D=2r$ – диаметр заготовки,

b – ширина шпонки, $k \approx 0,4h$ – глубина врезания шпонки в ступицу,

$h \approx 0,4D$ – высота шпонки, $l \approx D$ – длина шпонки, $l_p \approx l$ – расчетная длина шпонки.

Все размеры сегментных шпонок определяются по таблицам ГОСТа, в зависимости от диаметра вала.

Достоинства соединений с сегментными шпонками:

- простота конструкции;
- взаимозаменяемость и технологичность (из-за высокой точности изготовления не требует подбора и ручной подгонки шпонки по пазу);
- устойчивое положение шпонки в глубоком пазу вала исключает возможность ее перекоса (выворачивания).

К основным недостаткам относятся:

- глубокая канавка под шпонку на валу ослабляет вал;
- малая длина шпонки ограничивает нагрузочную способность соединения.

Расчет такого соединения идентичен расчету соединения с призматической шпонкой.

Цилиндрические шпонки представляют собой цилиндрические штифты (рис. 7), устанавливаемые с натягом, отверстия под которые высверливаются на торце вала при сборке. Их можно использовать, только если ступица располагается на конце вала. Обычно это валы малой длины. К недостаткам следует отнести неудобство демонтажа. Диаметр шпонки выбирается $d_{ш} = (0,13 \dots 0,16)d$; длина $l = (3 \dots 4)d_{ш}$, посадка осуществляется с натягом. Если прочности одной шпонки недостаточно, то устанавливают 2-3 шпонки, равномерно распределяя их по окружности (рис. 7б). Иногда используют конические штифты.

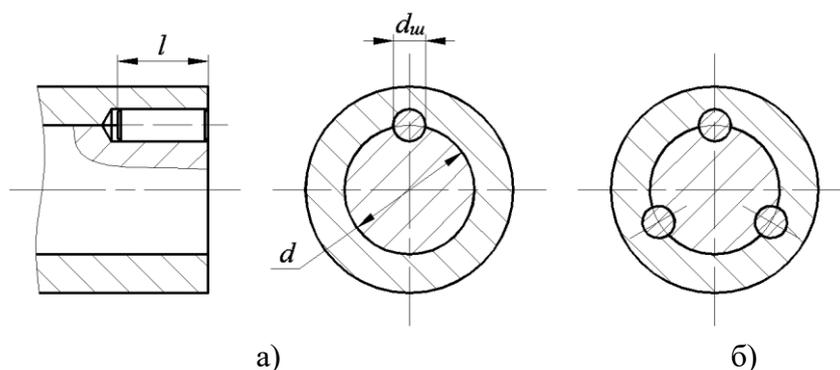


Рисунок 7 – Цилиндрическая шпонка

l – длина шпонки, $d_{ш}$ – диаметр шпонки, d – диаметр вала.

Установка нескольких шпонок увеличивает несущую способность соединения практически пропорционально количеству установленных штифтов, так как совместная обработка отверстий на валу и ступице приводит к равномерному распределению нагрузки в соединении.

Расчет такого соединения ведут также на смятие, при этом вычисляя число цилиндрических шпонок, а допустимое напряжение смятия в этом случае может быть увеличено на 25% по сравнению с расчетом призматических шпонок.

5.4 Расчёт шпонок

Расчет призматических шпонок. Призматические шпонки (рис. 8) проверяются на работоспособность по напряжениям смятия и среза.

При передаче крутящего момента боковая поверхность паза вала давит на боковую поверхность шпонки, которая в свою очередь передает давление на боковую поверхность паза ступицы. При этом шпонка испытывает сдвиг в сечении по границе вала и ступицы. Для упрощения расчетов считаем, что напряжение смятия (давление) распределены равномерно по площади контакта боковых граней шпонок и шпоночных пазов. Плечо равнодействующей этих напряжений равно $0,5d$.

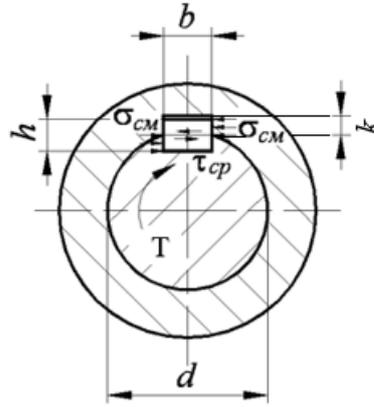


Рисунок 8 – Расчетная схема соединения призматической шпонкой

Сила, которую вызывает крутящий момент: $F_t = \frac{2T}{d}$

Площадь поверхности смятия и среза соответственно: $A_{см} = k \cdot h \cdot l_p$, $A_{ср} = b \cdot l_p$.

Напряжения смятия и среза соответственно:

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} = \frac{2T}{d \cdot k \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}]; \quad \tau_{ср} = \frac{F_t}{A_{ср}} = \frac{2T}{d \cdot b \cdot l_p} \leq [\tau_{ср}]$$

где T – крутящий момент,

d – диаметр вала,

h – высота шпонки,

k – глубина врезания шпонки в ступицу,

l_p – рабочая длина шпонки (длина прямого участка), для шпонок с прямыми концами $l = l_p$,

для шпонок со скругленными концами $l = l_p + b$.

b – ширина шпонки,

$[\sigma_{см}] = \frac{\sigma_{см}}{[S]}$ – допускаемое напряжение смятия для более слабого материала шпонки, вала

или ступицы,

$S=1,9 \dots 2,3$ – при нереверсивных нагрузках, мало изменяющихся по величине,

$S=2,9 \dots 3,5$ – при частых пусках и остановках,

при реверсивных нагрузках коэффициент запаса повышают на 30%.

В случае перегрузки ($\sigma_{см}/[\sigma_{см}] > 1,1$ или $\tau_{ср}/[\tau_{ср}] > 1,1$) следует либо увеличить длину ступицы детали, либо увеличить число призматических шпонок до двух, либо перейти на шлицевое соединение.

При недогрузке более чем на 20% необходимо изменить размеры шпонки, сократив ее длину или ширину и высоту.

Расчет сегментных шпонок. Сегментные шпонки (рис. 7) также проверяются на работоспособность по напряжениям смятия и среза по формулам:

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} = \frac{2T}{z \cdot k \cdot l \cdot d} \leq [\sigma_{см}]; \quad \tau_{ср} = \frac{F_t}{A_{ср}} = \frac{2T}{z \cdot b \cdot l \cdot d} \leq [\tau_{ср}].$$

где T – крутящий момент;

z – число шпонок;

k – высота выступающей части шпонки;

l – длина шпонки;

d – диаметр вала;

b – ширина шпонки.

Если в соединении возникает перегрузка, т. е. $\sigma_{см}/[\sigma]_{см} > 1,1$ или $\tau_{ср}/[\tau]_{ср} > 1,1$, следует увеличить число сегментных шпонок до двух либо перейти на соединение призматической шпонкой. При недогрузке более 20% уменьшаются размеры шпонки.

Общие замечания по расчету шпоночных соединений

1. По конструктивным особенностям выбирают вид шпонки для шпоночного соединения.

2. По диаметру вала по ГОСТ назначают размеры шпонки b и h . Длина шпонки не определена.

3. По напряжениям смятия определяют расчетную длину шпонки, так как размеры сечения шпонок по ГОСТ подобраны таким образом, что если шпонка выдерживает смятие, то она выдерживает и срез.

4. При необходимости определяют полную длину шпонки (для призматической шпонки Исполнение 1 и 2) и округляют в большую сторону до ближайшего стандартного значения. При округлении обращают внимание на размер ступицы.

Приведенные выше формулы не учитывают влияние сил трения, которые образуются в соединении с натягом. Эти силы трения частично разгружают шпонку и учитываются при назначении коэффициента запаса.

Постановка нескольких шпонок связана с технологическими трудностями и ослабляет вал и ступицу. В связи с чем много шпоночные соединения практически не применяются, их заменяют зубчатыми (шлицевыми) соединениями.

Расчет соединения с цилиндрической шпонкой (штифтом). Отверстие под шпонку сверлят и обрабатывают разверткой после посадки ступицы на вал. При больших нагрузках ставят несколько штифтов. Цилиндрические шпонки устанавливаются в отверстиях с натягом.

Цилиндрические шпонки работают на смятие и срез. Напряжения смятия (с учетом серпообразной эпюры распределения давления) и среза соответственно:

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} = \frac{16T}{z \cdot d \cdot \pi \cdot d_{ш} \cdot l} \leq [\sigma_{см}]; \quad \tau_{ср} = \frac{F_t}{A_{ср}} = \frac{2T}{z \cdot d \cdot d_{ш} \cdot l} \leq [\tau_{ср}].$$

где z – число шпонок,

d – диаметр вала,

$d_{ш}$ – диаметр шпонки (штифта),

l – длина шпонки.

Подбор шпонки осуществляют по критерию прочности на смятие. Длина шпонки (и необходимое число шпонок).

Материал шпонок и допускаемые напряжения

В качестве материала шпонок обычно применяют среднеуглеродистые стали. Призматические шпонки изготавливают из чистотянутой стали в соответствии с ГОСТ 8787-68. Допускается применение других сталей с $\sigma_{в} \geq 600$ МПа. ***Целесообразно, чтобы материал призматических шпонок был менее прочным, чем материал вала и ступицы.*** Допускаемые напряжения на смятие сильно зависят от посадки шпонки.

В неподвижных соединениях:

– при посадках с натягом (в которых исключен перекокс шпонки) допустимые напряжения смятия 110...200 МПа;

– при переходных посадках 80...150 МПа.

В подвижных соединениях (где зазор значительный) для предупреждения задира и ограничения износа 20...30 МПа.

Допускаемые напряжения на срез 60...90 МПа.

Меньшие значения в указанных диапазонах – для чугунных и алюминиевых ступиц и при резких изменениях нагрузки.

5.5 Шлицевые (зубчатые) зацепления

Шлицевые соединения, как и шпоночные, предназначены для передачи крутящих моментов в соединениях шкивов, муфт, зубчатых колес и других деталей с валами. В отличие от шпоночных соединений, шлицевые соединения, кроме передачи крутящих моментов, осуществляют еще и центрирование сопрягаемых деталей. Шлицевые соединения могут передавать большие крутящие моменты, чем шпоночные, и имеют меньшие перекосы и смещения пазов и зубьев.

Шлицевые соединения образуются выступами – зубьями на валу и соответствующими впадинами (пазами) в ступице (рис. 9). Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев.

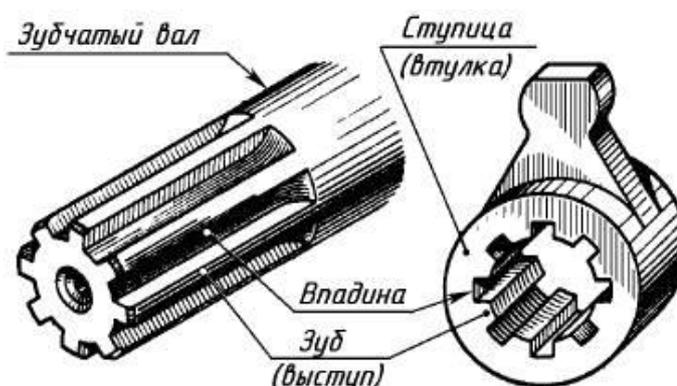


Рисунок 9 – Шлицевое соединение

Зубья на валах получают фрезерованием, строганием или накатыванием. Зубья в отверстиях – протягиванием или долблением. Для отделочных операций используют шлифование, дорнирование.

