

Федеральное агентство железнодорожного транспорта
Федеральное государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
„ПЕТЕРБУРГСКИЙ
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ“

Т. В. ВИНОГРАДОВА

**ОСНОВЫ РАСЧЕТА
СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

Учебно-методическое пособие

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГ
ПГУПС
2011**

Федеральное агентство железнодорожного транспорта
Федеральное государственное образовательное учреждение
высшего профессионального образования
«ПЕТЕРБУРГСКИЙ ГОСУДАРСТВЕННЫЙ УНИВЕРСИТЕТ ПУТЕЙ СООБЩЕНИЯ»

Т. В. ВИНОГРАДОВА

ОСНОВЫ РАСЧЕТА СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Учебно-методическое пособие

Санкт-Петербург
ПГУПС
2011

УДК 621.01
В49

Рецензенты:

кандидат технических наук, директор Санкт-Петербургского
монетного двора – филиала ФГУП «Гознак» *С. В. Орлов*;
кандидат технических наук, профессор Петербургского
государственного университета путей сообщения *А. А. Алексеев*

Виноградова Т. В.

В49

Основы расчета соединений деталей машин: учебно-методическое пособие / Т. В. Виноградова. – СПб. : Петербургский государственный университет путей сообщения, 2011.

Разработано в соответствии с программами и учебными планами дисциплины «Детали машин», а также раздела по деталям машин дисциплины «Механика» и «Прикладная механика» при изучении и выполнении расчетных работ по теме «Соединения».

Приведены проектные и проверочные расчеты на прочность сварных, резьбовых, шпоночных и шлицевых соединений и соединений с натягом.

УДК 621.01

© Виноградова Т. В., 2011
© Петербургский государственный
университет путей сообщения,
2011

Введение

Каждая машина получается в результате сборки деталей, которые могут соединяться между собой как подвижно, так и неподвижно. Подвижные соединения обеспечивают движение детали относительно другой (например, соединение вала с подшипниками, токарного станка со станиной и др.). Неподвижные соединения жестко скрепляют две или несколько деталей (например, сварные, резьбовые и др.).

По признаку возможности разборки и последующей эксплуатации все виды соединений можно разделить на разъемные и неразъемные.

Неразъемными соединениями называют соединения, которые невозможно разобрать без разрушения или повреждения деталей. К ним относят клёпаные, паяные, сварные, клееные соединения, а также иногда соединения с натягом.

Разъемные соединения допускают разборку и повторную сборку соединяемых деталей без повреждения. К ним относят резьбовые, шпоночные, шлицевые, профильные соединения и некоторые другие.

Промежуточное положение между разъемными и неразъемными соединениями занимают *соединения с натягом*. Во многих случаях эти соединения проектируются как неразъемные, так как их разборка может вызвать повреждение поверхностей и ослабление посадки. При малых натягах, характерных, например, для колец подшипников качения, эти повреждения незначительны.

Выбор типа соединения зависит от предъявляемых к нему требований. Требования могут быть экономические, технологические, конструктивные.

Критериями работоспособности соединений деталей являются: *прочность* (статическая и усталостная); *износостойкость*; для многих соединений – *герметичность*; в ряде случаев – *жесткость* соединения.

1. РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Сварные соединения – наиболее распространенный тип неразъемных соединений. Они образуются путем местного нагрева деталей в зоне их соединения. Применяют различные виды сварки; при этом наибольшее распространение имеют электрические, основными из которых являются *дуговая сварка* (автоматическая под флюсом, полуавтоматическая шлаковая, ручная) и *контактная сварка*. Далее рассматриваем только соединения ду-

говой сваркой. В зависимости от взаимного расположения соединяемых деталей применяют следующие типы сварных соединений:

стыковые соединения – наиболее надежные из всех сварных соединений, их рекомендуют в конструкциях, подверженных воздействию переменных нагрузок;

нахлестанные соединения, среди которых по расположению шва различают лобовые, фланговые и комбинированные;

тазовые соединения, в которых свариваемые элементы располагаются во взаимно перпендикулярных плоскостях; при этом соединение может быть выполнено угловыми или стыковыми швами.

Основным критерием работоспособности швов сварных соединений является *прочность*. При этом расчет на прочность основан на допущении, что напряжения в шве распределены равномерно как по длине, так и по сечению.

Расчет швов стыковых сварных соединений выполняют на растяжение или сжатие по сечению соединяемых деталей без учета возвышения шва (рис. 1.1). Условие прочности шва на растяжение имеет вид:

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{F}{\delta \cdot l_{ш}} \leq [\sigma_p]', \quad (1.1)$$

где F – растягивающая сила, Н;

δ – толщина шва, принимается равной толщине детали, мм;

$l_{ш}$ – длина шва, мм;

σ_p и $[\sigma_p]'$ – расчетное и допускаемое напряжения для шва соответственно, МПа (см. табл. 1.1).

