**РЕФЕРАТ**

На тему: «Соединения деталей и узлов машин»

Проверил:

\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_ Иванов Л. П.

<<\_\_\_\_\_>>\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_2008 г.

Выполнил: Кузнецов Н.П.

<<\_\_\_\_\_>>\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_\_2008 г.

Оренбург 2008

**Содержание**

1 Общие сведения о соединениях 3

2 Клеммовые соединения 3

3 Клеевые соединения 4

4 Заклепочные соединения 5

5 Конические соединения 10

6 Клиновые соединения 12

7 Профильные соединения 14

8 Сварные соединения 15

9 Паяные соединения 19

10 Шлицевые соединения 21

11 Штифтовые соединения 25

12 Шпоночные соединения 27

13 Резьба 29

14 Соединения с натягом 34

Список использованной литературы 43

**1. Общие сведения о соединениях**

Общей тенденцией развития соединений является приближение их к целым деталям и удовлетворение условию равнопрочности с соединенными элементами. Иначе мате­риал соединяемых элементов не будет пол­ностью использован.

Соединения по признаку возможности разборки делят на неразъемные, ко­торые нельзя разобрать без разрушения или повреждения (заклепочные, сварные), и разъемные, позволяющие повторные сборку и разборку (резьбовые, клиновые, шлицевые и др.).

Неразъемные соединения осуществля­ются силами молекулярно-механического сцепления (сварные, паяные, клеевые) или механическими средствами (клепаные, со­единения с натягом, вальцованные).

Соединения элементов сосудов и трубо­проводов, содержащих жидкости или газы, должны удовлетворять условиям плотно­сти (герметичности). Для этого контакти­рующие поверхности механических соеди­нений должны быть сжаты давлением, существенно превышающим давление среды.

**2. Клеммовые соединения**

Клеммовыми называют фрикционные соединения деталей с соосными цилиндрическими посадочными поверхностями, в которых требуемое радиальное давление (натяг) и фиксация за счет сил трения создаются путем деформации изгиба ох­ватывающей детали затянутыми болтами (в соответстивии с рисунком 1).

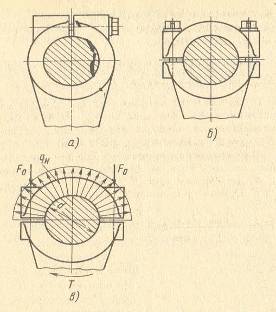


Рисунок 1 – Клеммовые соединения

Эти соединения применяют для пере­дачи вращающего момента и осевой силы между валами, осями и призма­тическими деталями (рычагами, щеками сборных коленчатых валов, частями уста­новочных колец и т. п.).

При проектировании соединения обычно требуется определить силу затяжки, обес­печивающую взаимную фиксацию деталей и передачу требуемого вращающего мо­мента, а также оценить прочность болта(болтов) и охватывающей детали (клем­мы).

В приближенном расчете можно принять, что контактные напряжения от затяжки равномерно распределены по по­верхности контакта (как в соединении с натягом). Тогда средние контактные на­пряжения  *q*всвязаны со сдвигающей нагрузкой *Q* соотношением



Если соединение имеет *п* болтов (в од­ном или двух рядах, см. рис. 5, *б*), затянутых силой *F*о,то условие равновесия клеммы (рис. 5, *в*) имеет вид *пF*о=*qld.*

Учитывая равенство и последнее соотношение, получим



Диаметр резьбы болта для обеспечения такой силы затяжки



где [σP] – допускаемое напряжение для материалов болта.

Оценку прочности клеммы можно выполнить путем расчета методом конечных элементов или по теории колец.

**3. Клеевые соединения**

Клеевые соединения - это соединения неметаллическим веществом посредством поверхностного схватывания (адгезии) и внутренней межмолекулярной связи (ко­гезии) в клеящем слое.

Достоинствами этих соединений являют­ся: возможность соединения деталей из разнородных материалов, соединения тон­ких листов, пониженная концентрация на­пряжений и хорошее сопротивление уста­лости, возможность обеспечения герметич­ности, уменьшенная масса, возможность получения гладкой поверхности изделия.

Применяемые в машиностроении клеи подразделяют на термореактивные - эпо­ксидные, полиэфирные, фенолоформаль­дегидные, полиуретановые; термоплас­тичные на основе полиэтилена, поливенил­хлорида; эластомеры на основе каучуков. При нормальной температуре 18?20 °С предел прочности на сдвиг большинства клеев 10?20 МПа (предельные достигае­мые значения 30?50 МПа); при 200?250 °С снижается на 30?50 %.

Клеи на основе кремнийорганических соединений и неорганических полимеров (в частности, ВК2) обладают теплостой­костью до 700?1000 °С, но меньшей проч­ностью и повышенной хрупкостью.

Наряду с жидкими клеями применяют клеи в виде пленок, которые вкладывают между соединяемыми деталями, а потом нагревают и сжимают.

Основным недостатком клеевых соедине­ний является их слабая работа на неравно­мерный отрыв, что накладывает требова­ния на конструкцию соединений. Наиболее широко применяют соединения внахлестку, работающие на сдвиг. Стыковые соедине­ния для обеспечения прочности выполняют по косому срезу (на «ус») или предусмат­ривают накладки. При увеличении толщи­ны клеевого слоя прочность падает. Опти­мальная толщина слоя 0,05?0,15 мм.

Успешно применяют клей для повыше­ния прочности сопряжения зубчатых колес с валами и зубчатых венцов со ступицами. Клей начинают использо­вать при установке наружных колец под­шипников качения в корпус, для уплотне­ния и стопорения резьбовых соединений, для присоединения пластинок режущего инструмента.

Для особопрочных соединений, испы­тывающих произвольную нагрузку, вклю­чая неравномерный отрыв, и вибрацион­ную нагрузку, применяют комбинирован­ные соединения, клеесварные и клеезакле­почные, клеерезьбовые.

Комбинированные соединения обеспе­чивают равнопрочность с целыми листа­ми и широко применяются в ответствен­ных машинах (в частности, в тяжелых самолетах соединяемые поверхности по несколько сот квадратных метров).

Клеесварные соединения выполняют обычно в виде сочетания клеевых и то­чечных сварных швов. Толстые листы соединяют двухрядными швами с шахмат­ным расположением точек. Точечную сварку преимущественно производят по жидкому (эпоксидному) клею.

Клеезаклепочные соединения еще прочнее клеесварных. Их обычно выпол­няют по незатвержденному (фенольному БФ-1, БФ-2 и др.) клею, что исключает необходимость сдавливания соединяемых листов при склеивании.

Успешно применяют клееболтовые со­единения.

Рассеяние энергии в клеевых соедине­ниях на 20?30 % больше, чем в обычных фрикционных.

**4. Заклепочные соединения**

Заклепка (в соответстивии с рисунком 2) представляет со­бой стержень круглого сечения с головка­ми на концах, одну из которых, называе­мую закладной, выполняют на заготовке заранее, а вторую, называемую замыкаю­щей, формируют при клепке. Заклепки стягивают соединяемые детали, в результате чего часть или вся внешняя продольная нагруз­ка на соединения передается силами тре­ния на поверхности стыка.

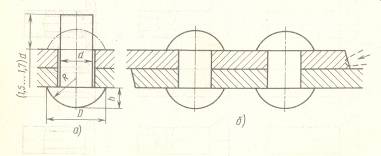


Рисунок 2 – Заклёпка с полукруглыми головками и простейшее заклёпочное соединение

Заклепочные соединения разделяют на: 1) силовые (иначе называемые прочны­ми соединениями), используемые преиму­щественно в металлических конструкциях машин, в строительных сооружениях;

2) силовые плотные (иначе называемые плотнопрочными соединениями), исполь­зуемые в котлах и трубах, работающих под давлением.

Плотность также можно обеспечить с помощью клея.

Преимуществами заклепочных соедине­ний являются стабильность и контролируе­мость качества. Недостатки - повышен­ный расход металла и высокая стоимость, неудобные конструктивные формы в связи с необходимостью наложения одного листа на другой или применения специальных накладок. В настоящее время заклепочные соединения в большинстве областей вытес­нены сварными и этот процесс продол­жается.

Область практического применения за­клепочных соединений ограничивается сле­дующими случаями:

1) соединения, в которых нагрев при сварке недопустим из-за опасности отпуска термообработанных деталей или коробле­ния окончательно обработанных точных деталей;

2) соединения несвариваемых материа­лов;

3) соединения в самолетах, например в пассажирском самолете применяют до 2,5 миллионов заклепок;

4) соединения в автомобилестроении для рам грузовых машин. Заклепки изготовляют из прутков на вы­садочных автоматах.

Клепку стальными заклепками диамет­ром до 8?10 мм, а также заклепками из латуни, меди и легких сплавов всех диа­метров производят холодным способом, а остальных заклепок - горячим спосо­бом.

Материал заклепок должен быть доста­точно пластичным для обеспечения воз­можности формирования головок и одно­родным с материалом соединяемых дета­лей во избежание электрохимической коррозии. Стальные заклепки обычно изго­товляют из сталей Ст2, Ст3, 09Г2 и др.

Государственными стандартами пред­усмотрены следующие виды заклепок.

Заклепки со сплошным стерж­нем: с полукруглой головкой (ГОСТ 10299-80\* и ГОСТ 14797-85, рисунок 3, *а*),имеющие основное применение в силовых и плотных швах; с плоской головкой (ГОСТ 14801-85, в соответстивии с рисунком 3, *б*),предна­значенные для работы в коррозионных средах; с потайной головкой (ГОСТ10300-80\*, ГОСТ 14798-85, в соответстивии с рисунком 3, *в*), применяемые при недопустимости высту­пающих частей, в частности в самоле­тах; с полупотайной головкой для соеди­нения тонких листов.

Заклепки полупустотелые (ГОСТ 12641-80\*, ГОСТ 12643-80, *г, д, е*)и пустотелые(ГОСТ 12638-80\* - ГОСТ 12640-80\*, в соответстивии с рисунком 3, *ж,* з, *и*)применяют для соединения тонких листов и неметаллических деталей, не допускающих больших нагрузок.