По условиям эксплуатации в каждой группе шлицевых соединений предусматриваются три серии соединений: тяжелая, средняя, легкая, они отличаются высотой и числом зубьев. Назначение, условия эксплуатации, а также термообработка поверхностей определяют допускаемые напряжения смятия поверхностей шлицев, т. е. условия прочности соединения. Основные параметры шлицев определяются по стандарту в зависимости от диаметра вала d и серии.

Достоинства шлицевых соединений

- Обеспечивается лучшее центрирование соединяемых деталей и более точное направление при осевом перемещении.
- Уменьшается число деталей соединения.
- Допускают передачу больших вращающих моментов за счет большей поверхности контакта.
- Обеспечивается высокая надежность при динамических и реверсивных нагрузках вследствие равномерного распределения нагрузки по зубьям.
- Уменьшается длина ступицы.

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

5.6 Конструкция и классификация

Шлицевые соединения различают:

по характеру соединения

- неподвижные для закрепления деталей на валу;
- подвижные, допускающие перемещение ступицы вдоль вала (например, блока шестерен коробки передач).

по форме зуба

- прямоугольные (рис. 10а),
- эвольвентные (рис. 10б),
- треугольные (рис. 10в);

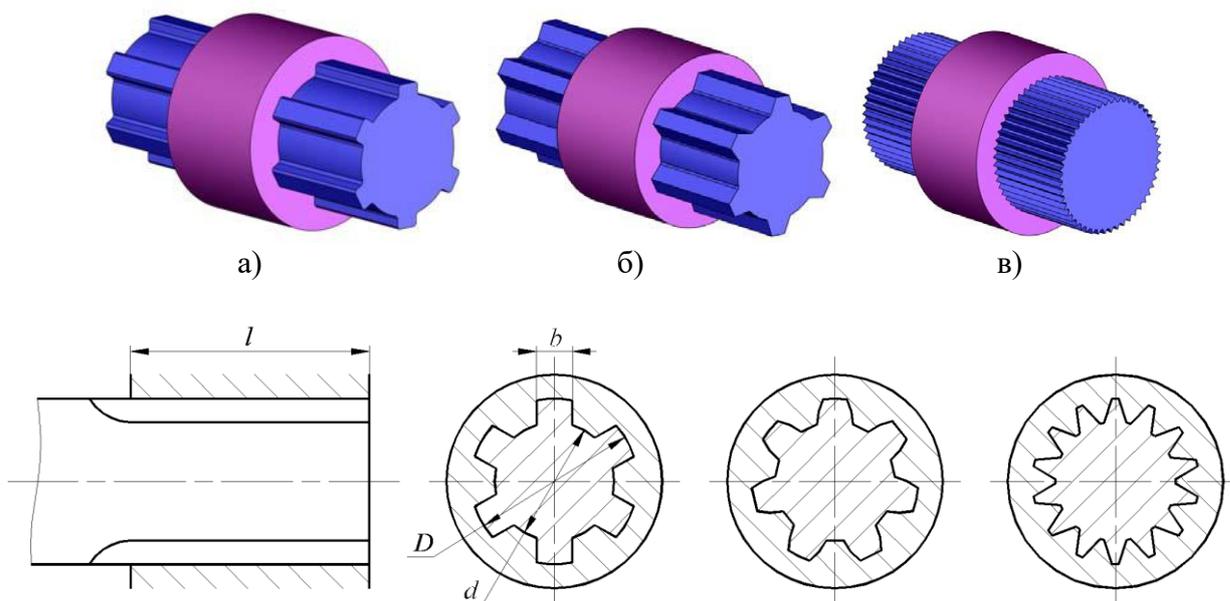


Рисунок 10 – Виды шлицевых соединений

по способу центрирования (для обеспечения совпадения геометрических осей вала и ступицы) центрирование выполняют

- по наружному диаметру D (рис. 11а) – рекомендуется при повышенных требованиях к соосности элементов соединения, когда твердость втулки не слишком высока и допускает обработку чистовой протяжкой, а вал обрабатывается фрезерованием и шлифуется по наружному диаметру. Применяется такое центрирование в подвижных и неподвижных соединениях.
- по внутреннему диаметру d (рис. 11б), применяется в тех же случаях, что и центрирование по наружному диаметру, но при твердости втулки, не позволяющей обрабатывать ее протяжкой. Такое центрирование является наименее экономичным.
- по боковым поверхностям зубьев (рис. 11в), используют, когда не требуется высокой точности центрирования, при передаче значительных крутящих моментов.

Зазор в контакте центрирующих поверхностей практически отсутствует, у нецентрирующих поверхностей – довольно значителен.

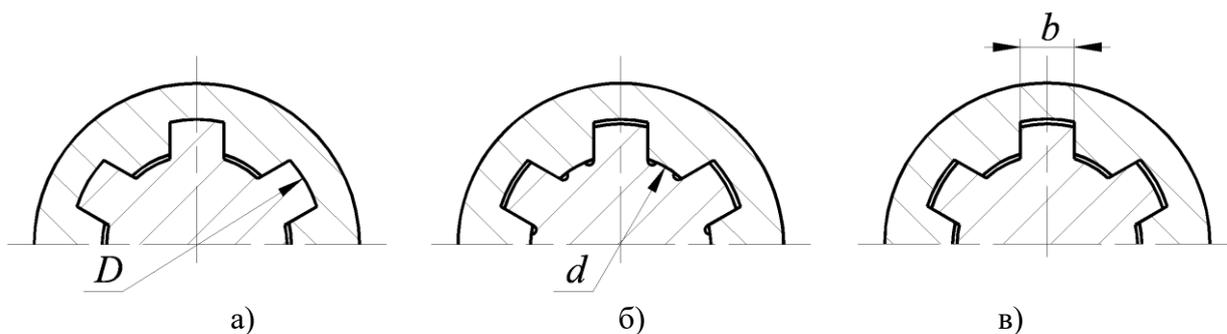


Рисунок 11 – Способы центрирования шлицевых соединений

Соединения с прямобочными и эвольвентными зубьями

Прямобочные шлицы (ГОСТ 1139-80) (рис. 9а) имеют простую форму. Обычно они центрируются по наружному диаметру (около 80%), центрирование по внутреннему диаметру применяется реже из-за более сложной формы впадины между зубьями (необходимо делать канавку у основания зуба для уменьшения концентрации напряжений). Центрирование по боковым поверхностям зубьев не обеспечивает точного центрирования, но обеспечивает более равномерное распределение нагрузки между зубьями и применяется для высоконагруженных ответственных валов.

Эвольвентные шлицы (ГОСТ 6033-80) (рис. 10б) имеют профиль аналогичный профилю зубьев зубчатых колес. Обладают повышенной прочностью из-за большего количества зубьев, более широкого основания зуба и меньшей концентрации напряжений.

Эвольвентные шлицы более технологичны. Для нарезания зубьев на валу требуется меньший набор более простых фрез, чем для нарезания прямобочных зубьев, из-за чего профиль получается точнее. Однако, протяжки для ступиц более дороги, кроме того, больше трудоемкость шлифования.

Центрирование выполняют по наружному диаметру и по боковым поверхностям.

Треугольные шлицы (рис. 10в) – как правило, неподвижные. Имеют небольшую высоту зуба и применяются в стесненных габаритах. Угол профиля в вершине 36° .

5.7 Основные критерии работоспособности и расчета

Основными критериями работоспособности шлицевых соединений являются сопротивление рабочих поверхностей смятию и изнашиванию в результате относительных перемещений, обусловленных деформациями и зазорами.

Коррозионно-механическое изнашивание при малых относительных колебательных перемещениях соприкасающихся поверхностей связано с выборкой зазоров то в одну, то в другую сторону, например, под действием поперечной и/или осевой сил, возникающих в зацеплении зубчатой передачи. Очевидно, что износ можно уменьшить путем сокращения зазоров в зацеплении, повышением точности изготовления и твердости рабочих поверхностей.

Если соединение нагружено только крутящим моментом, например, соединение муфт с валами, то и относительных колебательных движений не будет, а, следовательно, не будет и износа. Такие соединения на износ не рассчитываются.

В зависимости от диаметра вала d выбирают параметры зубчатого соединения, после чего соединение проверяют на смятие. Проверку зубьев на срез не производят.

При расчете допускают, что по боковым поверхностям зубьев нагрузка распределяется равномерно, но из-за неточности изготовления в работе участвует только

75% общего числа зубьев (т.е. коэффициент неравномерности распределения нагрузки между зубьями (шлицами) $\psi = 0,75$).

Упрощенный расчет на прочность выполняют по формуле:

$$\sigma_{см} = \frac{2T}{\psi \cdot z \cdot d_{cp} \cdot h \cdot l} \leq [\sigma_{см}],$$

где T - крутящий момент на валу;

ψ - коэффициент неравномерности распределения нагрузки;

z - число зубьев (выбирают в зависимости от d);

h - высота поверхности контакта зубьев;

l - рабочая длина зубьев;

d_{cp} - средний диаметр соединения;

$[\sigma]_{см}$ - допускаемое напряжение на смятие боковых граней зубьев из сталей, имеющих $\sigma_B > 500$ МПа.

В станкостроении рекомендуют более низкие значения (учитывают влияние соединений на точность станков):

– $[\sigma]_{см} = 12 \dots 20$ МПа для неподвижных соединений,

– $[\sigma]_{см} = 4 \dots 7$ МПа для подвижных без нагрузки;

В авиации для соединений валов с зубчатыми колесами (для получения легких конструкций) рекомендуют более высокие значения $[\sigma]_{см} = 50 - 100$ МПа.

Высоту поверхности контакта зубьев и средний диаметр соединения рассчитывают в зависимости от формы зуба соединения.

Для **прямобочных** шлицев

$$h = 0,5(D - d) - 2f$$

$$d_{cp} = 0,5(D + d)$$

где f - величина фаски зуба,

D – наружный диаметр зубьев вала,

d – внутренний диаметр зубьев втулки (ступицы).

Для **эвольвентных** шлицев

$$h = \theta m$$

$$d_{cp} = D - 1,1m$$

где $\theta = 1$ - при центрировании по боковым поверхностям и $\theta = 0,9$ при центрировании по наружному диаметру;

m - модуль шлицев.

Для **треугольных** шлицев

$$h = 0,5(D - d)$$

$$d_{cp} = d = mz$$

Уточненный расчет разработан в настоящее время только для прямобочного шлицевого соединения по критерию смятия и основан на экспериментальных данных, накопленных в различных отраслях машиностроения. Он учитывает влияние разнообразных факторов на изучаемое соединение при помощи ряда эмпирических коэффициентов.

ЛЕКЦИЯ 6

Прессовые соединения

Краткое содержание: Общие сведения. Способы сборки соединения: прессование, нагрев втулки, охлаждение вала, комбинированный, гидропрессовое. Прочность соединения при различных условиях нагружения.

6.1. Общие сведения

Соединение деталей по круговой цилиндрической поверхности можно осуществлять без применения дополнительных элементов таких как винты, болты, шпонки, шлицы и пр. Для реализации такого соединения необходимо обеспечить натяг посадки, а при сборке запрессовать одну деталь в другую.