Допускаемые напряжения для сварных швов при статической нагрузке задают в долях от допускаемого напряжения $[\sigma_p]$ на растяжение основного металла (см. табл. 1.1):

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S_T]}, \quad (1.2)$$

где σ_T – предел текучести основного металла, МПа;

$[S_T]$ – допускаемый коэффициент запаса прочности.

Для низкоуглеродистых сталей $[S_T] = 1,35-1,6$.

Для низколегированных сталей $[S_T] = 1,5-1,7$.

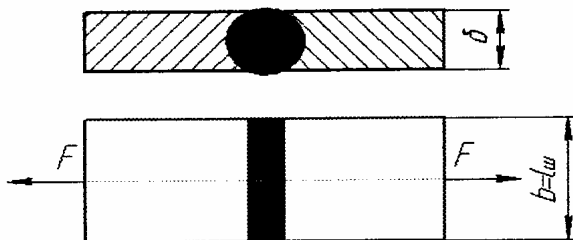


Рис. 1.1. Расчет стыкового сварного соединения

Пример 1. Рассчитать стыковой шов, соединяющий два листа из стали, и определить ширину свариваемых листов b , если задано растягивающее усилие $F = 20$ кН, толщина свариваемых листов $\delta = 12$ мм. Марка стали – Ст4 (см. табл. П6 прил.) $\sigma_T = 265$ МПа, метод сварки – ручная, марка электрода – Э50. Коэффициент запаса прочности $S = 1,5$.

Решение. 1. Допускаемое напряжение на растяжение

$$|\sigma_p| = \frac{\sigma_T}{[S_T]} = \frac{265}{1,5} = 146,7 \text{ МПа.}$$

2. Ширина свариваемых листов $b_p \geq \frac{F}{\delta \cdot [\sigma_p]} = \frac{20000}{12 \cdot 146,7} = 11,36$ мм.

Из-за дефектов сварки на концах сварочного шва $b = b_p + (5 \dots 10 \text{ мм})$. Принимаем $b = 20$ мм.

Нахлесточные соединения угловыми швами рассчитывают на срез по опасному сечению I-I (рис. 1.2, б) совпадающему с биссектрисой прямого угла. Расчетная высота h опасного сечения шва составляет: для ручной сварки $h = 0,7k$; для автоматической $h = k$, где k – катет шва, в большинстве случаев принимаемый равным толщине δ свариваемых деталей, но не менее 3 мм.

Условие прочности шва на срез при действии растягивающей или сжимающей силы F :

$$\tau_{cp} = \frac{F}{A} = \frac{F}{h \cdot l_{ш}} \leq [\tau_{cp}]', \quad (1.3)$$

где τ_{cp} и $[\tau_{cp}]'$ – расчетное и допускаемое напряжения для шва соответственно, МПа (см. табл. 1.1);

$l_{ш}$ – расчетная длина шва, мм; в соединении лотовыми швами $l_{ш} = l_{л}$ (рис. 1.2, а), фланговыми швами $l_{ш} = l_{фл}$ (рис. 1.2, б), в комбинированном шве $l_{ш} = l_{л} + l_{фл}$ (рис. 1.2, в).

Таблица 1.1

Допускаемые напряжения для сварных соединений деталей из низкоуглеродистых и низколегированных сталей

Вид деформации и напряжения	Автоматическая и полуавтоматическая сварка под флюсом	Ручная дуговая сварка электродами	
		Э42А, Э50А	Э42, Э50
Растяжение $[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$
Сжатие $[\sigma_{сж}]$	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$	$[\sigma_p]$
Срез $[\tau_{ср}]$	$0,8[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$

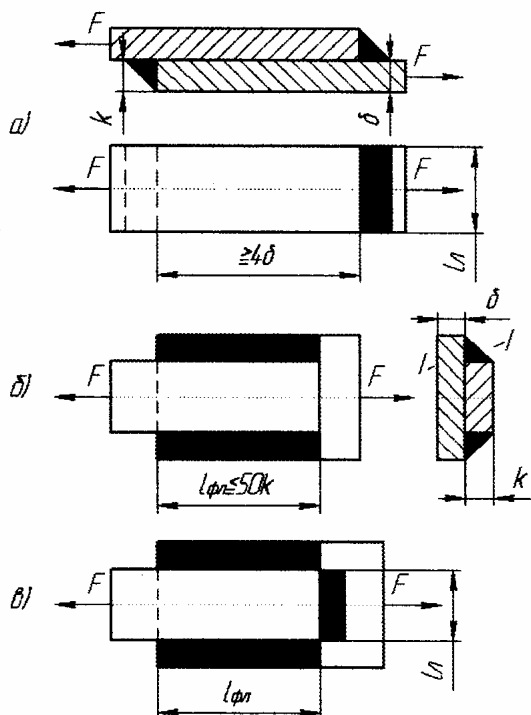


Рис. 1.2. К расчету нахлесточных сварных соединений угловыми швами: а – лотовыми; б – фланговыми; в – комбинированными

Пример 2. Рассчитать двойной лобовой шов (см. рис. 1.2, а), соединяющий два листа толщиной $\delta = 8$ мм, и определить ширину листа b (длину сварного шва). Растягивающее усилие $F = 80$ кН. Марка стали – Ст5 (см. табл. Пб прил.), $\sigma_T = 285$ МПа. Метод сварки – ручная, марка электрода – Э50. Коэффициент запаса прочности $S = 1,5$.