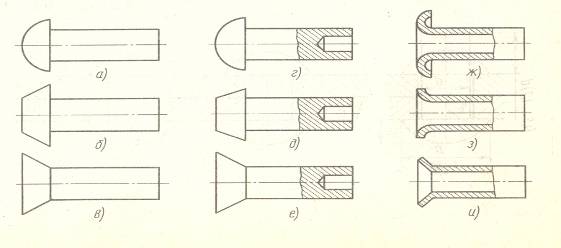


Рисунок 3 – Стандартные стальные заклёпки

Для увеличения ресурса заклепочных соединений создают радиальный натяг, ре­сурс при этом увеличивается в 2?4 раза.

Для крепления лопаток некоторых паро­вых и газовых турбин применяют заклепки, устанавливаемые под развертку и рабо­тающие в основном на сдвиг.

Наиболее отработаны конструкции, ти­паж и технология заклепочных соединений в авиационной промышленности.

Кроме традиционных заклепок приме­няют:

1) заклепки из стержней с одно­временным расклепыванием обеих головок и образованием гаран­тированного натяга по цилиндрической по­верхности;

2) заклепки с потайной головкой и компенсатором - местной выпук­лостью на головке, деформируемой приклепке и уплотняющей контакт головки;

3) заклепки для швов с односто­ронним подходом и с сердечни­ком, который при осевом пере­мещении распирает заклепку, образуя замыкающую головку, а потом обрывается и фрезеруется для обеспечения гладкой поверхности;

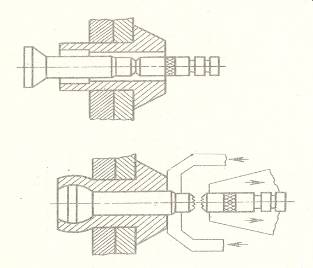


Рисунок 4 – Стержневые заклёпки для односторонней клёпки

4) взрывная заклепка того же на­значения, у которой замыкающая головка образуется в результате взрыва вещества, заложенного в отверстие заклепки; взрыв вызывается нагревом закладной головки и стержня;

5) болт-заклепка в виде стержня, устанавливаемого с натягом, и высокой шайбы; при установке болта гайку обжимают на стержне, имеющем в этом месте кольцевые канавки; потом хвос­товую часть стержня обрывают;

6) заклепка с большим сопро­тивлением сдвигу в виде твердой пустотелой заклепки с потайной головкой, притягиваемой винтом.

Заклепочные соединения по конструкции разделяют на соединения внахлестку (в соответстивии с рисунком 5, а),соединения с одной накладкой (в соответстивии с рисунком 5, б) и соединения с двумя наклад­ками (в соответстивии с рисунком 5, в).

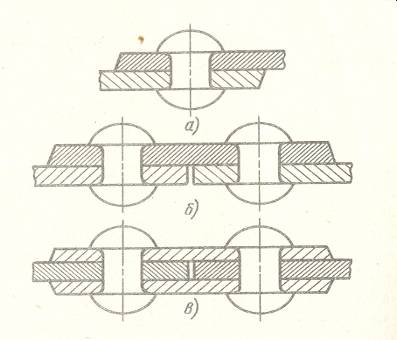


Рисунок 5 – Основные типы заклёпочных соединений

Заклепочные соединения применяют так­же для деталей машин общего назначения, например для крепления венцов зубчатых колес к ступицам, лопаток в турбинах, противовесов коленчатых валов, тормоз­ных лент и обкладок, для соединения дета­лей рам и колес автомобилей и т. д.

При конструировании рекомендуется придерживаться следующих правил:

1) в элементах, работающих на растя­жение или сжатие для уменьшения их из­гиба, заклепки следует располагать воз­можно ближе к оси, проходящей через центр массы сечений, или симметрично от­носительно этой оси;

2) в каждом соединении для устранения возможности относительного поворота со­единяемых деталей желательно использо­вать не менее двух заклепок;

3) заклепки по возможности следует размещать таким образом, чтобы соеди­няемые элементы ослаблялись меньше и их материал использовался более полно, т. е. следует предпочитать шахматное располо­жение рядному.

**Расчет заклепочных соединений.** В со­ответствии с обычными условиями работы заклепочных соединений основными на­грузками для них являются продольные силы, стремящиеся сдвинуть соединяемые детали одну относительно другой. В плотном и точном соединениях необхо­димо, чтобы вся внешняя нагрузка во из­бежание местных сдвигов воспринималась силами трения.

Расчет заклепок в соединении, находя­щемся под действием продольной нагруз­ки, сводится по форме к расчету их на срез. Трение в стыке учитывают при выборе допускаемых напряжений среза. При цен­тральном действии нагрузки предполага­ется равномерное распределение сил между заклепками.

В заклепочном соединении допустимая нагрузка, отнесенная к одной заклепке,



где *d* - диаметр стержня заклепки; [τ]ср - условное допускаемое напряжение за­клепки на срез; *i* - число срезов.

При центрально действующей нагрузке *F* необходимое число заклепок z=*F*/*F1.*

Заклепки на смятие в односрезном или двухсрезном силовом соединении проверяют по формуле



где s - толщина стенки соединяемых де­талей.

Проверка на смятие плотных соединений не нужна, так как в них вся продольная нагрузка воспринимается силами трения в стыке.

Соединяемые элементы проверяют на прочность в сечениях, ослабленных заклеп­ками:



Допускаемое напряжение для соедине­ний стальных деталей заклепками из ста­лей Ст2 и Ст3 при расчете по основным нагрузкам: на срез заклепок [τ]ср=140 МПа и на смятие [σ]см=280?320 МПа, на растяжение соединяемых элементов из стали Ст3 [σ]р=160 МПа.

При холодной клепке допускаемые на­пряжения в заклепках снижают на 30 %.

Для элементов соединений с пробитыми и нерассверленными отверстиями допус­каемые напряжения снижают на 30 %.

Если соединение работает при редких знакопеременных нагрузках, допускаемые напряжения понижают умножением на коэффициент



где *F*minи *F*max- наименьшая и наиболь­шая по абсолютной величине силы, взятые со своими знаками. Для соединения эле­ментов из низкоуглеродистых сталей *а=*1, *b*=0,3, а для соединений из среднеуглеро­дистых сталей *а* = 1,2, *b*= 0,8.

Потребная площадь элементов, рабо­тающих на растяжение под действием силы *F*,



где φ=(P-d)/P коэффициент прочности шва, величина которого обычно колеблется в пределах от 0,6 до 0,85; *Р* - шаг распо­ложения заклепок.

При проектном расчете значением φ за­даются, а потом производят проверочный расчет.

В групповых заклепочных соединениях, подверженных сложному напряженному состоянию, силы на одну заклепку опре­деляются, как в резьбовых соединениях.

**5. Конические соединения**

Конические соединения представляют собой разновидность фрик­ционных соединений, используемых для пе­редачи вращающего момента между дета­лями с соосными посадочными поверхностями. Обычно такие соединения применяют для закрепления деталей на кон­цах валов.

Натяг и контактные напряжения в конических соединениях (в отличие от цилин­дрических соединений) создаются затяж­кой*.*

Уравнение равновесия при равномерном распределении по длине контактных напря­жений *q* и касательных напряжений τf от трения (сцепления) имеет вид



где r1 и r2 - соответственно минималь­ный и максимальный радиусы конического участка вала в сопряжении.

Если учесть, что *dz=dr·ctgα.* то после интегрирования и несложных преобразо­ваний получим



где *F*0 *-* сила затяжки соединения; *dm* и *l -* средний диаметр и длина соединения; α- угол наклона образующей конуса к оси вала; *f* - коэффициент трения пары вал - ступица.

Из соотношения видно, что с увеличением угла *α* (конусности) необ­ходимо увеличивать затяжку соединения для сохранения уровня контактных на­пряжений.

Обычно из технологических соображе­ний применяют небольшую конусность. По ГОСТ 21081-75 конусность



что соответствует *α≈2°52'* (*d1* и *d2* - минимальный и максимальный диаметры вала в соединении). При большей конусности на несущую способность соединений существенное влияние оказывают погрешности углов конуса вала и ступицы (втулки), т. е. в конических соединениях отношение *f*/tgα<1. При малом угле α можно при­нять, что диаметр вала *d*≈*d*m*.*

Вращающий момент, передаваемый сое­динением.



Откуда требуемая минимальная сила затяжки соединения



где *k*=1,3?1,5 - коэффициент запаса сцепления;. *f*пр - приведенный коэффициент трения,



Из формулы следует, что на пере­даваемый вращающий момент влияют сила предварительной затяжки, средний диаметр и состояние поверхностей кон­такта.

***Максимальная сила затяжки***устанав­ливается из условий прочности (подобно максимальному расчетному натягу). Так как конусность невелика, то максималь­ная сила затяжки (tg*α*=0,5*K=*0,05)



где *D* – наружный диаметр ступицы (втулки).

***Затяжку соединений контролируют*** ди­намометрическим ключом или по осе­вому перемещению ступицы.

В процессе работы возможно ослабле­ние затяжкииз-за обмятия поверхностей контакта (особенно в соединении со шпон­кой).

Для фиксации осевого положения иног­да используют бурты на валах.

**6. Клиновые соединения**

Клиновым называют разъемное соединение, затягиваемое или регулируемое с помощью клина. Типичным примером клинового соеди­нения является соединение стержня со втулкой. Со­единение обычно затягивают, забивая клин или перемещая его посредством винта.

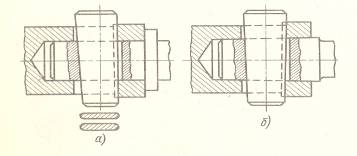


Рисунок 6 – Клиновые соединения стержня со втулкой

Достоинства клинового соединения: 1) бы­строта сборки и разборки; 2) возмжность создания больших сил затяжки и возможность восприятия больших нагрузок; 3) относитель­ная простота конструкции.