Натягом N называют положительную разность диаметров вала и отверстия $N = d_A - d_B$ (или отрицательную разность диаметров отверстия и вала). После сборки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр d посадочных поверхностей становится общим (рис. 1). При этом на поверхности посадки возникают удельное давление p и соответствующие ему силы трения, которые обеспечивают неподвижность соединения и позволяют ему воспринимать крутящие и осевые нагрузки.

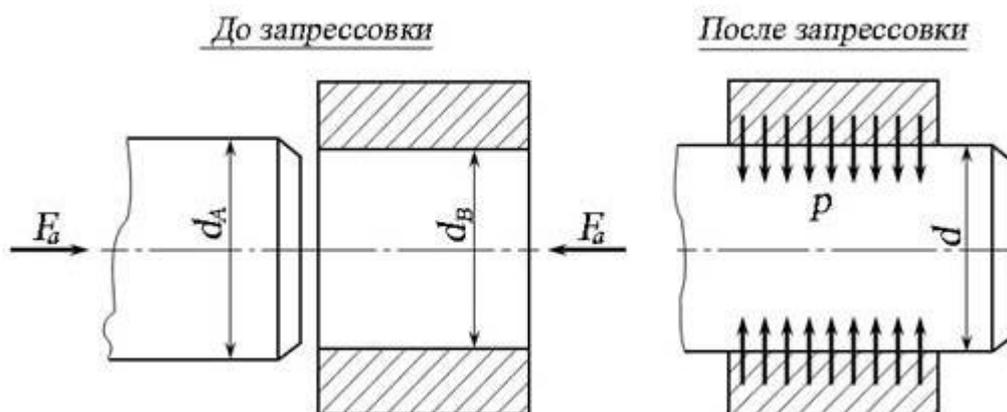


Рисунок 1 - Соединение с натягом

Итак, **прессовым соединением (или соединением с натягом)** называется соединение составных частей изделий с гарантированным натягом вследствие того, что размер охватываемой детали больше соответствующего размера охватывающей детали. Прессовые соединения передают рабочие нагрузки за счет сил трения между сопряженными поверхностями, которые выполняют обычно цилиндрическими или коническими. Это соединение относится к неразъемным (условно разъемным) предварительно напряженным. Выбор натяга и определенных технологий сборки (разборки) позволяет получить прессовое соединение, сохраняющее свою работоспособность при повторных сборках.

Достоинства прессовых соединений:

- **простота и технологичность конструкций** (основное достоинство соединения)
 - за счет отсутствия соединительных деталей,
 - низкая себестоимость,
 - возможность автоматизации и применение в крупносерийном и массовом производстве;
- обеспечение хорошего центрирования соединяемых деталей,
- распределение нагрузки по всей посадочной поверхности
 - возможность применения при очень больших осевых нагрузках и вращающих моментах,
 - высокая надежность при ударных нагрузках;
- допускают нечастую разборку без нарушения целостности составных частей изделия.

Недостатки прессовых соединений:

- **зависимость нагрузочной способности соединения от ряда факторов, трудно поддающихся учету** (основной недостаток соединения)
 - рассеивание величины натяга и нагрузочной способности соединения за счет допусков на изготовление деталей;
 - влияние температурных деформаций;
 - рассеивание величин коэффициентов трения;
- сложность демонтажа и возможность ослабления натяга после разборки,
- ограниченность несущей способности при вибрационных нагрузках за счет фреттинг-коррозии (связанной с циклическими относительными микросмещениями поверхностей посадки),
- существенно перенапряжение соединяемых поверхностей и уменьшение сопротивления усталости вследствие концентрации давлений у краев отверстия втулки.

Прессовые соединения (соединения с натягом) имеют широкое распространение в машиностроении (10—17% от общего числа соединений). Используют прессовые соединения при больших, особенно динамических нагрузках в случае отсутствия необходимости в частой разборке. Характерными примерами соединения с натягом могут служить кривошипные пальцы кривошипов, детали составных коленчатых валов двигателей автомобилей, венцы зубчатых и червячных колес, ступиц колес с валом, колёсные центры на ось и бандажи железнодорожных колёс, диски турбин, роторы электродвигателей, гребные винты кораблей, подшипники качения, штампы и т.д.

6.2. Сборка прессовых соединений

Сборка прессовых соединений может осуществляться запрессовкой одной детали в другую, воздействием температур на соединяемые детали (нагревом охватывающей детали, или охлаждением охватываемой, или одновременным нагревом охватывающей детали и охлаждением охватываемой), гидропрессовым способом, при котором в зону сопряжения деталей подается масло под высоким давлением.

Соединения, получаемые запрессовкой одной детали в другую, называют продольно-прессовыми, а получаемые за счет термического воздействия на детали — поперечно-прессовыми.

6.2.1 Продольно-прессовые соединения

Получение таких соединений является наиболее простым, вследствие чего они получили наибольшее распространение. Продольно-прессовые соединения применяют при

относительно небольших натягах: $N_{\max} \leq 0,001d$, где d — номинальный диаметр соединения (см. рис. 1).

В процессе выполнения запрессовки одной детали в другую неизбежно повреждение контактных поверхностей, нарушение их микрогеометрии (частичное срезание микронеровностей поверхности - **шабровка**) и смятие, как следствие, снижение нагрузочной способности соединения в 1,5...2 раза.

Запрессовку выполняют с помощью различных прессов, которые выбирают исходя из усилия запрессовки и габаритов соединяемых деталей, метод технологичен так как прост и легко автоматизируется. Обеспечение необходимого качества продольно-прессовых соединений возможно при выполнении ряда условий:

- сопрягаемые поверхности должны быть тщательно промыты и протерты, на них не должно быть забоин и заусенцев;
- шероховатость сопрягаемых поверхностей, как правило, соответствует $Ra < 1,25$ мкм;
- для уменьшения шабровки и облегчения сборки концу вала и краю отверстия придают коническую форму;
- сопрягаемые поверхности перед запрессовкой желательнее смазывать;
- скорость запрессовки обычно не превышает 10 мм/с; наибольшая прочность соединения обеспечивается при скорости 2...3 мм/с;
- для исключения перекосов сопрягаемых деталей при запрессовке необходимо использовать специальные приспособления.

6.2.2 Поперечно-прессовые соединения

Получение таких соединений обеспечивается термическим воздействием на сопрягаемые детали. Такая сборка повышает прочность собранных соединений в 1,5—2,5 раза по сравнению с соединениями, полученными запрессовкой. Это объясняется тем, что микронеровности сопрягаемых поверхностей не сглаживаются, а сцепляются друг с другом. Незначительные сборочные силы при сборке поперечно-прессовых соединений уменьшают локальные деформации соединяемых деталей и обеспечивают высокую точность соединений. Таким образом, сборка с термическим воздействием имеет важные преимущества перед сборкой, выполняемой обычной запрессовкой, и нашла широкое применение, особенно при получении ответственных соединений. Ее используют как при малых, так и при больших натягах.

Применяются три вида термического воздействия.

1. Нагрев охватывающей детали (втулки) до температур ниже температуры отпуска — способ, обеспечивающий повышение прочности сцепления более чем в 1,5 раза по сравнению с запрессовкой. В зависимости от величины натяга монтажного зазора, диаметра сопряжения, материала и конструкции деталей их нагрев осуществляется разными методами:

- в кипящей воде, в горячем масле (120 °С),
- газовыми горелками,
- в нагревательных печах,
- с помощью электро- контактных и индукционных нагревателей.

Температура нагрева стальных деталей для исключения окисления поверхностных слоев и снижения твердости не должна превышать 300—350 °С, бронзовых 150-200 °С. За счет термического расширения внутренний диаметр втулки увеличивается, возникает зазор, вал свободно собирается со втулкой, после чего втулка остывает.

- 2. Охлаждение охватываемой детали (вала)** – способ, преимущественно применяемый для небольших деталей при их установке в массивные корпуса
- с помощью твёрдой углекислоты (сухой лёд $-79\dots-85^{\circ}\text{C}$)
 - в жидком воздухе (азоте, гелии температура $-190\dots-196^{\circ}\text{C}$) в последнем случае нужно быть особенно осторожным и обеспечить тщательное обезжиривание деталей.
 - охлаждение в холодильных установках.
- Сборка с охлаждением охватываемой детали обеспечивает прочность соединения на 10-15% выше, чем сборка с нагревом охватывающей детали.
- 3. Комбинированное соединение** проводится с одновременным нагревом охватывающей детали и охлаждением охватываемой. Такое соединение трудоёмко в изготовлении, но надёжно в работе.

- Поперечно-прессовые соединения имеют ограничение по сопрягаемым деталям:
- при диаметре соединения менее 15 мм, сборка затруднена, так как температурные деформации часто оказываются недостаточными для обеспечения требуемого натяга в соединении.
 - при диаметре соединения от 15 до 40 мм термическому воздействию, как правило, подвергают обе детали (комбинированное соединение), что дорого.
 - поперечно-прессовые соединения рекомендуется применять при $d > 40$ мм.

Для облегчения процесса сборки температурные деформации деталей должны не только превышать максимальный натяг в соединении, но и обеспечивать монтажный зазор. Температуру нагрева или охлаждения собираемых деталей определяют по формуле

$$t = \frac{N_{\max} + Z_0}{\alpha d \cdot 10^3},$$

где N_{\max}, Z_0 - соответственно максимальный натяг и минимально необходимый зазор, обеспечивающий свободную сборку (рекомендуется выбирать равным минимальному зазору посадки H7/g6), мкм;

α - коэффициент линейного расширения (сжатия) материала детали, $1/^{\circ}\text{C}$

- для стали $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}, [^{\circ}\text{C}^{-1}]$,
- для чугуна $\alpha = 10 \cdot 10^{-6}, [^{\circ}\text{C}^{-1}]$,
- для бронзы $\alpha = 19 \cdot 10^{-6}, [^{\circ}\text{C}^{-1}]$;

d — диаметр соединения, мм.

При перемещении детали из нагревающего или охлаждающего устройства неизбежно некоторое изменение (понижение или повышение) ее температуры. Ориентировочно можно считать, что это изменение температуры составляет $20\dots30^{\circ}\text{C}$.

С учетом этого приведенная выше формула принимает вид

$$t = \frac{N_{\max} + \Delta}{\alpha d \cdot 10^3} \pm 20^{\circ},$$

где «+» соответствует нагреву детали, а «-» - охлаждению.

Достоинства поперечно-прессовых соединений отсутствует шабровка, за счет чего соединение более надёжно.

Недостатки

- возможное изменение структуры материала, появление окалины, коробление деталей при нагреве;
- возможное увеличения объема при охлаждении сталей перлитного класса (остаточный аустенит превращается в мартенсит), так как подобные изменения недопустимы, то детали после закалки подвергают обработке холодом, что повышает стоимость сборки;
- образование так называемого температурного зазора, который возникает, например, между буртом вала и торцом соединенной с ним втулки;
- более высокая стоимость, по сравнению с запрессовкой.

6.2.3 Гидропрессовые соединения

Усилие запрессовки (выпрессовки) соединения с натягом можно существенно уменьшить, обеспечив введение масла на поверхность сопряжения. Такой способ, основанный на создании между контактирующими поверхностями деталей в процессе сборки или разборки масляной прослойки, носит название гидропрессового и находит все более широкое применение при диаметрах сопряжений $d > 100$ мм. Давление масла при этом достигает 100...200 МПа.

На рис. 2 показана одна из возможных схем гидропрессовой сборки вала со втулкой, при которой подвод масла осуществляется с торца соединения. После входа вала в отверстие втулки на небольшую величину, обеспечиваемого обычной запрессовкой, масло под большим давлением через фаски деталей подается в зону их контакта, вызывая увеличение диаметра отверстия втулки, уменьшение диаметра вала и разделяя их поверхности, что позволяет резко снизить усилие запрессовки.

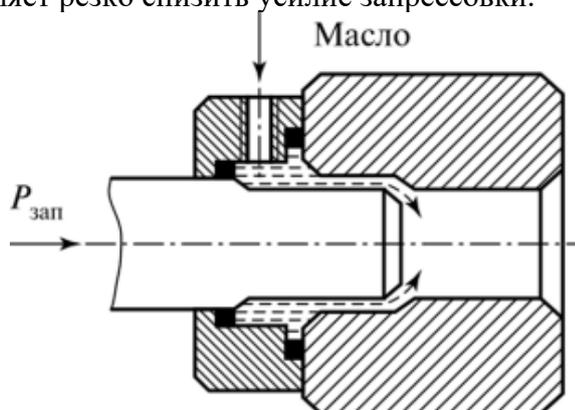


Рисунок 2 – Схема гидропрессовой сборки

К недостаткам гидропрессовой сборки относится необходимость применения сложных устройств для обеспечения герметичности и восприятия распорных сил.

Следует особо отметить, что если вместо гидропрессовой сборки во многих случаях можно использовать, например, сборку с термическим воздействием, то разборку прессовых соединений крупных деталей, собранных с большими натягами, без их повреждения часто можно выполнить только гидропрессовым способом.

При сборке прессовых соединений диаметр отверстия охватываемой детали (при наличии) уменьшается, а наружный диаметр охватывающей детали возрастает. При этом точность отверстия охватываемых и наружной поверхности охватывающих деталей неизменно снижается. Поэтому после сборки прессовых соединений эти поверхности часто подвергают чистовой обработке. Например, после запрессовки подшипниковых втулок в корпус их отверстия подвергают развертыванию или тонкому растачиванию.

6.3 Расчет соединений

Нагрузочная способность подобных соединений зависит прежде всего от натяга.

6.3.1 Определение натяга в прессовом соединении

Вероятная величина натяга

Необходимая величина натяга определяется минимальным потребным давлением на посадочной поверхности. Давление должно быть таким, чтобы силы трения были больше внешних сдвигающих сил.

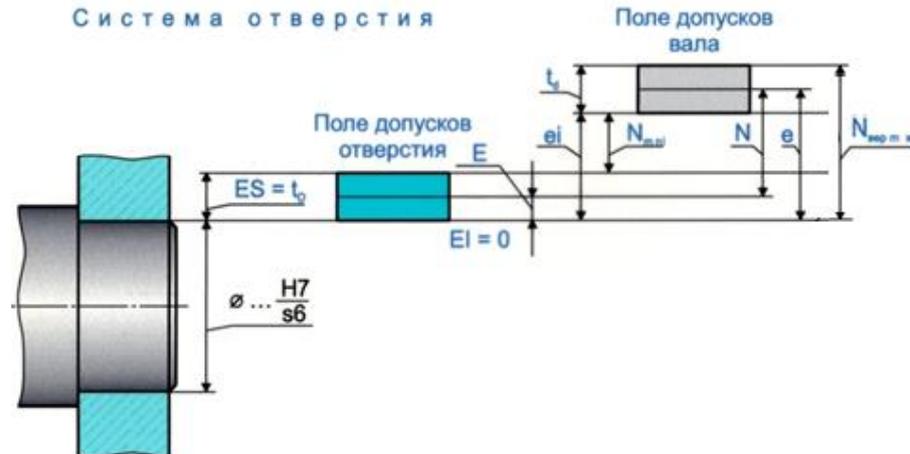


Рисунок 3 – Натяг в соединении

Натяг в соединении обеспечивают при изготовлении деталей по стандартным посадкам с натягом (ГОСТ 25347-82). Каждой посадке соответствуют предельные значения табличных (измеренных) минимального N_{\min} и максимального N_{\max} вероятностных натягов. Их определяют по зависимости:

$$N_{p \max}^{\min} = N_m \pm 0,5 \sqrt{(TD)^2 + (Td)^2},$$

где: N_m - средний табличный натяг;

TD и Td – допуски отверстия и вала соответственно.

В свою очередь:

$$N_m = \frac{es + ei}{2} - \frac{ES + EI}{2},$$

где: es , ei – верхнее и нижнее отклонения размера вала от номинала;

ES , EI – верхнее и нижнее отклонение размера отверстия.

Нагрузочную способность соединения рассчитывают по минимальному вероятностному натягу посадки $N_{p \min}$, прочность деталей и условия сборки – по максимальному вероятностному натягу $N_{p \max}$.

Расчетный натяг

Расчёт соединения ведут по расчётным натягам:

$$\delta = N - u,$$

где δ - расчетный натяг

N - величина вероятного натяга

$u = u_R + u_t + u_w$ - поправка

u_R - поправка на смятие микронеровностей в собранном соединении;

u_t - поправка на температурную деформацию при сборке;

u_w - поправка, учитывающая уменьшение натяга в быстровращающихся деталях

Поправка на шабровку

При сборке соединения запрессовкой микронеровности частично деформируются, уменьшая натяг, что учитывают с помощью поправки u_R :

$$u_R = k_1 R_{a1} + k_2 R_{a2} ,$$

где величины с индексом 1 относятся к охватываемой детали (валу), с индексом 2 – к охватывающей (втулке);

R_{a1} и R_{a2} - средние арифметические отклонения профиля сопрягаемых поверхностей, мкм;

k_1 и k_2 - коэффициенты, при $R_a > 1,25$ мкм, $k = 5$. При $R_a \leq 1,25$ мкм, $k = 6$.

При сборке с термическим воздействием шабровки нет, и $u_R = 0$

Поправка на температурную деформацию

$$u_t = d [(t_2 - 20)\alpha_2 - (t_1 - 20)\alpha_1] ,$$

где t_2, α_2 - рабочая температура и коэффициент линейного расширения материала втулки;

t_1, α_1 - рабочая температура и коэффициент линейного расширения материала вала;

20°C – температура окружающей среды;

d – диаметр посадки, мм

Если $(t_2 - 20)$ или $(20 - t_1) < 10^\circ\text{C}$ поправка на температурную деформацию не учитывается.

Поправка учитывающая уменьшение натяга в быстровращающихся деталях

Учет этой поправки целесообразен при высоких частотах вращения соединений – свыше 20000...30000 об/мин.

В области упругих деформаций давления p пропорциональны расчётным натягам (натягу δ_{\min} соответствует p_{\min} , натягу δ_{\max} – p_{\max}). Расчётные натяги δ_{\min} и δ_{\max} , соответствующие $N_{p \min}$ (минимальному вероятностному натягу посадки) и $N_{p \max}$ (максимальному вероятностному натягу):

$$\delta_{\min} = N_{p \min} - u ,$$

$$\delta_{\max} = N_{p \max} - u .$$

Для передачи нагрузки пригодна посадка, у которой

$$p_{\min} \geq p .$$

где p_{\min} - давление, соответствующее минимальному расчётному натягу δ_{\min} ;

p – давление необходимое для передачи нагрузки, МПа.

Определим зависимости для нахождения p в различных случаях нагружения.

6.3.2 Расчет давления, действующего в соединении при различных условиях нагружения

Соединение способно передавать все виды нагрузок. Осевую силу F_a , крутящий (вращающий) момент T , то и другое одновременно соединение передает за счёт сил трения на сопряженных поверхностях. Изгибающий момент M и радиальную силу F_R - за счёт перераспределения давления p (рассчитывают по условию нераскрытия стыка).

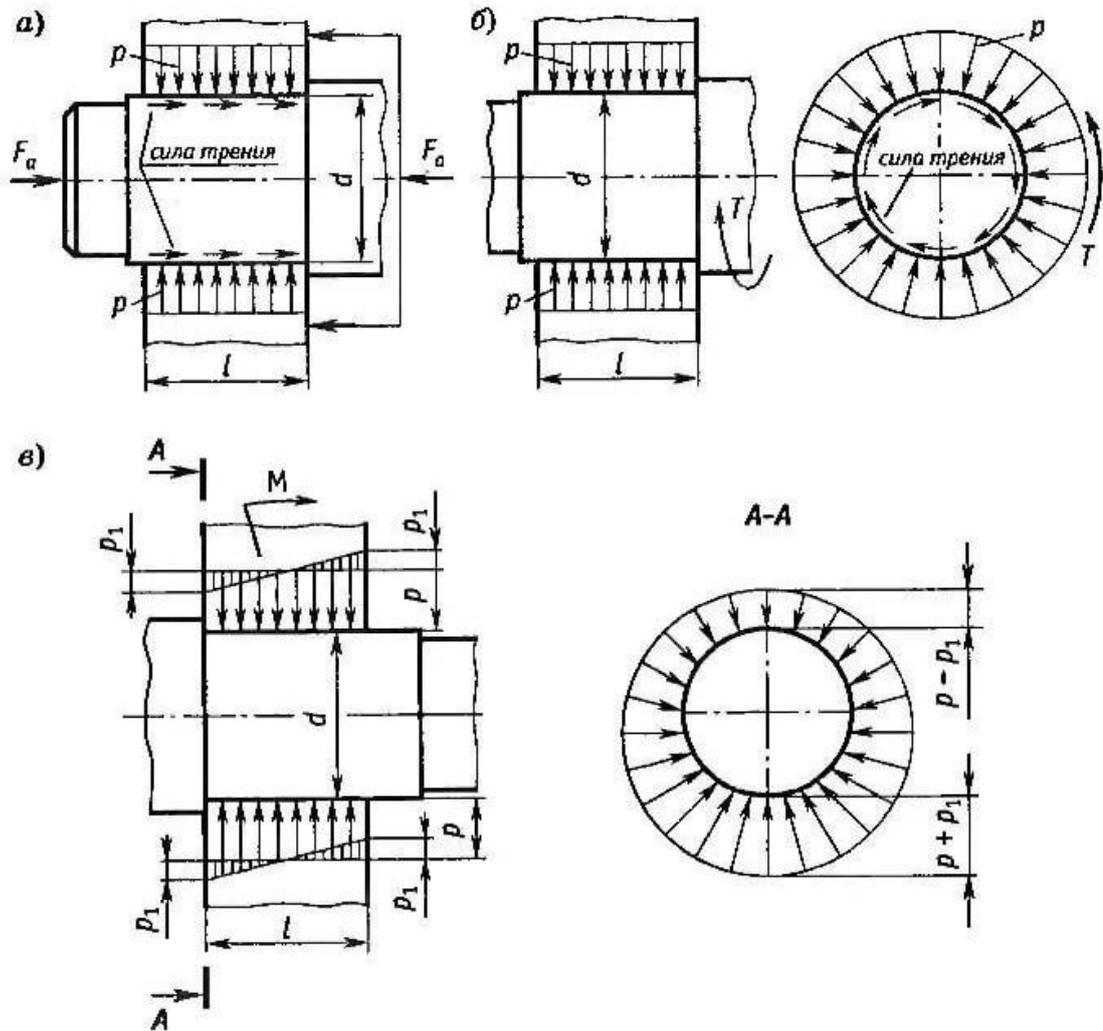


Рисунок 4 – Расчетные схемы соединений с натягом

- а) нагруженного осевой силой; б) нагруженного крутящим моментом
в) нагруженного изгибающим моментом.