По назначению клиновые соединения раз­деляют на: 1) силовые, предназначенные для прочного скрепления деталей; 2) установочные, предназначенные для установки и регулирова­ния требуемого взаимного положения деталей.

Силовые соединения применяют для постоян­ного скрепления при редких разборках в маши­нах и при частой сборке и разборке в приспособ­лениях для обработки деталей на станках и в сборных литейных моделях.

Большинство силовых клиновых соединений выполняют с предварительным натягом: клином создается внутренняя сила, действующая и при отсутствии внешней нагрузки. Установочные клиновые соединения обычно выполняют без предварительного натяга с силовым замыкани­ем, преимущественно нагрузкой от сил тяжести.

В клиновых соединениях применяют почти исключительно односкосные клинья. Рабочие по­верхности клиньев выполняют цилиндрически­ми или плоскими с фасками. В крепежных клиновых соединениях уклоны выбирают из условия самоторможения равными 1:100, 1:50, в часто затягиваемых и установоч­ных клиньях - 1:20, 1: 10, 1:4.

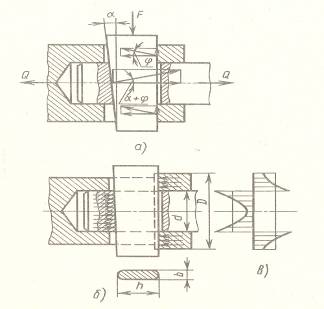


Рисунок 7 – Расчётные схемы клинового соединения

Примерные соотношения размеров клиньев в соединении стержня диаметром *d* со втулкой:

толщина клина (из условия равнопрочности стержня на растяжение и на смятие клином) *b=*(0,25?0,3)*d*;высота сечения клина *h≥*2,5*b*.

При забивании и выбивании клина (в соответстивии с рисунком 7), а суммарные силы на рабочих гранях кли­на наклонены к нормалям на угол трения φ в сто­рону, обратную перемещению клина. Обозначим силу забивания клина через *F,* а силу, развиваемую на стержне,- через *Q*. В устано­вочных клиновых соединениях она равна полез­ной внешней нагрузке *Q*=*Q*вн. В соединениях с предварительным натягом по условию, что после приложения внешней нагрузки в соедине­нии сохраняется натяг, расчетная сила в стер­жне *Q*=(1,25?1,5)*Q*вн. Согласно условию равновесия клина в направлении его оси мож­но записать *F=Q*[tg(α+φ)+tgφ].

Сила выбивания клина



Самоторможение определяется условием, что сила *F*1больше или равна нулю. Полагая в пре­дыдущем уравнении *F*1≥0, получаем

, отсюда α≤2φ.



Таким образом, угол односкосного клина или сумма углов сторон (угол заострения) дву­скосного клина должны быть меньше двойного угла трения на рабочих гранях.

Расчетный коэффициент трения обычно принимают равным 0,1; тогда φ≈5°45'. Однако при пластичном смазочном материале и чистых поверхностях коэффициент трения может сни­жаться до 0,04. Наоборот, при сухих обезжи­ренных поверхностях коэффициент трения возрастает до 0,2?0,3 и более. В крепежных клиновых соединениях обеспечивается значи­тельный запас самоторможения. При уклонах, меньших 1:25, и постоянной нагрузке нет не­обходимости в специальных стопорных уст­ройствах, предохраняющих соединения от самопроизвольного ослабления. В остальных случаях клинья специально закрепляют.

При расчёте клина предпологают, что давление по поверхности контакта распределяется равномерно (рисунок 7, б). В действительности распределение давления особенно при больших нагрузках более благоприятно для прочности клина на изгиб (рисунок 7, в).

Дополнительно проверяют поверхность кон­такта клина и втулки на смятие, хвостовую часть стержня на срез, а также прочность втул­ки как толстостенной трубы, подверженной внутреннему давлению.

**7.** **Профильные соединения**

Профильными назы­вают соединения, в которых ступица (втул­ка) насаживается на фасонную поверх­ность вала и таким образом обеспечи­вается жесткое фиксирование деталей в ок­ружном направлении и передача враще­ния. В качестве примера показано соединение на квадрате со скруг­ленными углами (для снижения концент­рации напряжений); применяются также соединения эллиптического и треугольного сечений.

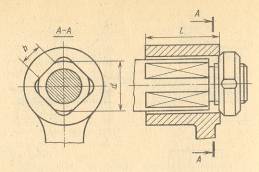


Рисунок 8 – Профильное соединение

По сравнению со шпоночными и шлице­выми эти соединения имеют небольшую концентрацию напряжений и более высо­кую точность центрирования. Однако сложность изготовления профильной по­верхности ограничивает области примене­ния соединений.

**Расчет соединений.** Профильные соеди­нения рассчитывают на смятие. Условие прочности по допускаемым напряжениям для соединения имеет обычный вид:



где *l* - длина соединения, обычно *l=(1?2)d*; *b* - ширина прямолинейной части грани; [σсм]­ допускаемое напряжение смятия, для термообработанных поверхностей [σсм]=100?140 МПа.

**8. Сварные соединения**

***Сварные соединения*** - это не­разъемные соединения, основанные на ис­пользовании сил молекулярного сцепления и получаемые путем местного нагрева де­талей до расплавленного состояния (свар­ка плавлением электродуговая, электро­шлаковая и др.) или до тестообразного со­стояния, но с применением механической силы (контактная сварка).

***Дуговая сварка металлическим электродом*** осуществляется электрической дугой между электродом и изделием. Выделяе­мое тепло оплавляет соединяемые детали и расплавляет электрод (или присадочный материал), который дает дополнительный металл дляформирования шва. Дуговая электрическая сварка является крупным русским изобретением (Н. И. Бенардос, 1882 г., и Н. Г. Славянов, 1888 г.).

Основным способом механизированной дуговой сварки, обеспечивающим ысокое качество шва, производительность и экономичность процесса, является автоматическая сварка под слоем флюса. Особенно эффективно применение автоматической сварки в серийном производстве и для конструкций с длинными швами. Для конструкций с коротки­ми разбросанными швами применяют ***полу­автоматическую шланговую свар­ку***, а при малом объеме сварочных работ­ ***ручную дуговую сварку*.**

Для сварки металлических деталей малой толщины, деталей из высоколегированных ста­лей, цветных металлов и сплавов получили рас­пространение дуговая сварка в среде защитных газов, сварка в углекислом газе и аргонодуговая сварка.

***Электрошлаковая сварка*** так же, как и дуговая, представляет собой сварку плав­лением; при прохождении тока через шлаковую ванну от электрода к изделию выделяется теп­лота, расплавляющая основной и присадочный материалы. Электрошлаковая сварка предназ­начена для соединения деталей толщиной от30 мм до 1?2 м. Электрошлаковая сварка поз­воляет заменять сложные тяжелые цельноли­тые и цельнокованые конструкции сварными из поковок, отливок или листов, позволяет фор­мировать переходные поверхности (галтели), что значительно облегчает и удешевляет произ­водство. Электрошлаковую сварку применяют, в частности, для чугунных отливок.

***Контактная сварка***основана на разогреве стыка теплотой, выделяющейся при пропускании через него электрического тока, и сдавливании деталей. Контактную сварку при­меняют преимущественно в серийном и массо­вом производствах.

При сварке ***трением*** используется теп­лота, выделяемая в процессе относительного движения свариваемых деталей, преимущест­венно тел вращения.

Применяют также ***специальные виды сварки***:

1) диффузионную, позволяющую соединять разнородные материалы и обеспечивающую ми­нимальное изменение свойств соединения по сравнению со свойствами основных материалов;

2) электронно-лучевую (весьма экономически выгодную) и лазерную, обеспечивающие узкую зону проплавления, малые деформации и поз­воляющие сварку закаленных деталей;

3) радиочастотную, преимущественно приме­няемую для тонких труб и весьма производи­тельную;

4) ультразвуковую в приборостроении для де­талей малой толщины из однородных и разно­родных металлов;

5) сварку взрывом, преимущественно для по­крытий.

Существенные перспективы, в частности для повышения

производительности сварки и резки, дает применение плазменного процесса.

Весьма эффективны ***наплавки***, повышаю­щие износостойкость в 3?10 раз. Возможна наплавка слоя практически любого металла или сплава на заготовку из обычной конструкцион­ной стали.

Широко применяют восстановительные на­плавки, но еще недостаточно применяют наплав­ки, выполняемые в процессе изготовления, хотя они наиболее выгодны. Успешно наплавляют клапаны автомобильных двигателей и дизелей, лемехи, бандажи железнодорожных колес, про­катные валки.

Разработана сварка пластмасс газовыми теплоносителями, нагревательными элементами ТВЧ., ультразвуком, трением, с помощью хими­ческих реакций.

Сварные соединения по взаимному рас­положению соединяемых элементов можно разделить на следующие группы:

1) Соединения стыковые. Соединяемые элементы являются продолжением один другого, сварку производят по торцам.

2) Соединения нахлесточные. Боковые поверхности соединяемых элементов час­тично перекрывают одна другую.

3) Соединения тавровые. Соединяемые элементы перпендикулярны или реже на­клонны один к другому. Один элемент торцом приваривается к боковой поверх­ности другого.

4) Соединения угловые. Соединяемые элементы перпендикулярны или наклонны один к другому и привариваются по кром­кам*.*

Применение стыковых соединений, как наиболее близких к целым деталям, рас­ширяется, а применение нахлесточных­ сокращается.

Применение сварных конструкций обес­печивает существенную экономию металла по сравнению с клепаными и литыми. Экономия металла по сравнению с клепаными конструкциями получается в основном ввиду:

а) полного использования рабочих сече­ний соединяемых элементов без ослабле­ния их отверстиями для заклепок;

б) возможности непосредственного со­единения элементов без вспомогательных деталей (накладок).

Общая экономия металла составляет в среднем 15?20 %.