1. Соединение нагружено осевой силой F_a , Н (Рис. 4,а):

Необходимое для передачи заданной осевой силы F_a давление p , МПа находят из условия предотвращения сдвига: $F_a \leq F_{тр}$.

$$F_a = \pi dl \cdot p \cdot f \cdot \frac{1}{k} \Rightarrow p = \frac{kF_a}{\pi dl \cdot f}$$

где $A = \pi dl$ - площадь контакта сопрягаемых деталей, мм²;

d и l - диаметр и длина соединения, мм;

$F_n = Ap = \pi dl \cdot p$ - нормальная реакция в зоне контакта, Н;

$F_{mp} = F_n f = \pi dl \cdot p \cdot f$ - сила трения в зоне контакта, Н;
 f - коэффициент трения (сцепления) (табл. 6.1);
 k - коэффициент запаса сцепления.

2. Соединение нагружено крутящим моментом T (Рис. 4,6)

Необходимое для передачи заданного и крутящего (вращающего) момента T Нм, давление p находят из условия предотвращения сдвига: $F_t \leq F_{mp}$

$$F_t = \frac{2T \cdot 10^3}{d} = \pi dl \cdot p \cdot f \cdot \frac{1}{k} \Rightarrow p = \frac{2kT \cdot 10^3}{\pi d^2 l f}$$

где F_t - окружная сила от крутящего момента, Н

$A = \pi dl$ - площадь контакта сопрягаемых деталей, мм²;

d и l - диаметр и длина соединения, мм;

$F_n = Ap = \pi dl \cdot p$ - нормальная реакция в зоне контакта, Н;

$F_{mp} = F_n f = \pi dl \cdot p \cdot f$ - сила трения в зоне контакта, Н;

f - коэффициент трения (сцепления) (табл. 6.1);

k - коэффициент запаса сцепления.

3. Соединение нагружено совместно действующими осевой силой и крутящим моментом.

При этом расчет ведут по равнодействующей окружной F_t и осевой F_a сил и давление p находят из условия предотвращения сдвига: $F_\Sigma \leq F_{mp}$:

$$F_\Sigma = \pi dl \cdot p \cdot f \cdot \frac{1}{k} \Rightarrow p = \frac{k F_\Sigma}{\pi dl \cdot f},$$

где $F_\Sigma = \sqrt{F_a^2 + F_t^2} = \sqrt{F_a^2 + \left(\frac{2T \cdot 10^3}{d}\right)^2}$ - суммарная сила;

d и l - диаметр и длина соединения;

k - коэффициент запаса сцепления;

f - коэффициент трения (сцепления) (табл. 6.1).

Таблица 6.1 - Значения коэффициентов трения в соединениях с натягом

| Материал деталей | Коэффициенты трения | | |
|---------------------------------|-----------------------------|----------------------|---------------------------------------|
| | Расчёт прочности соединения | | Определение силы прессования f_{II} |
| | Сборка прессованием, f | Сборка нагревом, f | |
| Сталь – сталь | 0,08 | 0,14 | 0,22 |
| Сталь – чугун | 0,07 | 0,1 | 0,14 |
| Сталь (чугун) – бронза (латунь) | 0,05 | 0,07 | 0,1 |

- При статической нагрузке и неподвижных деталях принимают $k = 2$.
- При действии на охватываемую деталь знакопеременных напряжений изгиба (валы, вращающиеся относительно вектора нагрузки) коэффициент запаса увеличивают. Можно принять $k \geq 3$.

4. Соединение нагружено изгибающим моментом M (Рис. 4,в)

Действие момента вызывает в соединении перераспределение нагрузки, которое уравнивается моментом внутренних сил. При некоторой величине нагрузки эпюра давления из трапеции превращается в треугольник с основанием $2r$ ($p_1=p$) – это предельный случай, так как дальнейшее увеличение нагрузки приведет к появлению зазора – раскрытию стыка.

$$M = FL = Rx = p_1 l d \cdot \frac{l}{3} \Rightarrow p_1 = \frac{3M}{dl^2} \leq p,$$

где Rx - момент внутренних сил;

R - равнодействующая давлений на поверхностях внешнего и внутреннего полуцилиндров;

$x = \frac{l}{3}$ - плечо пары;

p_1 - перераспределенное удельное давление, созданное моментом;

с учетом нераскрытия стыка $p_1 \approx 0,75p$.

Для обеспечения необходимого запаса прочности на практике принимают

$$M \leq 0,2 p d l^2 \Rightarrow p = \frac{M}{0,2 d l^2} = \frac{5M}{d l^2}$$

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

5. Соединение нагружено радиальной силой F_R

Для обеспечения необходимого запаса прочности на практике принимают

$$p = \frac{0,83 F_R}{d l}.$$

Нагружение соединения моментом M и силой F_R не влияет на его способность передавать крутящий момент T и осевую силу F_a до тех пор, пока не произойдет раскрытие стыка.

6.3.3 Связь давления с расчетным натягом

При проектном расчёте по найденному значению p определяют необходимый расчётный натяг δ :

По теории расчета тонкостенных цилиндров, изучаемой в курсе «Сопротивление материалов», известно, что давление на поверхности контакта p связано с расчётным натягом δ (мкм) формулой Лямэ:

$$\delta = p \cdot d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right) \cdot 10^3,$$

где величины с индексом 1 относятся к охватываемой детали (валу), с индексом 2 – к охватывающей (втулке);

C_1, C_2 - коэффициенты деформации деталей:

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \mu_1; \quad C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \mu_1$$

E_1, E_2 - модули упругости (Юнга) материалов деталей;

μ_1, μ_2 - коэффициенты Пуассона материалов деталей;

d_1, d_2 - наружный диаметр вала и внутренний диаметр втулки соответственно;

d - номинальный диаметр соединения.

При проверочном расчёте, зная δ , находят соответствующее ему давление:

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

Минимально допустимый по условию передачи заданной нагрузки измеренный натяг:

$$[N]_{\min} = \delta + u,$$

где δ - необходимый расчётный натяг;

u - поправка на учитывающая способ сборки соединения и условия его эксплуатации.

6.3.4 Проверка прочности соединяемых деталей

При сборке деталей соединения в них возникают напряжения. Пластические деформации могут ослабить натяг, поэтому наибольшие эквивалентные напряжения, возникающие в собранных деталях, обычно ограничивают пределами текучести.

Для пластичных материалов давления p_{T1} и p_{T2} , при которых возникают пластические деформации, в охватываемой и охватывающей деталях соответственно определяют:

$$p_{T1} = 0,5\sigma_{T1}[1 - (d_1/d)^2], \quad p_{T2} = 0,5\sigma_{T2}[1 - (d/d_2)^2]$$

где величины с индексом 1 относятся к охватываемой детали (валу), с индексом 2 – к охватывающей (втулке);

σ_{Ti} - предел текучести материалов соединяемых деталей, МПа;

d_1, d_2 - наружный диаметр вала и внутренний диаметр втулки соответственно;

d - номинальный диаметр соединения.

Условие отсутствия (недопустимых) пластических деформаций:

$$p_{\max} \leq p_{T \min}$$

где p_{\max} - давление, соответствующее максимальному расчётному натягу δ_{\max} ;

$p_{T \min}$ - меньшее из p_{Ti} .

Для хрупких материалов предельно допустимые давления находят по аналогичным зависимостям, подставляя в них вместо пределов текучести σ_{Ti} условные пределы текучести, а если нет сведений о них, то – временное сопротивление $\sigma_{\delta i}$.

Максимально допустимый прочностью деталей натяг:

$$[N]_{\max} = \frac{p_{T \min} \delta}{p} + u,$$

где $p_{T \min}$ - минимальное значение давления, при которых возникают пластические деформации одной из сопрягаемых деталей;

δ - необходимый расчётный натяг;

u - поправка на учитывающая способ сборки соединения и условия его эксплуатации;

p – давление на поверхности контакта.

6.3.5 Условия пригодности посадки

В проектном и проверочном расчётах условия пригодности посадки могут быть записаны так:

$$N_{p \min} \geq [N]_{\min}, \quad N_{p \max} \leq [N]_{\max}$$

где $N_{p\min}, N_{p\max}$ - минимальный и максимальный вероятностные натяги посадки.

Как правило, посадку назначают в системе отверстия. Подбирают её, задаваясь полем допуска отверстия в охватывающей детали в 7 квалитете: Н7 (реже в восьмом: Н8).

В проверочном расчёте условия пригодности посадки могут быть записаны и в виде:

$$p_{\min} \geq p; \quad p_{\max} < p_{T\min},$$

где $p_{T\min}$ - минимальное значение давления, при которых возникают пластические деформации одной из сопрягаемых деталей;
 p – давление на поверхности контакта.

6.3.6 Условие сборки

Обычно сборку осуществляют прессованием или нагревом охватывающей детали (или охлаждением охватываемой).

Необходимую силу прессования определяют по зависимости

$$F_{II} = \pi dl p_{\max} f_{II},$$

где $A = \pi dl$ - площадь контакта сопрягаемых деталей, мм²;

d и l – диаметр и длина соединения, мм;

$F_n = Ap = \pi dl \cdot p_{\max}$ - нормальная реакция в зоне контакта, Н

$F_{II} = F_{mp} = F_n f = \pi dl \cdot p_{\max} \cdot f_{II}$ - сила прессования числена равна преодолеваемой силе трения по контактирующим поверхностям;

f_{II} - коэффициент трения при прессовании (см. табл. 6.1).

Примечания:

1. Приведенные формулы для расчета прочности соединения основаны на предположении равномерного распределения давления по поверхности контакта. В действительности напряжения распределены неравномерно: у краев отверстия возникает концентрация напряжения за счет вытеснения сжатого материала от центра к краям соединения.
2. Расчет по наибольшему и наименьшему табличным натягом приводят к большим коэффициентам запаса поэтому в массовом производстве применяют вероятностные методы расчета, допуская определенную вероятность отказа.
3. За счет фреттинг-коррозии сокращается срок службы прессовых соединений. Расчет соединений с натягом на коррозионно-механическое изнашивание пока не разработан, но разработаны методы снижения или даже устранения этого вида изнашивания. К ним относятся:
 - повышение твердости поверхностей сопрягаемых деталей;
 - уменьшение напряжений изгиба и среза путем повышения диаметра в месте посадки
 - увеличение натяга, а, следовательно, и сил трения в месте посадки
 - образование кольцевых проточек по торцам ступицы, увеличивающие податливость детали и позволяющие ей деформироваться вместе с валом, что в свою очередь уменьшает микросдвиги.

ЛЕКЦИЯ 7

Заклепочные, клеммовые и пр. соединения.

Краткое содержание: Заклепочные соединения, конструкции и применение. Расчет на прочность. Клеммовые соединения, конструкции и применение. Расчет на прочность. Клеевые соединения. Паяные соединения.

7.1. Заклепочные соединения, конструкции и применение

Заклепочным соединением называется неразъёмное соединение деталей при помощи дополнительных элементов - заклёпок.

Заклепкой называют круглый стержень, имеющий сформированную закладную головку на одном конце и формируемую в процессе клепки замыкающую головку на другом. При этом детали сильно сжимаются, образуя прочное, неподвижное неразъёмное соединение.

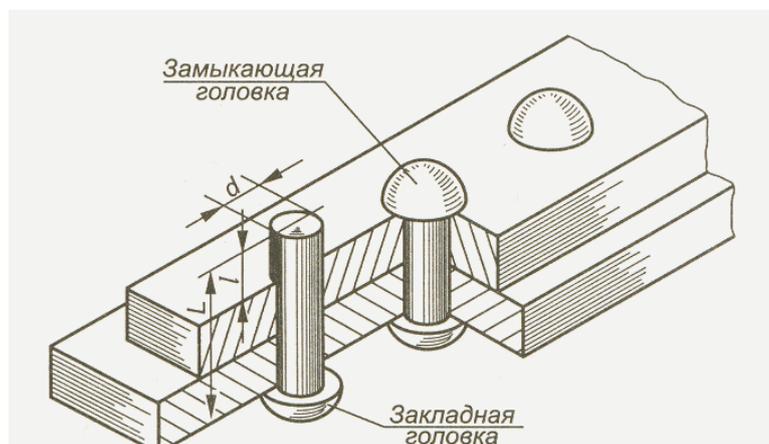


Рисунок 7.1 – Заклепочное соединение

Заклепочные соединения известны с древности. На Руси клёпаные изделия встречаются при археологических раскопках городищ и датируются IX-X веками, обеспечивают высокую стойкость в условиях ударных и динамических нагрузок.

На современном этапе развития технологии это соединение уступает место сварке и склеиванию, обеспечивающим большую производительность и более высокую прочность соединения. Однако оно по-прежнему находит применение по конструктивным или технологическим соображениям:

- в соединениях, где необходимо исключить изменение структуры металла, коробление конструкции и перегрев расположенных рядом деталей;
- соединение разнородных, трудно свариваемых и не свариваемых материалов;
- в соединениях с затруднительным доступом и контролем качества;
- в случаях, когда необходимо предотвратить распространение усталостной трещины из детали в деталь.

Применяют в условиях действия значительных динамических и ударных нагрузок (автомобилестроение, авиастроение, судостроение и металлоконструкциях, с внешними нагрузками, действующими параллельно плоскости стыка).

Сборка осуществляется следующим образом:

- выполняют отверстие.
- в отверстие устанавливают заклепку – цилиндрический стержень с заранее сформированной закладной головкой.
- производят натяжку, стягивая детали и формируя плотный стык.
- деформируют, формируя замыкающую головку (расклепывание с последующей обжимкой). При этом стержень не только формирует головку, но и заполняет отверстие.

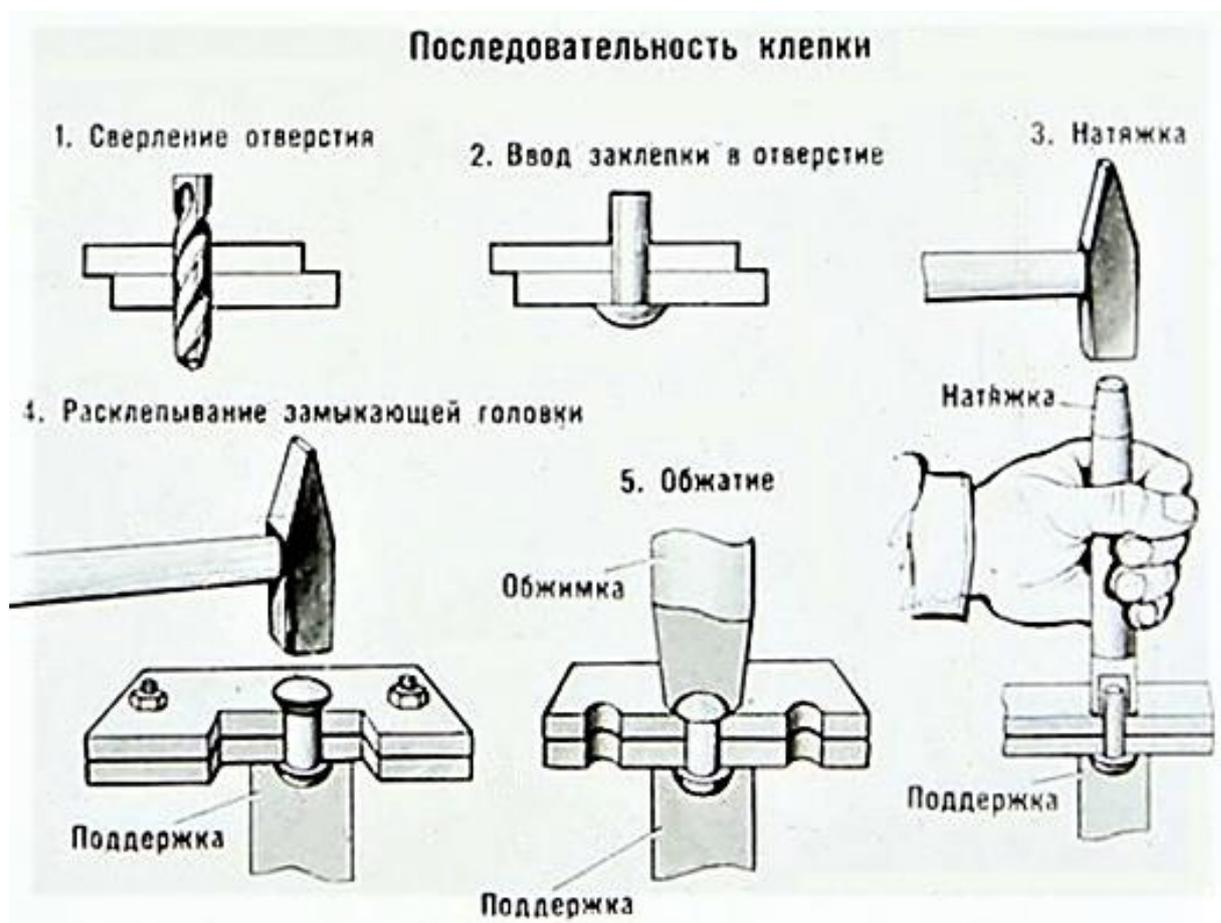


Рисунок 7.2 – Процесс ручного формирования заклепки

Процесс клепки бывает:

- Ручной
 - Механический (машинный) – прессами, пневматическими молотками и пр.
- Машинная клепка дает соединения повышенного качества, так как обеспечивает однородность посадки заклепок и увеличивает силы сжатия деталей

Соединение может быть сформировано:

- Без нагрева заклепки
- С нагревом головки - для создания прочно - плотных швов.

Стальные заклепки диаметром до 10 мм и заклепки из цветных металлов ставят без нагрева – холодная клепка. Стальные заклепки диаметром выше 10 мм предварительно нагревают – горячая клепка. Предварительный нагрев облегчает процесс клепки и повышает качество соединения (лучшее заполнение отверстий в соединяемых деталях металлом заклепки и

повышенный натяг в стыке деталей, связанный с тепловыми деформациями при остывании заклепки).

Основные преимущества заклепочных соединений

1. Высокая стабильность соединения.
2. Применение при вибрационных и ударных нагрузках.
3. Надежность, простота конструкции.
4. Соединение деталей из разных материалов.

Недостатки:

1. Высокая трудоемкость и стоимость.
2. Большой расход материала.
3. Неудобная конструктивная форма.

Случаи применения заклепочных соединений:

1. Для соединения деталей, не допускающих нагрев (в процессе нагрева происходит изменение структуры металла, коробление конструкции, перегрев расположенных рядом деталей).
2. Для соединения не свариваемых материалов.
3. При вибрационных и ударных нагрузках.

Используемые в заклепочных соединениях материалы: стали, легко деформируемые (с малым процентом % углерода), алюминиевые и медные сплавы.

При выборе материалов заклепки необходимо учитывать **2 фактора:**

1. Коэффициент линейного расширения материалов.
2. Химическое сродство материалов. Многие материалы склонны к образованию гальванических пар \Rightarrow коррозия, (по нежелательному контакту гальванических пар \Rightarrow коррозия).

Заклепки, как правило, стандартизированы.

Их выпускают нескольких типов:

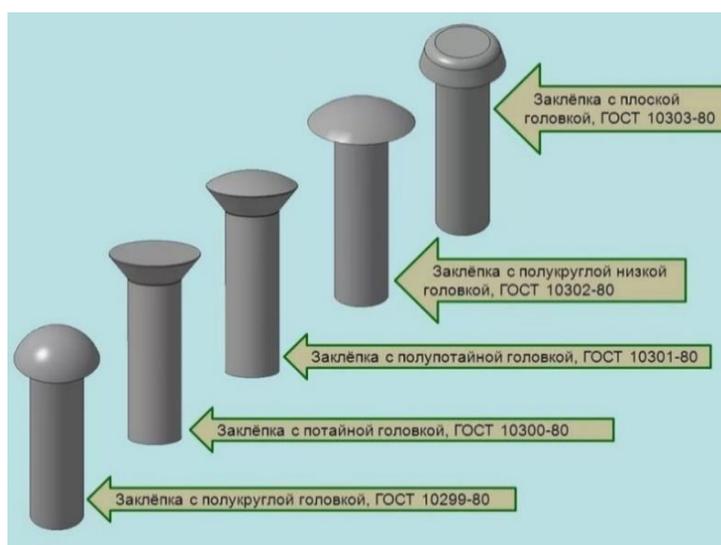


Рисунок 7.3 – Типы заклепок

Если доступа к замыкающей головке заклепки нет, например, пустотелое крыло самолет, то применяют заклёпки для односторонней клепки. В них головка формируется при помощи оправок, например, конических или взрывом заряда.

По назначению заклепочные соединения бывают:

1. Прочноплотные (в котлах и резервуарах с большим внутренним давлением).
2. Прочные (в металлоконструкциях).
3. Плотные (в резервуарах с небольшим внутренним давлением).

Каждая заклепка имеет свою зону действия, на которую распространяется деформация сжатия в стыке деталей. Если зоны действия заклепок перекрывают друг друга, то соединение получают плотным. Иногда с целью обеспечения плотности вокруг заклепки и по краям соединяемых листов выполняют чеканку (пластическое деформирование материала, например, пневматическими молотками).

По конструктивному признаку:

1. Соединение внахлестку;
2. Соединение встык с одной накладкой, с двумя накладками;
3. Однорядные и многорядные соединения;
4. Односрезные и многосрезные соединения.