Экономия металла по сравнению с ли­тыми конструкциями достигается благо­даря:

а) более высоким механическим свойст­вам материалов и меньшим остаточным напряжениям;

б) более тонким стенкам;

в) меньшим припускам на механиче­скую обработку.

Сварные стальные конструкции легче чу­гунных литых на величины до 50%, а стальных литых - до 30 %.

Для сварки характерны высокие эконо­мические показатели: малая трудоемкость процесса, относительно низкая стоимость оборудования, возможность автоматиза­ции и т. д. Относительно низкая стоимость сварочного оборудования определяется тем, что оно не связано с использованием больших сил (как кузнечно-прессовое обо­рудование) и с необходимостью плавления большого количества металла (как литей­ное производство).

Недостатком сварки является неста­бильность качества шва, зависящая от квалификации сварщика. Этот недостаток в значительной степени устраняется приме­нением автоматической сварки.

Сварка является основным видом полу­чения соединений металлических строи­тельных конструкций. Наиболее прогрес­сивно изготовление металлических конст­рукций на заводах сваркой, а их соедине­ние на строительных объектах высоко­прочными болтами.

Сварка позволяет удешевлять и совер­шенствовать конструкции деталей, полу­ченных разными заготовительными опера­циями, поковок, проката, отливок и дета­лей из разных материалов.

Широкое применение находят сварные конструкции из гнутых или штампованных элементов. Эти конструкции допускают ра­циональные формы при малой трудоем­кости.

Общим исходным условием проектиро­вания сварных соединений является ус­ловие равно прочности шва и соединяемых элементов.

**Расчет сварных конструкций.** Прочность сварных соедине­ний при переменной нагрузке.

Сварные соединения, равнопрочные при статических нагрузках соединяемым эле­ментам, при переменных нагрузках оказы­ваются относительно слабее.

Это объясняется: 1) концентрацией напряжений (связанной с геометрией стыка, сварочными дефектами, а для фланго­вых и косых угловых швов – совместной работой с соединяемыми элементами); 2) остаточными напряжениями; в) литей­ной структурой шва, изменением струк­туры металла около шва и выгоранием легирующих компонентов.

Наибольшим сопротивлением перемен­ным нагрузкам обладают стыковые соеди­нения, особенно при снятых механической обработкой утолщениях.

Прочность сварных соединений при действии переменных нагрузок сильно за­висит от качества швов. Например, при наличии в стыковых швах даже незна­чительного непровара прочность снижает­ся на 50 %. Такое же снижение получается от сварки электродами с тонкими покры­тиями.

Большое значение имеет конструкция швов. Например, прочность при перемен­ных нагрузках тавровых соединений со скосами кромок в связи с меньшей кон­центрацией напряжений в 1,5 раза выше, чем без разделки кромок. От постановки накладок для усиления стыковых соедине­ний прочность при переменных нагрузках, как правило, не только не увеличивается, но, наоборот, уменьшается в связи с появ­лением источников резкой концентрации напряжений.

Следует избегать совмещения сварных швов с местами концентрации напряжений от формы. Следует обеспечивать равно­мерную толщину швов, в частности исклю­чать большие скопления наплавленного металла в местах пересечения швов. Следует так располагать швы, чтобы было удобно их сваривать и контроли­ровать.

Кардинальным средством повышения прочности сварных соединений при пере­менных нагрузках является наклеп дробью и чеканка.

В опытах на сварных лабораторных образцах дробеструйной обработкой уда­валось повысить прочность более чем в 1,5 раза и даже довести прочность до прочности целых образцов; прочность соединений электрошлаковой сваркой уда­валось повысить в 2 раза.

Выбор допускаемых напряже­ний. Допускаемые напряжения в сварных швах при статической нагрузке задаются в долях от допускаемого напряжения ос­новного металла соединяемых элементов на растяжение в зависимости от способа сварки.

Допускаемые напряжения основного ме­талла в металлических строительных и крановых конструкциях (в соответствии со «Строительными нормами и правилами» ) определяют по зависимости



где *R* - расчетное сопротивление разру­шению *(R*=0,9σТ для низкоуглеродистой и *R*=0,85σТ для низколегированной ста­ли); *m* - коэффициент условий работы, в большинстве случаев равный 0,9; при повышенной податливости элементов и в некоторых других случаях *т*=0,8; *k*H*­* -коэффициент надежности, обычно *k*H=1?1,2, для подкрановых балок при тяжелом режиме *k*H=1,3?1,5.

Обычно = σТ/(1,35?1,6) для углеродистых и = σТ/(1,5?1,7) для легированных сталей.



В строительных конструкциях при пе­ременных нагрузках расчетные сопротив­ления или допускаемое напряжение умно­жают на коэффициент γ=*с/(а-br)*,если наибольшее напряжение растягивающее, или на коэффициент γ=*с/(а-br)*,если наибольшее напряжение сжимающее, где *r=σmin/σmax* характеристика цикла, *а, b, с* - коэффициенты.

Расчет на сопротивление усталости машиностроительных свар­ных конструкций можно прово­дить по основному металлу вблизи шва, если обеспечена статическая равнопроч­ность со швами.

Расчет на надежность сварных соединений. На основании отечественных и зарубежных исследований, содержащих диапазон рас­сеяния предела выносливости сварных соединений: стыковое соединение, сварка автоматическая и полуавтомати­ческая 0,03; то же, сварка ручная 0,05; нахлесточное соединение 0,06; сварные двутавровые балки 0,05; сварные короб­чатые балки 0,09.

Окалина может служить са­мостоятельным источником вариации пре­дела выносливости с коэффициентом 0,06. Эти коэффициенты должны квадратически суммироваться с коэффициентом вариации для деталей одной плавки без сварного шва и коэффициентом по плавкам.

**9. Паяные соединения**

Паяные соединения - этонеразъемные соединения, обеспечиваемые силами моле­кулярного взаимодействия между соеди­няемыми деталями иприпоем. Припой­ - этосплав или металл, вводимый в расплав­ленном состоянии в зазор между соединяе­мыми деталями и имеющий более низкую температуру плавления, чем соединяемые детали. Отличие пайки от сварки - отсут­ствие расплавления или высокотемпера­турного нагрева соединяемых деталей.

Связь в паяном шве основана на:

растворении металла деталей в расплав­ленном припое;

взаимной диффузии элементов припоя и металла соединяемых деталей;

бездиффузионной атомной связи.

Прочность паяного шва существенно выше, чем припоя, в связи с растворением в слоематериала деталей и в связи с тем, чтослой находится в стесненном напря­женном состоянии между соединяемыми деталями.

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

Основные паяные соединения: внахлест­ку (ПН-l?ПН-6, включая телескопиче­ские ПН-4?ПН-6), встык (ПВ-l, ПВ-2), вскос (ПВ-3, ПВ-4), втавр (ПТ-1?ПТ-4), соприкасающиеся (ПС-l, ПС-2). Преиму­щественное применение имеют соединения внахлестку, как обеспечивающие достаточ­но высокую прочность вплоть до достиже­ния равнопрочности с целыми деталями.

Стыковые соединения имеют примене­ние, ограниченное малыми нагрузками, что связано с малыми поверхностями спая.

Соединения ступенчатые и вскос (ПВ-3, ПВ-4 с углом не более 30°) способны обес­печивать необходимую прочность, но их применение ограничивается сложностью изготовления.

Пайкой соединяют листы, стержни, тру­бы между собой и с плоскими деталямии др. Важную область составляют сотовые паяные конструкции (рисунок 9).

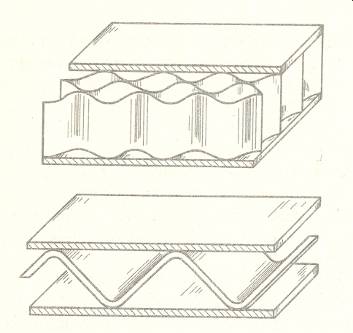


Рисунок 9 – Сотовые конструкции

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

В машиностроении употребительны следую­щие припои.

оловянно-свинцовые по ГОСТ 21930-76\* ­ПОС 61, ПОС 40, ПОС 30, ПОС 10 и др.

оловянно-свинцовые сурьмянистые и мало­сурьмянистые по ГОСТ 21930-76\* (автомоби­лестроение, соединения цинковых и оцинкован­ных деталей и др.);

серебряные, оловянные, оловянно-свинцовые с содержанием серебра до 10 % по ГОСТ 19738-74\* (ответственные соединения, требую­шие высокой прочности, коррозионной стой­кости, относительно невысокой температуры плавления, повышенной электропроводности);

медно-цинковые сплавы - латуни (для боль­шинства металлических деталей, кроме деталей, подвергаемых ударным и вибрационным нагруз­кам).

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

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

Для повышения активности флюса добавляют фтористые и хлористые соли металлов.

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

Наиболее проста пайка паяльником, наибо­лее производительны пайки в жидких средах и в печах.

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

|  |  |  |  |  |
| --- | --- | --- | --- | --- |
| Материал детали | Сталь 20 | Сталь Х18Н9Т | Медь М3 | Латунь Л62 |
| τср, МПа | 28 | 32 | 27 | 22 |

Предел прочности спая на растяжение (по опытам с серебряными припоями ПСр40 и ПСр45) для большинства сталей на 30-40 % выше τср, а для особо высоко­легированных сталей выше до 2 и более раз.

**10. Шлицевые соединения**

Шлицевые соединения (в соответстивии с рисунком 10) условно можно рассматривать как многошпоночное, у которого шпонки выполнены как одно целое с валом. Шпоночные и зубчатые соединения служат для закрепления деталей на осях и валах. Такими деталями являются шкивы, зубчатые колеса, муфты, маховики, кулачки и т. д.