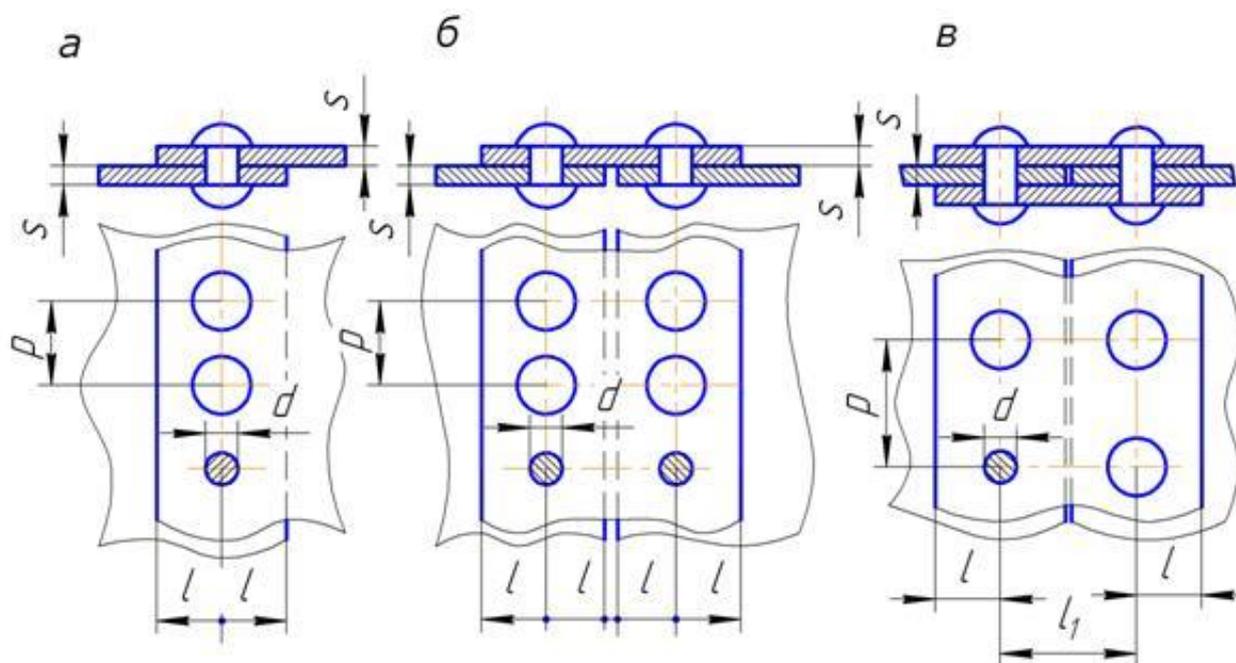


Рисунок 7.4 – Виды заклепочных соединений по конструктивному признаку

- а) соединение внахлестку, однорядное, односрезное;
- б) соединение с одной накладкой, двухрядное, односрезное;
- в) соединение с двумя накладками, двухрядное, двухсрезное.

7.2 Расчет заклепочных соединений на прочность

Работает при сдвигающей нагрузке в плоскости стыка. При действии сдвигающих сил расчет проводят для двух случаев:

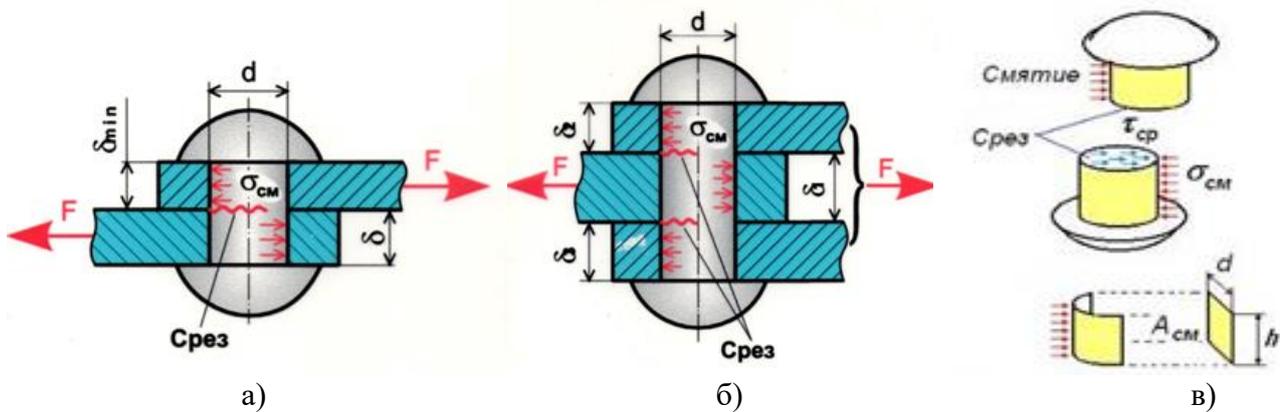


Рисунок 7.5 – Расчет заклепочных соединений
 а) односрезное соединение б) двухсрезное соединение
 в) площадь разрушения заклепки d – диаметр стержня заклепки, $h = \delta_{\min}$ – минимальная толщина скрепляемой детали

1. Срез заклепки в месте стыка:

$$\tau_{ср} = \frac{4F}{\pi \cdot z \cdot i \cdot d^2} \leq [\tau_{ср}],$$

где F – сдвигающая сила;
 z – число заклепок;
 i – число плоскостей стыка деталей;
 d – диаметр заклепки.

2. Смятие поверхности в месте контакта:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{z \cdot h \cdot d} \leq [\sigma_{см}],$$

где $h = \delta_{\min}$ – минимальная толщина из соединяемых деталей.

Кроме этого, заклепочные соединения проверяют на разрыв по основному материалу в сечении, ослабленном заклепками:

$$\sigma_p = \frac{F}{(b - zd) \cdot h} \leq [\sigma_p],$$

где b – ширина соединяемых деталей.

7.3 Клеммовые соединения

Клеммовое соединение (от нем. *Klemme* – зажим) – разъемное соединение для закрепления на валах, осях, штангах, цилиндрических колоннах и стойках различных устройств (рычаги, разъемные муфты и шкивы и т. д.).

По конструктивным признакам различают два основных типа клеммовых соединений:

- со ступицей, имеющей прорезь;
- с разъемной ступицей.

Разъемная ступица несколько увеличивает вес и стоимость соединения, но при этом становится возможным устанавливать клемму в любой части вала независимо от формы соседних участков и от других расположенных на валу деталей.

Соединение обеспечивается силами трения, возникающими от затяжки болтов, действующими между поверхностями вала и отверстия детали (без шпонок, штифтов или установочных винтов). За счет этих сил трения соединение может нагружаться как моментом, так и осевой силой. Однако, передача нагрузки только за счет сил трения недостаточно надежна. Поэтому клеммовое соединение не рекомендуется применять для передачи больших нагрузок.

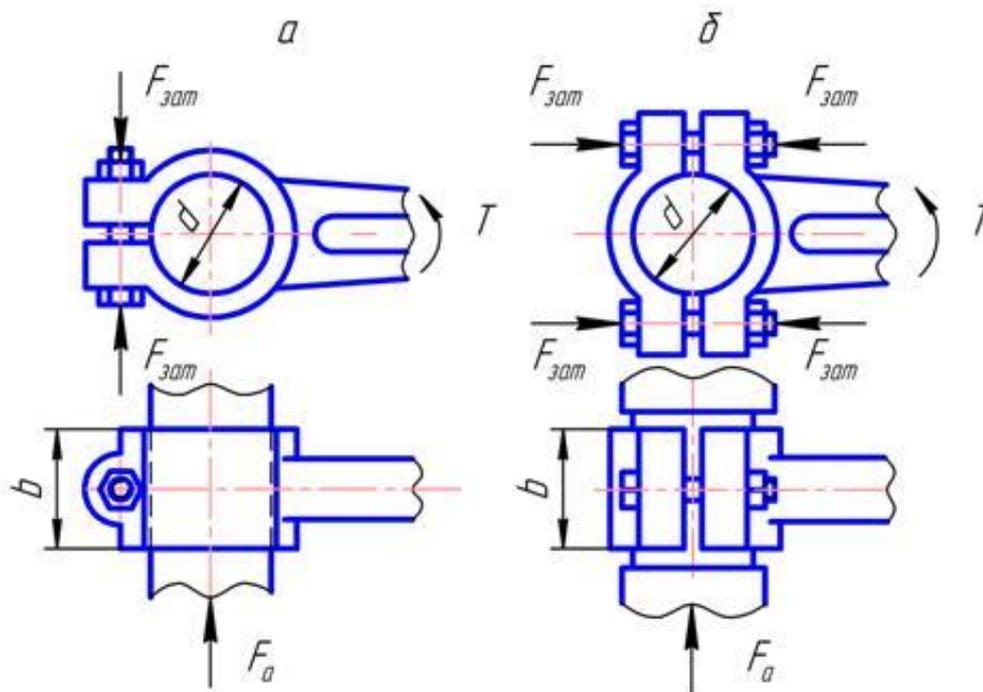


Рисунок 7.6 – Клеммовые соединения
а) со ступицей, имеющей прорезь; б) с разъемной ступицей

d – диаметр шейки вала; b – ширина ступицы; $F_{зат}$ – сила затяжки болтов;
 F_a – осевая сила; $T=Fl$ – крутящий момент; l – длина рычага

К достоинствам клеммового соединения относятся:

- простота монтажа и демонтажа,
- возможность закрепления детали в любом осевом направлении вала,
- самопредохранение от перегрузки,
- возможность перестановки и регулировки взаимного расположения деталей как в осевом, так и окружном направлениях (регулировка положения рычагов и тяг в механизмах управления и т.п.).

7.4 Расчет на прочность клеммовых соединений

Условие прочности по напряжениям растяжения затянутого болта:

$$\sigma_p = \frac{1,3F_{зам}}{A_p} \leq [\sigma_p], \quad (7.1)$$

где $F_{зам}$ - усилие затяжки болта;

$$A_p = \frac{\pi \cdot d^2}{4} - \text{площадь сечения болта.}$$

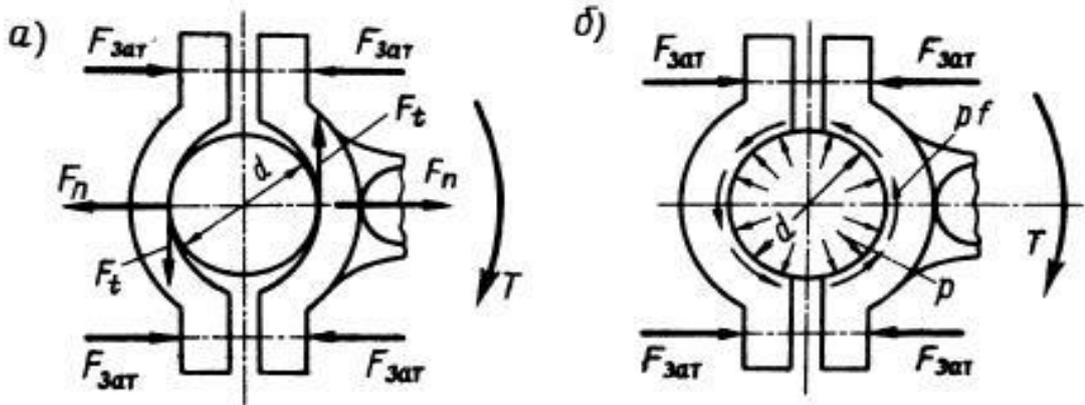


Рисунок 7.7 – Расчетная схема клеммового соединения

а) клемма жесткая, посадка с зазором; б) клемма гибкая, зазор близок к нулю

Для нахождения усилия затяжки болта рассмотрим два предельных случая.