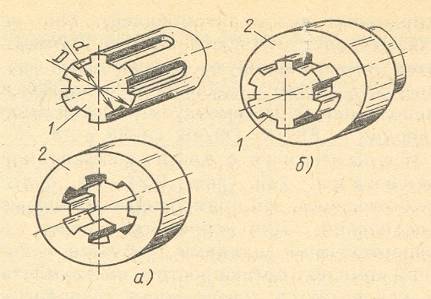


Рисунок 10 – Детали (а) и шлицевое соединение (б): 1- вал; 2 – втулка (ступица)

Соединения обеспе­чивают жесткое фиксирование деталей в окружном направлении и допускают их взаимные осевые перемещения (подвиж­ные соединения).

По форме поперечного, сечения разли­чают три типа соединений: прямобочные ГОСТ 1139-80; эвольвентные ГОСТ6033-80; треугольные (изготовляются по отраслевым стандартам).

Соединения с прямобочными зубьями распространены в машино­строении. В зависимости от числа зубьев (*z*=6?20)и их высоты ГОСТ 1139-80 предусматривает три серии соединенийдля валов с внешним диаметром от 14 до 125 мм.

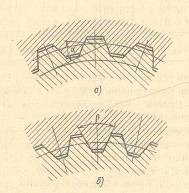


Рисунок 11 – Шлицевые соединения с эвольвентными (а) и треугольными (б) зубьями

При переходе от легкой к тяжелой серии при неизменном внутреннем диа­метре зубьев увеличиваются их число, внешний диаметр и, как следствие, на­грузочная способность.

Центрирование*,* т. е. соосное положение соединяемых деталей, осуществляют: по внешнему (в соответстивии с рисунком 11, а) или внутреннему (в соответстивии с рисунком 11, б) диаметру зубьев, а также по боковым поверхностям зубьев.

Для первых двух типов центрирования соединения имеют минимальные зазоры по поверхностям диаметров *D* и *d* соответ­ственно и ограниченный зазор по боковым сторонам. По нецентрирующему диаметру предусмотрен значительный зазор. При третьем типе центрирования минимальный зазор устанавливают по боковым сторонам зубьев и значительные зазоры по поверх­ностям диаметров *D* и *d.* Стандартом предусмотрены три формы исполнения зубьев вала и одна­ для впадин втулки.

Центрирование по внешнему диаметру зубьев технологически наиболее простое и экономичное, так как центрирующие поверхности допускают точную и произ­водительную обработку.Такое центрирование применяют в основном для неподвижных соединений.

Рекомендуемые посадки по ширине *b* при центрировании по наружному диаметру: F8/f7, F8/f8, F8/js7 и др.

Центрирующие по­верхности вала шлифуют, обеспечивая наиболее высокую точность центрирова­ния. Такое центрирование используют обычно в подвижных соединениях: Реко­мендуют следующие посадки по центри­рующему диаметру *d*:H7/f7, H7/g6, Н7/ js7 и др.

Центрирование по боковым сторонам зубьев применяют сравнительно редко, лишь в соединениях, подверженных ревер­сивным динамическим нагрузкам. Оно не обеспечивает соосности вала и ступицы, хотя имеет высокую нагрузочную спо­собность. Рекомендуемые посадки по ширине *b*:F8/js7, D9/e8. D9/f8 и др.

Соединения с эвольвентными шлицами более технологичны, чем прямобочные шлицевые соединения. Для обработки валов с эвольвентными шлицами требуется мень­ший комплект более простого инструмента и используется совершенная технология зубообработки.

Соединения имеют более высокую точ­ность и прочность благодаря большей пло­щади контакта, большему числу зубьев и скруглению впадин, снижающему кон­центрацию напряжений. В cвязи с этим области применения соединений непрерыв­но расширяются. Их центрирование выпол­няют обычно по боковым поверхностям зубьев. Рекомендуемые посадки: 7H/7h, 7Н/9r, 7Н/8р - для неподвижных соединений и 9H/9f, 9H/9g, 11H/l0d - для подвиж­ных соединений.

В отличие от зубчатых колес угол про­филя (*α=30°*)увеличен, а высота зуба уменьшена (*h=m*).

По ГОСТ 603З-80 размерный ряд охва­тывает эвольвентные шлицевые соедине­ния с модулями *m*=0,5?10 мм, наруж­ными диаметрами *D* =4?500 мм и чис­лами зубьев *z*=6?82.

При использовании прямобочных и эвольвентных соединений для направления осевого перемещения деталей, посаженных на вал (например, зубчатых колес в короб­ках передач), твердость поверхности зубьев повышают до 54-60 HRC для уменьшения изно­са.

Соединения с треугольными зубьями применяют преимущественно для неподвижных соединений при тонкостенных втулках, а также в сое­динениях стальных валов со ступицами из легких сплавов, в приборостроении. Они позволяют координировать положение ва­ла и втулки в пределах малых углов. По рекомендации СЭВ (РС 656-66) угол профиля β=60° при номинальных диа­метрах до 60 мм. Кроме таких соеди­нений, в машиностроении по отраслевым стандартам изготовляют соединения с дру­гими углами профиля (72°, 90° и др.) и *D=*5?75мм.

В быстроходных передачах авиацион­ные и автомобильные коробки передачи т. п. точность центрирования шлицевых соединений часто недостаточна. Для ее по­вышения центрирование осуществляют по вспомогательным поверхностям (коническим, цилиндрическим, а иногда отказываются от применения соединений и колеса изготовляют как одно целое с валом.

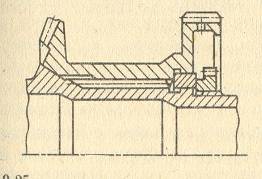


Рисунок 12 – Центрирования деталей шлицевого соединения по конической и цилиндрической дополнительным поверхностям

**Проектирование и расчет соединений.** Основные размеры шлицевого соединения задают при конструировании вала. Длину соеди­нения принимают не более 1,5*D*;при большей длине существенно возрастает нерав­номерность распределения нагрузки вдоль зубьев и трудоемкость изготовления. Учитывая, что соединения в машинах выходят из строя преимущественно из-за повреждения рабочих поверхностей зубьев и усталостного разруше­ния шлицевых валов, после проектирова­ния выполняют проверочный расчет зубьев.

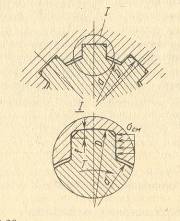


Рисунок 13 – Расчётная схема зуба шлицевого соединения

Условие прочности по допускаемым на­пряжениям смятия имеет вид



где *dm* - средний диаметр соединения; *z* - ­число зубьев; *h* и *l* - соответственно высо­та и длина поверхности контакта зубьев; ψ - коэффициент, учитывающий нерав­номерное распределение нагрузки между зубьями и вдоль зубьев (ψ=0,5?0,7); [σсм] - допускаемое напряжение смятия на боковых поверхностях.

Для соединения с эвольвентными зубья­ми принимают: [σсм] =0,2σв ­для неподвижных соединений с химико­-термической обработкой зубьев;

[σсм] =0,lσв - то же для подвижных сое­динений. Для соединений с зубьями без химико-термической обработки зна­чения [σсм] снижают вдвое. Высота и длина поверхности контакта: для прямобочных зубьев

; ;



для эвольвентных зубьев *h*=*m*; *d*m=*mz*, где *m –* модуль зубьев.

Шлицевым соединениям присуща высо­кая концентрация нагрузки, обусловленная погрешностями изготовле­ния, смещениями осей деталей под нагруз­кой, закручиванием деталей. Лишь в идеально точном соединении при дейст­вии вращающего момента *Т* нагрузка между зубьями распределена равномерно

; где *I* – номер зуба.



При совместном действии момента и радиальной силы *F,* нагрузка между зубьями будет распределяться неравно­мерно

и



В реальных соединениях имеются погрешности в угловом шаге зубьев вала и втулки, а также радиальные зазоры, ко­торые приводят к существенно неравно­мерному распределению нагрузки в ок­ружном направлении и циклическому взаимному смещению деталей в осевом направлении, изнашиванию зубьев и раз­витию контактной коррозии.

В приближенном расчете концентрацию нагрузки учитывают общим коэффициен­том ψ. Для улучшения распределения нагрузки и повышения долговечности соединений повышают точность изготовления, совершенствуют формы деталей и выполняют ряд других мероприя­тий.

**11 Штифтовые соединения**

Штифтовые соединенияприменяют при небольших нагрузках преимущественно в приборостроении. Соединяемые детали сопрягаются при этом по переходным посадкам.

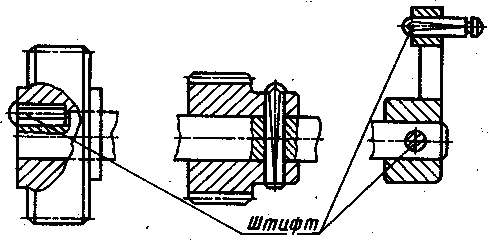


Рисунок 14 – Штифтовые соединения

Для исключения выпадения в процессе работы используют штифты: с насеченными канавками, вальцованные, резьбовые. Часто для этих же целей произ­водят разведение концов штифтов.

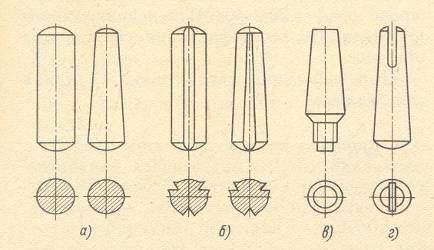


Рисунок 15 – Штифты (а – гладкие, б – с канавками, в – с резьбовым концом, г – разводной конический)

Основные типы штифтов стандартизо­ваны. Их изготовляют из углеродистых сталей 30, 45, 50 и др.

По характеру работы штифтовое соеди­нение подобно заклепочному (работает на срез и смятие). Для расчета соединения используют те же зависимости. Условие прочности при срезе радиального штифта,



а условие прочности по смятию



где *Ft* - срезающая сила (осевая или окружная); *i* - число поверхностей среза; *Ас=*πd2/ 4 - площадь штифта при срезе; *А*см*=d*(*D*-*d*1)- площадь поверхности смятия (сжатия); [τc]=70?80 МПа­ - допускаемое напряжение при срезе; [σсм] =200?300 МПа - допускаемое напряжение при смятии.

Срезающая сила при передаче вра­щающего момента *F*t*=2T/d*1*.*

Штифты диаметром *d=*(0,1?0,15)*d*ви длиной *l=(3?4)d*в *(d*в- диаметр вала) устанавливают по посадке с натягом Н7/r6 в отверстия, совместно просверленные и развернутые при сборке в валу и ступице по стыку посадочных поверхностей.

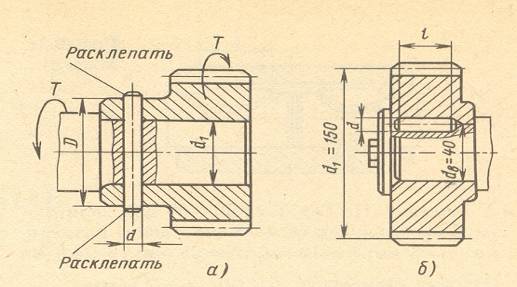


Рисунок 16 – Схемы к расчёту соединений радиальным (а) и осевым (б) штифтами

Многоштифтовые соединения этого типа по прочности близки к шлицевым.

**12. Шпоночные соединения**

Соединения двух со­осных цилиндрических деталей для передачи вращения между ними осуществляется с помощью шпонки 1 (в соответстивии с рисунком 17, а), специальной детали, за­кладываемой в пазы соединяемых вала 2 и ступицы 3.

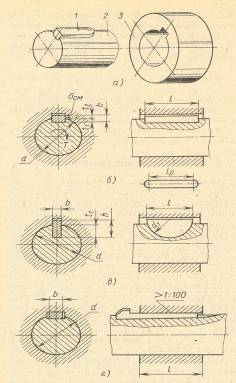


Рисунок 17 – Шпоночные соединения

В машиностроении применяют не­напряженные (без нагрузки) соеди­нения (с помощью призматических и сег­ментных шпонок (в соответстивии с рисунком 17, б и в),и напряженные соединения (с помощью клиновых шпонок (в соответстивии с рисунком 17, г)). Шпонки этих типов стандартизованы, их размеры выбирают поГОСТ23360-78, ГОСТ 24071-80 и ГОСТ24068-80.

Основные достоинства соединений со­стоят в простоте конструкции и возмож­ности жесткой фиксации насаживаемой детали в окружном направлении.

Однако соединения трудоемки в изго­товлении, требуют ручной пригонки или подбора. Это ограничивает использование соединений в машинах крупносерийного и массового производства. Не рекомендуется применение соединений для быстровра­щающихся валов ответственного назначе­ния из-за сложности обеспечения концент­ричной посадки сопрягаемых деталей.

Шпоночные соединения применяют преимущественно в тех случаях, когда посадку с натягом не удается реализовать по условиям прочности или технологическим возможностям.

**Соединения призматическими шпонка­ми**. Применяются в конструкциях наиболее широко, так как просты в изготовлении и имеют сравнительно небольшую глубину врезания в вал.

Шпонки имеют прямоугольное сечениес отношением высоты к ширине от 1 (для валов диаметром до 22 мм) до 0,5 (для валов больших диа­метров). Их устанавливают с натягом в пазы валов. Рабочими у шпонок являют­ся боковые узкие грани. В радиальном направлении предусмотрен зазор, В ответ­ственных соединениях сопряжение дна па­за с боковыми сторонами выполняют по радиусу для снижения концентрации напряжений. Материал шпонок - чистотянутая сталь 45 или сталь Ст6 с пределом прочности σв =590?750 МПа.

Если принять для упрощения, что напря­жения в зоне контакта распределены рав­номерно, и плечо рав­нодействующей этих напряжений равно 0,5*d* (где *d* - диаметр вала), то средние контактные напряжения (напряжения смя­тия, вызывающие смятие рабочих граней)



где *Т* - вращающий момент; lр - рабочая длина шпонки; *t*2*=*0,4*h* -­глубина врезания шпонки в ступицу; - допускаемое напряжение на смя­тие.



На практике сечение шпонки подбирают по ГОСТ 23360-78 в зависимости от диа­метра вала, а длину *l* шпонки назначают на 5-10 мм меньше длины ступицы. Затем по формуле (1) оценивают прочность соединения на смятие или вычисляют пре­дельный момент, соответствующий напря­жению .



Рабочая длина шпонки *l*p*=l-b* может быть определена из очевидного соотношения.

.



Проверку прочности шпонок на срез обычно не производят, так как это условие удовлетворяется при использовании стан­дартных сечений шпонок и рекомендуемых значений *.*



Если условие прочности не выпол­няется, то соединение образуют с помощью двух шпонок, установленных под углом 120 или 180°.

Соединения характеризуются сущест­венно неравномерным распределением нагрузки и напряжений как по высоте сечения, так и по длине шпонки. Это вызывает упругопласти­ческое смятие рабочих граней пазов и шпонки, закручивание ее, особенно при на­личии зазора между валом и ступицей. Поэтому длину шпоночных соединений ог­раничивают (*l*≤1,5*d*),а посадку зубча­тых колес, шкивов, полумуфт и других деталей на валы осуществляют с натягом (посадки Н7/р6; Н7/r6; H7/s7; H7/k6 и т. п.).

В этом случае шпоночные соединения по существу выключаются из работы и оказы­ваются резервными, а шпонки обеспечи­вают лишь жесткую фиксацию в окружном направлении насаживаемых деталей.

**Соединения сегментными шпонками**. Сегментные шпонкиимеют более глубокую посадку и не пере­кашиваются под нагрузкой, они не требуют ручной пригонки. Однако глубокий паз су­щественно ослабляет вал, поэтому сег­ментные шпонки используют преимущест­венно для закрепления деталей на мало­нагруженных участках вала (например, на входных или выходных хвостовиках валов).

Расчет соединений с сегментными шпон­ками также производят по формуле, принимая *t*2*=h-t*1*.* До­пускаемые напряжения смятия при постоянной нагрузке в соединении сталь­ного вала и шпонки из чистотянутой стали (σв=500?600 МПа) в зависимости от материала ступицы можно выбирать следующими: 150-180 МПа - для ступиц из стали; 80-100 МПа - из чугуна и алю­миния; 15-25 МПа - из текстолита и древопластика.



Большие значения принимают при лег­ком режиме работы (переменная нагрузка не больше 5% от постоянной), а мень­шие - при тяжелых условиях эксплуатации (нагрузка знакопеременная с ударами).

**13. Резьба**

Резьба - выступы, образованные на основной поверхности винтов или гаек и расположенные по винтовой линии. Резьбовое соединение образуется двумя (реже тремя) деталями. У одной из них на наружной, а у другой на внутренней поверхности имеются расположенные по винтовой поверхности выступы – соответственно наружная и внутренняя резьба (в соответстивии с рисунком 18).

По форме основной поверхности различают цилиндрические и конические резьбы. Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническую резьбу применяют для плотных соединений труб, масленок, пробок и т. п.

Профиль резьбы — контур сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось основной поверхности. По форме профиля различают треугольные, прямоугольные, тра­пецеидальные, круглые и другие резьбы.

По направлению винтовой линии различают правую и левую резьбы. У правой резьбы винтовая линия идет слева направо и вверх, у левой — справа налево и вверх. Наиболее рас­пространена правая резьба. Левую резьбу применяют только в специальных случаях.

Если витки резьбы расположены по двум или нескольким параллельным вин­товым линиям, то они образуют многозаходную резьбу. По числу захода раз­личают однозаходную, двухзаходную и т. д. резьбы. Наиболее распространена однозаходная резьба. Все крепежные ре­зьбы однозаходные. Многозаходные резь­бы применяются преимущественно в винтовых механизмах. Число заходов больше трех применяют редко.

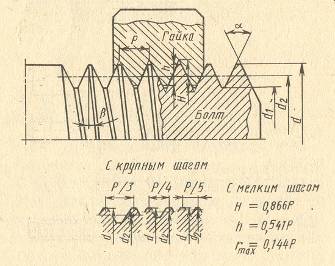


Рисунок 18 – Резьбовое соединение с метрической резьбой

**Методы изготовления резьбы**

1. Нарезкой вручную мет­чиками или плашками. Способ малопроизводительный. Его применяют в индивидуальном производстве и при ремонтных работах.

2. Нарезкой на токарно-винторезных или специальных станках.

3. Фрезерованием на специальных резьбофрезерных станках. Применяют для нарезки винтов больших диаметров с повышенными требованиями к точности резьбы (ходовые и грузовые винты, резьбы на валах и т.д.).

4. Накаткой на специальных резьбонакатных станках-автоматах. Этим высокопроизводительным и дешёвым способом изготовляют большинство резьб стандартных крепёжных деталей (болты, винты и т.д.). Накатка существенно упрочняет резьбовые детали.

5. Литьём на деталях из стекла, пластмассы, металлокерамики и др.

6. Выдавливанием на тонкостенных давленных и штампованных изделиях из жести, пластмассы и т.д.

Наибольшее распространение в машино­- и приборостроении имеет метрическая резьба по ГОСТ 8724-81 с крупными мелким шагами. Она обозна­чается буквой *М* и цифрами, показывающими наружный диаметр резь­бы (например, резьба, имеющая *d*=24 мм, обозначается М24), в обозначении резьбы с мелким шагом, кроме диаметра, в форме сомножителя указывается ее шаг (например, М24?1,5 для резьбы, имеющей *d=*24 мм и *Р=*1,5 мм). Области примене­ния других типов резьб ограничены спе­циальными конструкциями.

**Крепежные детали и типы соединений.** Наибольшее распространение среди резь­бовых деталей получили крепежные болты, винты, шпильки, гайки и вставки. С помощью этих деталей образуют большинство разъемных соединении в конструкциях.