Первый расчетный случай. Клемма обладает высокой жесткостью, а посадка деталей выполнена с большим зазором (см. рисунок 7.7, а). В данном случае можно допустить, что контакт деталей происходит по линии. Тогда условие прочности соединения можно выразить в следующем виде:

– При нагружении осевой силой F_a : $F_{mp} \geq F_a$,

Сила трения определится из выражения $F_{mp} = 2f \cdot F_n$, а по условию равновесия любой половины клеммы $F_n = zF_{зам}$ получим для этого случая нагружения $2f \cdot zF_{зам} = kF_a$, откуда

$$F_{зам} = \frac{kF_a}{2zf} \quad (7.2)$$

где F_n – нормальная реакция в месте контакта деталей;

f – коэффициент трения деталей (0,15...0,18 для чугунных и стальных деталей, работающих без смазки);

k – коэффициент запаса сцепления (выбирается в пределах 1,3...1,8);

z – число болтов.

– При нагружении моментом T : $F_{mp} \geq F_t$,

Так как $F_t = \frac{2T}{d}$ получим для этого случая нагружения $2f \cdot zF_{зам} = k \frac{2T}{d}$, откуда

$$F_{зам} = k \frac{T}{zf d}, \quad (7.3)$$

где F_t – окружное усилие,
 d – диаметр вала.

- При совместном действии крутящего момента и осевой сдвигающей силы требуемая сила затяжки болтов на основании (7.2) и (7.3) определяется по формуле

$$F_{зам} = \frac{k}{zf} \sqrt{\frac{T^2}{d^2} + \frac{F_a^2}{4}} = \frac{k}{2zf} \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2} \quad (7.4)$$

Второй расчетный случай. Клемма обладает высокой податливостью, посадочные поверхности соединяемых деталей – строго цилиндрические, зазор в соединении близок к нулю (см. рис. 7.7, б). В данном случае предполагают, что давление равномерно распределено по посадочной поверхности соприкасающихся деталей (как в соединениях с натягом). Условия прочности соединения при действии сдвигающей нагрузки (крутящего момента или осевой силы) имеют вид:

- При нагружении осевой силой F_a : $F_{мп} \geq F_a$,

Сила трения определится из выражения $F_{мп} = f \cdot F_n$, $F_n = PA = P\pi db$ а по условию равновесия любой половины клеммы $P = \frac{zF_{зам}}{db}$ получим для этого случая нагружения

$$\frac{zF_{зам}}{db} \pi db f = kF_a, \text{ откуда}$$

$$F_{зам} = \frac{kF_a}{z\pi f} \quad (7.5)$$

где F_n – нормальная реакция в месте контакта деталей;
 f – коэффициент трения деталей (0,15...0,18 для чугуновых и стальных деталей, работающих без смазки);
 k – коэффициент запаса сцепления (выбирается в пределах 1,3...1,8).
 z – число болтов;
 b – ширина ступицы клеммы (посадочной поверхности).

- При нагружении моментом T : $F_{мп} \geq F_t$,

Так как $F_t = \frac{2T}{d}$ получим для этого случая нагружения $\frac{zF_{зам}}{db} \pi db f = k \frac{2T}{d}$, откуда

$$F_{зам} = k \frac{2T}{zdf \pi}, \quad (7.6)$$

где F_t – окружное усилие,
 d – диаметр вала.

- При совместном действии крутящего момента и осевой сдвигающей силы требуемая сила затяжки болтов на основании (7.5) и (7.6) определяется по формуле

$$F_{зам} = \frac{k}{z\pi f} \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2} \quad (7.7)$$

Сравнивая итоговые выражения для этих предельных случаев (7.4) и (7.7) получаем, что нагрузочные способности этого соединения относятся как $2/\pi$. Первый случай – самый неблагоприятный, а второй – самый рациональный с точки зрения затяжки болтов.

Кроме того, наличие больших зазоров в клеммовом соединении является дефектом, так как в этом случае происходит разрушение клеммы от напряжений изгиба.

Учитывая, что сборка клеммовых соединений происходит при посадке Н8/н8 – свободная сборка без излишних зазоров для проектного расчета принимают средние условия между двумя рассмотренными предельными случаями.

- При нагружении осевой силой F_a

$$F_{зам} = \frac{kF_a}{5zf}, \quad (7.8)$$

где $5 \approx 2 + \pi$ - среднее значение коэффициентов в выражениях (7.2) и (7.5).

- При нагружении моментом T : $F_{mp} \geq F_t$,

$$F_{зам} = k \frac{T}{2,5zdf} \quad (7.9)$$

где $2,5 \approx \frac{2 + \pi}{2}$ - среднее значение коэффициентов в выражениях (7.3) и (7.6).

- При совместном действии крутящего момента и осевой сдвигающей силы требуемая сила затяжки болтов на основании (7.8) и (7.9) определяется по формуле

$$F_{зам} = \frac{k}{5zf} \sqrt{\left(\frac{2T}{d}\right)^2 + F_a^2} \quad (7.10)$$

7.5 Паяные и клеевые соединения

7.5.1 Общая характеристика

Соединения пайкой и склеиванием применяли значительно раньше сварных (3–5 тыс. лет назад). Пайку и склеивание применяют для соединения деталей из металла и неметаллических материалов. Действие пайки и клеев основано на образовании межмолекулярных связей между клеевой пленкой и слоем припоя и поверхностями соединяемых материалов.

Достоинства:

- возможность соединения практически всех конструкционных материалов в любых сочетаниях;
- повышенная точность изготовления;
- возможность соединения очень тонких листовых деталей;
- весьма малая концентрация напряжений и коробление деталей;
- дешевизна;
- возможность ремонта изделий;
- они легче других при прочих равных условиях.

Недостатки:

- сравнительно невысокая прочность;
- относительно невысокая долговечность;
- низкая теплостойкость;
- технологические затруднения.

7.5.2 Паяные соединения

Соединение пайкой образуется в результате химических связей материала деталей и присадочного материала (припоя). Температура плавления припоя (например, олова) ниже

температуры плавления материала деталей, поэтому при пайке они остаются твердыми. При пайке расплавленный припой растекается по нагретым поверхностям стыка деталей. Относится к неразъемным соединениям.

Перед пайкой поверхности деталей обезжиривают, очищают от окислов и устанавливают между ними оптимальный зазор, что повышает качество соединения. При малых зазорах обеспечивается эффект капиллярного течения и происходит диффузия атомов детали в толщу припоя, что увеличивает прочность последнего. Чрезмерно малые зазоры препятствуют течению припоя.

Виды припоев

- Тугоплавкие ($t_{пл.} = 400^{\circ}\text{C}$) серебряные или медные. Тугоплавкие припои применяют для нагруженных соединений (при статической нагрузке – припои на медной основе, при ударной и вибрационной – на серебряной). Для пайки стальных деталей тугоплавкими припоями зазор составляет около 0,1 мм;
- Легкоплавкие припои оловянно-свинцовые. Легкоплавкие припои малопрочные, поэтому их применяют для малонагруженных соединений, не подверженных ударным нагрузкам и вибрациям. Не рекомендуется применять их для соединений, работающих при $t > 100^{\circ}\text{C}$. Для пайки стальных деталей легкоплавкими припоями зазор составляет около 0,15 мм.

Необходимость обеспечения малых и равномерных зазоров является одним из недостатков пайки.

Нагрев припоя и деталей осуществляют паяльником, газовой горелкой, термической печью, погружением в ванну с расплавленным припоем и т.д.

Для уменьшения вредного влияния окисления на поверхности деталей применяют специальные флюсы (на основе буры, хлористого цинка, канифоли) или паяют в нейтральной среде или вакууме.

7.5.3 Расчет паяных соединений

Расчет прочности паяных соединений аналогичен расчету сварных.

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p} \leq [\sigma']; \quad A_p = b \cdot \delta,$$

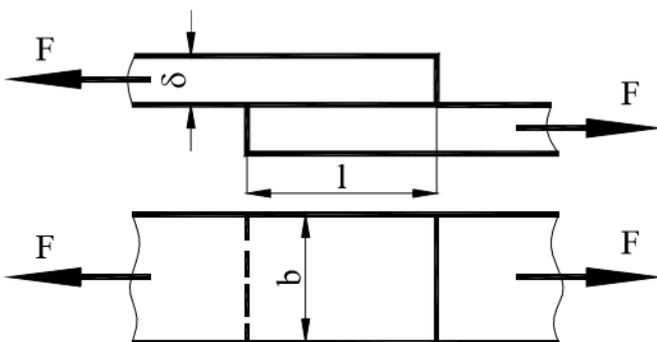
Для стыковых соединений:

где F - нагрузка, действующая на паянный шов;

A_p - площадь припоя;

b - ширина соединяемых деталей;

δ - толщина соединяемых деталей.



Для нахлесточных соединений:

$$\tau = \frac{F}{A_p} = \frac{F}{b \cdot l} \leq [\tau']; \quad A_p = b \cdot l$$

где F - нагрузка, действующая на паянный шов

b - ширина соединяемых деталей;

l - величина нахлестки деталей.

$[\sigma']$ и $[\tau']$ - допускаемые напряжения в паяном шве.

Величина нахлестки определяется из условий равно прочности соединяемых деталей и материала шва:

$$l = [\sigma] \delta / [\tau'],$$

где $[\sigma]$ - допускаемое напряжение для материала деталей;

7.5.3 Клеевые соединения

Неразъемные соединения применяют для соединения металлических и неметаллических материалов в различных комбинациях.

Достоинства:

- возможность соединения разнородных материалов;
- герметичность соединения;
- стойкость против коррозии;
- возможность соединения очень тонких листовых деталей;
- создание электроизоляционных прослоек.

Недостатки:

- сравнительно невысокая прочность;
- низкая теплостойкость;
- требовательность к условиям склеивания.

На прочность клеевых соединений влияют характер нагрузок, конструкция соединения, марка клея, технология склеивания и время (с течением времени прочность некоторых клеев уменьшается). Для склеивания различных материалов применяется большое количество марок клея, отличающихся физико-механическими и технологическими свойствами (клеи БФ, ВК-1, ВК-2, МПФ-1 и др.).

Клеевые соединения имеют высокую прочность при сдвиге и невысокую при отрыве, особенно при неравномерном. Это учитывают при их конструировании. Наибольшее применение в машиностроении получили клеевые соединения внахлестку, работающие на сдвиг.

Для склеивания деталей требуется механическая и химическая подготовка их поверхностей.

- Механическую подготовку и пригонку металлических деталей производят на металлообрабатывающих станках или вручную.
- Химическая подготовка заключается в очищении и обезжиривании склеиваемых поверхностей ацетоном, спиртом, бензином или бензолом.

Клей наносят на поверхности кистью или пульверизатором. Прочность клеевого соединения в значительной степени зависит от толщины клеевого слоя. Рекомендуется толщина для разных клеев 0.05–0.25 мм; при толщине клеевого шва 0.5 мм и более прочность соединения значительно снижается. Прочность клеевого соединения зависит от площади склеивания. Наиболее прочными являются соединения, работающие на сдвиг или равномерный отрыв, когда напряжения по всей площади склеивания можно полагать распределенными равномерно.

7.5.4 Расчет клеевых соединений на прочность

Расчет на прочность клеевых соединений производят на сдвиг и отрыв методами сопротивления материалов аналогично расчету паяных.

Для соединений, полученных клеями основных марок (типа БФ-2, БФ-4), применяют допускаемое напряжение на сдвиг $[\tau] = 15 - 20$ МПа.