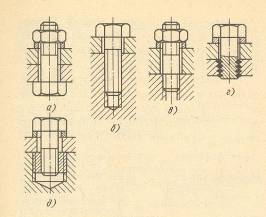


Рисунок 19 – Основные типы резьбовых соединений

Болт (в соответстивии с рисунком 19, а) и винт (в соответстивии с рисунком 19, б) – стержень с головкой и одним резьбовым концом. Шпилька (рисунок 19, в) имеет два резьбовых конца. Вставка (в соответстивии с рисунком 19, г). Винт с резьбовой втулкой (в соответстивии с рисунком 19, д).

Выбор типа соединения определяется проч­ностью материала соединяемых деталей, частотой сборки и разборки соединения в эксплуатации, а также особенностями конструкции и технологии изготовления соединяемых деталей.

Соединения болтомприменяют только при наличии доступа к гайке и головке болта для скрепления деталей сравнитель­но небольшой толщины (например, при наличии специальных поясков или флан­цев), а также при многократной раз­борке и сборке соединений. В последнем случае (особенно при большой толщине соединяемых деталей) предпочтение отда­ется также соединениям винтом или шпилькой.

Соединения винтом и шпилькойпри­меняют для скрепления деталей при нали­чии доступа монтажного инструмента лишь с одной стороны (к гайке). Область применения соединений винтом в силовых конструкциях ограничена, пред­почтение отдается соединениям шпилькой. Шпильки фиксируют (стопорят) в корпусной детали (посадкой на резьбе с натя­гом, завинчиванием на сбег резьбы, с помощью клея и т. д.) для предотвра­щения вывинчивания их при отвинчивании гаек.

Вставкиприменяют в основном для по­вышения износостойкости резьбы в корпу­сах из материалов с невысокой проч­ностью, а также для повышения прочности соединений.

Резьбовые втулкииспользуют преиму­щественно в корпусах из композиционных материалов.

Для предотвращения повреждения по­верхностей соединяемых деталей при за­винчивании гаек под них подкладывают шайбы.

Конструктивным разнообразием отли­чаются стержни болтов (винтов). Наряду с обычной (в соответстивии с рисунком 20), наиболее распростра­ненной формой болта (а)приме­няют другие конструкции. Болт (б) в отличие от предыдущего имеет диаметр стержня несколько больше наруж­ного диаметра резьбы. Такие болты уста­навливают в отверстия корпусов без за­зора. В ряде ответственных соединений для увеличения податливости при меняют полые болты (в). Болты на (г и д) имеют центрирующие пояски под головками, а поясок посередине (д)предназначен для гашения виб­раций стержня.

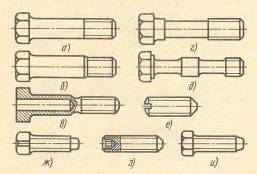


Рисунок 20 – Конструктивные формы стержней болтов

Формы головок болтов (в соответстивии с рисунком 21) и гаектакже разнообразны, выбор их для практического использования опре­деляется преимущественно условиями ра­боты соединений, технологией изготовле­ния крепежных деталей и их сборкой.

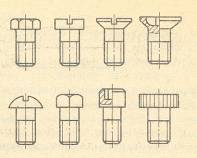


Рисунок 21 – Конструктивные формы головок болтов (винтов)

Для фиксирования деталей на валах, осях и др. применяют установочные винты с резьбой по всей длине стержня и упорным наконечником.

Основ­ные материалы болтов (винтов), шпилек и гаек и их механические характеристики нормированы ГОСТ 1759-82.

Для болтов, винтов и шпилек из угле­родистых и легированных сталей установ­лены 12 классов прочности, а для гаек - семь и соответствующие им рекоменду­емые марки сталей.

Выбор материалаопределяется условия­ми работы. И технологией изготовления. Стержни болтов в массовом производстве изготовляют из пластичных сталей 10, 15, 15Х, 16ХСН и др. на авто­матах методом холодной высадки, резьбу на болтах накатывают.

Для защиты крепежных деталей из угле­родистых сталей от коррозии на них нано­сят окисные пленкиили гальванические покрытия(цинковое, кадмиевое, фосфат­ное, медное и др.). Толщина покрытий выбирается в зависимости от шага резьбы и имеет следующие значения: 3-6 мкм для шага до 0,4 мм, 6-9 мкм – для шага 0,4-0,8 мм и 9-12 мкм для шага свыше 0,8 мм.

**Расчет резьбовых соединений.** Расчет резьбового соединения включает в себя обычно две связанные между со­бой задачи: оценку прочности соединения и оценку плотности сты­ка.

Прочность соединения определяется, как правило, прочностью болта (шпильки), и для ее оценки необходимо знать напряжения в сечении с наименьшей площадью.

В случае, когда внешняя нагрузка на болт изменяется циклически от 0 до *F* , амплитуда переменных напряжений в сечении по внутреннему диаметру резьбы



и среднее напряжение



Практика и экспериментальные исследо­вания показали, что прочность затянутых резьбовых соединений при переменной на­грузке определяется ее амплитудой ;чем меньше ,тем больше долговечность и ресурс работы соединений. Поэтому одна из важнейших задач конструктора резьбо­вого соединения - добиться снижения внешней нагрузки на болт (шпильку).



Правило конструирования резьбового соединения: жесткие фланцы ­податливые болты.

Плотность стыка определяется остаточной силой в стыке. Внешняя на­грузка *F* уменьшает силу на стыке деталей до значения



Если сила на стыке станет равной нулю, то стык раскроется и вся внешняя нагрузка будет восприниматься болтом, что опасно для его прочности.

Для предотвращения раскрытия стыка должно соблюдаться условие *Fс>0*;тогда минимальная сила затяжки



Обычно назначают



где ν - запас по плотности стыка равен 1,25-2 для постоянных нагрузок; 2,5-4 для переменных нагрузок.

Для герметизации стыковприменяют плоские прокладки из резины, картона, алюминия, меди и других мягких мате­риалов, упругие кольца, герметики и т. д. Герметичность стыков и соединений про­веряют течеискателями и другими спосо­бами.

Таким образом, сила предварительной затяжки определяется внешней нагрузкой.

Допустимое напряжение затяжки σ0=F0/A1≤0,8σT где σT- предел текучести материала болта. Обычно назначают σ0= (0,4?0,7) σT.

Для того чтобы соединения работали в расчетных силовых условиях, необходи­мо контролировать затяжку соединений.

**14. Соединения с натягом**

Соединение деталей машин с натягом - разностью посадочных размеров - осуществляют за счет их пред­варительной деформации. С помощью натяга соединяют обычно детали с цилиндри­ческими и реже коническими поверхностями контакта.

Соединение деталей с натягом представляет собой сопря­жение, в котором передача нагрузки от одной детали к другой осуществляется за счет сил трения на поверх­ностях контакта, образующихся благодаря силам упругости. Вследствие этого соеди­нение имеет нежесткую фиксацию деталей в осевом и окружном направлениях.

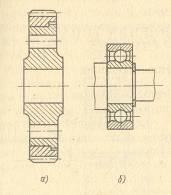


Рисунок 22 – Соединения с натягом венца червячного колеса с центром (а) и шарикоподшипника с валом (б)

Соединения используют сравнительно часто для посадки на валы и оси зуб­чатых колес, шкивов, звездочек и др.

Два способа соединения:

1) При сборке механическим способомохватывае­мую деталь с помощью пресса устанавливают в охватывающую деталь или наоборот. Этот способ ис­пользуется при сравнительно небольших натягах.

2) Тепловой способ соединенияприменяет­ся при больших натягах и производится путем нагрева охватывающей детали до температуры 300 °С в масляной ванне или охлаждения в жидком азоте охватываемой детали. Вы­бор способа зависит от соотношения масс и конфигурации деталей.

В настоящее время получают распрост­ранение так называемые термомеханичес­кие соединенияэлементами с памятью формы. Это свойство присуще сплавам, испытывающим обратимое мартенситное превращение, и характеризуется как спо­собность материала, деформированного в мартенситном состоянии, полностью или частично восстанавливать свою форму в процессе последующего нагрева.

Для конструкционных элементов с па­мятью формы используют никель титановый сплав с температурами мартенсит­ного превращения -80?-150 °С и вос­становления формы -140?-60 °С. Сплав практически полностью восстанавливает заданную деформацию и развивает на­пряжение в условиях противодействия процессу формовосстановления до 200­-400 МПа.

Для предупреждения быстрого нагрева деталь устанавливают монтажными кле­щами, губки которых либо изготовляют из материала с большей теплоемкостью, на­пример, меди, либо имеют хлопчатобумаж­ный вкладыш, впитывающий жидкий азот. Допускается сборка такими клещами в течение 2-3 мин.

Нагрев детали теплотой окружающей среды приводит к восстановлению ее прежних размеров и образованию натяга.

Достоинства соединенийс натягом оче­видны: они сравнительно дешевы и просты в выполнении, обеспечивают хорошее цент­рирование сопрягаемых деталей и могут воспринимать значительные статические и динамические нагрузки. Области примене­ния таких соединений непрерывно расши­ряются.

Недостатки соединений*:* высокая трудо­емкость сборки при больших натягах; сложность разборки и возможность по­вреждения посадочных поверхностей при этом; высокая концентрация напряжений; склонность к контактной коррозии из-за неизбежных осевых микросмешений точек деталей вблизи краев соединения и, как следствие, пониженная прочность соедине­ний при переменных нагрузках; отсутст­вие жесткой фиксации деталей.

**Расчет соединений и подбор посадки.**

Ос­новная задача расчета состоит в опреде­лении потребного натяга и соответствую­щей ему посадки по ГОСТ 25347-82 для передачи заданной сдвигающей на­грузки от вращающего момента или осе­вой силы.

Возможны случаи, когда посадка не мо­жет быть реализована в конструкции по условиям прочности (обычно охватываю­щей детали).

Поэтому при проектировании соедине­ний должны быть обеспечены как требо­вания взаимной неподвижности деталей соединения, так и усло­вия прочности деталей.

Условие неподвижности деталей соеди­нения. Выражает собой математически уравнение равновесия: при передаче внеш­ней нагрузки соединяемые детали должны быть взаимно неподвижны.

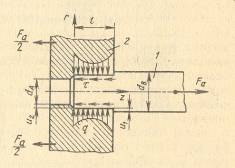


Рисунок 23 – Расчётная схема соединения с натягом

Рассмотрим соединение с натягом дета­лей 1 (в соответствии с рисунком 23) и 2 при действии сдвигаю­щей силы, например, осевой *Fа.* Взаимное смещение деталей в соединении ограниче­но деформациями за счет сил сцепления, которые возникают благодаря контактным напряжениям *q* от натяга.

Если принять, что отнесенная к площади контакта сила трения τ пропорциональна контактному напряжению *q* между сопря­женными деталями, то



где *f* - коэффициент трения.

Условие взаимной неподвижности дета­лей соединения при действии сдвигаю­щей нагрузки примет вид



где *d* и *l* - диаметр и длина посадочной поверхности.

Введем в рассмотрение номинальные контактные напряжения

; тогда



Из неравенства следует, что нагрузочная способность соединения определя­ется номинальными контактными напряжениями и состоянием контактирующих поверхностей. Напряжения зависят от натяга в соединении и условий работы.

Детали соединения будут взаимно не­подвижными, если средние контактные на­пряжения



где *k* - коэффициент запаса сцепления, учитывающий возможное рассеяние значе­ний коэффициентов трения, погрешности в форме контактирующих поверхностей и изгиб деталей, ослаб­ляющие их сцепление.

Для соединений, подверженных изгибу, например, соединений валов и зубчатых колес редукторов, принимают значение *k=*3,0?4,5,понижая таким образом склонность соединений к фреттинг-корро­зии. В остальных случаях *k=*I,5?2,0.Значение коэффициента сцепления в формуле следует принимать минимальным из или устанавливать экспериментально.

Нагрузочная способность соединения может быть увеличена также за счет повы­шения коэффициента трениямежду деталями. Эффективным оказы­вается осаждение на поверхности вала тон­кого слоя из частиц карбида бора В4С или карбида кремния SiC. Такой слой повышает коэф­фициент трения в соединении с натягом до 0,7 благодаря эффекту микрозацепле­ния и, как следствие, в несколько раз увеличи­вает нагрузочную способность соединения при неизменном натяге.

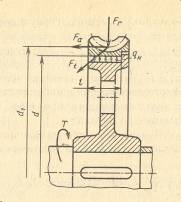


Рисунок 24 – Внешние силы действующие на соединение

Сдвигающая силаможет быть осевой, т. е.



или окружной (тангенциальной), т. е.



При совместном действии осевой силы и вращающего момента принимают



Уравнение выражает связь внеш­них и внутренних силовых факторов. Для решения задачи следует выразить контакт­ные напряжения через смещения точек деталей.

Условие совместности пере­мещений сопряженных деталей. Предположим, что охватывающая деталь 2 запрессована на охватываемую деталь 1. Тогда в резуль­тате деформации точки поверхностей де­талей 1 и 2 получат радиальные перемещенияu1 и u2, а радиальный натяг *δ* будет скомпенсирован этими перемеще­ниями, т. е.



где Δ = *dВ- dА* - диаметральный натяг деталей.

Уравнение отражает геометричес­кую сторону задачи. Для ее решения необходимо выразить смещения в уравне­нии через контактные напряжения.

Связь смещений и контакт­ных напряжений в соединении. Контактные напряжения *q* в общем случае распределены по длине соединения существенно неравномерно, так как равномерной деформации препятствуют выступающие части деталей. Связь смещений и контактных давлений имеет вид



где - функция влияния, показы­вающая перемещение точек контакта в сечении *z* = с от единичной радиальной силы, приложенной в сечении *z=*ζ; i= 1; 2 - номер детали.



Значения функции λ можно получить расчетом.

В предварительном расчете полагают, что контактные напряжения одинаковы во всех точках поверхностей контакта. Это экви­валентно допущению о сопряжении двух цилиндров одинако­вой длины.

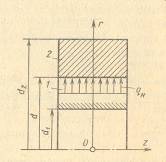


Рисунок 25 – Расчётная схема соединения с натягом

Задача о сопряжении с натягом двух толстостенных цилиндров бесконечной длины рассмотрена в сопротивлении ма­териалов. Установлено, что радиальные перемещения точек кон­такта

;



где λ1 и λ2 - коэффициенты радиальной податливости деталей 1 и 2; *q*н- номинальное контактное напряже­ние.

Смещение *u*1считают отрицательным, так как оно происходит в направлении, противоположном направлению оси *r.*

Соотношения отражают физичес­кую сторону задачи. Коэффициенты ра­диальной податливости зависят от ра­диальных размеров и материалов деталей:



где *d* - посадочный диаметр; *Е*1, ν1 и *Е*2, ν2 - модуль упругости и коэффициент Пуассона соответственно для охватывае­мой и охватывающей деталей; *d*1 - диа­метр отверстия в охватываемой детали; *d*2 - наружный диаметр охватывающей детали.

Учитывая равенство, несложно получить:



Отметим, что натяг Δ в равенстве является расчетными соответствует разности посадочных диаметров деталей с идеально гладкими поверхностями.

Расчет требуемого натяга. Расчетное значение натяга, обеспечиваю­щее передачу соединением внешней сдви­гающей нагрузки, несложно найти, из соотношений:



Расчетный натяг Δ принимают в ка­честве минимального требуемого натяг*а* Δ\* (т. e. Δ=Δ\*) при тепловом способе сборки.



Где uR – поправка на обмятие шероховатостей, мкм; uR=5,5(Ra1+Ra2)=1,2(Rz1+Rz2); Ra1 и Ra2, Rz1 и Rz2 - параметры шероховатостей деталей.

Если соединение работает при повы­шенной температуре, то ослабление натяга за счет нагреваучитывают поправкой на температурную деформа­цию:



где α1 и t1 соответственно коэффициент линейного расширения и рабочая темпера­тура охватываемой детали; α2и t2- то же, охватывающей детали.

В соединениях быстровращающихся де­талей также происходит «потеря» натяга

где ρ - плотность материала; ν - коэф­фициент Пуассона материала детали; ω - угловая скорость.

При угловой скорости



натяг в соединении исчезнет *(q*н=0).

С учетом этих замечаний минимальный требуемый натяг*:* при тепловом способе сборки



при механическом способе сборки



Значение минимального требуемого на­тяга, определяемого условиями нагружения и сборки, используется для подбора минимального натяга посадки (табличного натяга) Nmin:



Тип посадки по ГОСТ 25347-82 задает­ся минимальным *N*min и максимальным *N*mах табличными натягами. Для его назна­чения необходимо установить также наи­большее допустимое значение натяга, определяемое условиями прочности.

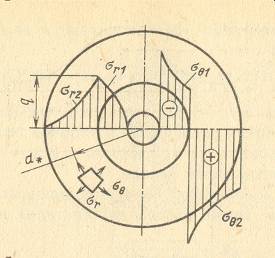


Рисунок 26 – Напряжение в поперечном сечении соединения

Расчет макcимального натя­га. Натяг вызывает в соединяемых де­талях радиальные σrи окружные σθ на­пряжения (в соответствии с рисунком 26).

Напряжения в охватываемой детали (вале)



Напряжения в охватывающей детали (ступице)



где d\* - диаметр сечения, в котором вы­числяют напряжения.

Распределение напряжений в попереч­ном сечении деталей соединения. Наибольшие напряжения воз­никают у внутренней поверхности охваты­вающей детали (*d\*=d*); здесь

;



Условие отсутствия пластических дефор­маций по теории максимальных касатель­ных напряжений



где - предел текучести материала де­тали.



Практика показала, что небольшие плас­тические деформации в контакте не пони­жают работоспособности соединений, поэ­тому в расчете максимального допусти­мого контактного напряжения принимают , откуда



и соответствующий наибольший расчетный натяг



Наибольший допустимый натягΔ\*max при тепловом способе сборки равен рас­четному, т. е. Δ\*max=Δmax, а при механи­ческом - Δ\*max *=* Δmax *+uR.*

По условиям прочности Δ\*max≥Nmax, где Nmax - максимальный табличный натяг посадки.

Уменьшение внутреннего диаметра охва­тываемой детали



и увеличение наружного диаметра охватывающей детали



Сила запрессовки



Если , то , где - наибольшая сдвигающая нагрузка. При этом наименьшая полезная сдвигающая нагрузка



При определении и для соеди­нений, выполненных механическим спосо­бом, необходимо из табличных значений натяга *N*max и *N*min вычесть значение *u*R



Разность температур, необходимая при тепловом способе сборки (нагрев или ох­лаждение),



где - зазор между деталями при сбор­ке, мкм.



Табличные натяги. Каждой стан­дартной посадке с натягом (ГОСТ 25347- 82) соответствуют определенные значения минимального *N*minи максималь­ного *N*max натягов - табличные натяги. Для построения таблиц ис­пользуют два метода расчета натягов и в соответствии с ними натяги назы­вают предельными и вероятностными.

Предельные натяги определяются откло­нениями отверстий и валов. При посадке по системе отверстий



где *ES* и *es* - верхнее отклонение соот­ветственно отверстия и вала; *ei* – нижнее отклонение вала.

Полученные таким образом натяги назы­вают вероятностными*.* При нормальном законе распределения размеров



где *N*m- средний натяг; *u*р- квантиль нормального распределения; *S*N- среднее квадратическое отклонение табличного на­тяга.

Средний натягопределяется средними значениями отклонений



где ; ;



Td и TD – допуски соответственно основного отверстия и вала.

Среднее квадратическое отклонение таб­личного натяга



где



Квантиль нормального распределения *u*рпринимает следующие значения в за­висимости от вероятности *Р* неразруше­ния соединения:

*P* 0,5 0,9 0,95 0,97 0,99 0,995 0,997 0,999

*u*р 12 1,28 1,64 1,88 2,33 2,58 2,75 0,1