Решение. 1. Катет сварного шва. В нахлесточных соединениях угловыми швами катет сварного шва принимают равным толщине свариваемых деталей $k = \delta = 8$ мм. Для ручной сварки высота углового шва $h = 0,7k$; $h = 5,6$ мм.

2. Допускаемое напряжение среза $[\tau'_{cp}] = 0,65[\sigma_p]$,

$$\text{где } [\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S_T]} = \frac{285}{1,5} = 190 \text{ МПа.}$$

$$\text{Тогда } [\tau'_{cp}] = 0,65[\sigma_p] = 0,65 \cdot 190 = 123,5 \text{ МПа.}$$

3. Суммарная длина лобового шва

$$l_n = l_{1n} + l_{2n} = \frac{F}{0,7 \cdot h \cdot [\tau'_{cp}]} = \frac{80000}{0,7 \cdot 5,6 \cdot 123,5} = 165,25 \text{ мм.}$$

Ширина листов $b = l_n/2 = 82,6$ мм. Принимаем $b = 85$ мм.

2. РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Резьбовые соединения – наиболее распространенные и старейшие разъёмные соединения. Резьбовое соединение – это соединение деталей с помощью резьбы.

Основные резьбовые соединения: болтовое, винтовое, шпильное. Их создают болты, винты, шпильки, гайки и другие детали, снабженные резьбой. Основным элементом резьбовых соединений является резьба. Резьбу имеют более 60% деталей, применяемых в конструкциях. Резьба получается путем прорезания на поверхности деталей канавок по винтовой линии.

Винтовую линию резьбы образует гипотенуза огибаемого вокруг прямого кругового цилиндра прямоугольного треугольника, один катет которого равен πd_2 , второй p_h , где d_2 – средний диаметр резьбы, p_h – ход резьбы.

ГОСТ 11708-82 устанавливает термины и определения в области цилиндрической и конической резьб.

Основными крепежными деталями резьбовых соединений являются болты, винты, гайки, шайбы и стопорные устройства, предохраняющие гайки от самоотвинчивания.

Болт – цилиндрический стержень с головкой на одном конце и резьбой на другом. Болты используют в комплекте с гайкой, при этом нарезать резьбу в соединяемых деталях не требуется. Болты применяют для скрепления деталей небольшой толщины при наличии места для расположения головки болта и гайки или когда необходимо часто разбирать и собирать соединение, а материал слепляемых деталей не обеспечивает достаточную прочность резьбы.

Винт – цилиндрический стержень с головкой на одном конце и резьбой на другом, которой он ввертывается в резьбовое отверстие одной из скрепляемых деталей; иногда винт может не иметь головки. Винты применяют в случаях достаточной прочности материалов деталей с резьбой и достаточной их толщины.

Шпилька – цилиндрический стержень с резьбой на обоих концах, причем одним концом она ввертывается в одну из скрепляемых деталей, а на другой конец ее наворачивается гайка. Шпильки применяют в тех же случаях, что и винты, но когда материал детали не обеспечивает достаточную прочность резьбы, а по условиям эксплуатации требуются частые разборка и сборка соединения. Применение винтов в данном случае привело бы к преждевременному износу резьбы детали при многократном отвинчивании и завинчивании. Шпильки ввинчивают в деталь с помощью гайки, навинченной поверх другой гайки, или с помощью шпильковёрта.

Гайка – деталь с резьбовым отверстием, наворачивается на болт или шпильку и служит для соединения скрепляемых при помощи болта или шпильки деталей соединения.

Шайба – кольцо, подкладываемое под гайку, а также головку винта или болта для предохранения поверхности детали от задира при затягивании гайки, для увеличения опорной поверхности и в некоторых случаях для стопорения.

Вид применяемых крепежных деталей определяет вид резьбового соединения: болт образует болтовое соединение, винт – винтовое соединение, шпилька – шпилечное соединение.

Различают следующие способы предохранения резьбовых элементов от самоотвинчивания:

гаечные замки I группы повышением сил трения в резьбе или на опорных торцах головок винтов, болтов и гаек, что достигается применением контргаек, пружинных шайб и др. Данный способ позволяет легко регулировать силу затяжки резьбовых деталей путем поворота одной из резьбовых деталей на соответствующий угол;

гаечные замки II группы жестким соединением резьбовых деталей без возможного поворота их, что осуществляется применением стопорных шайб с лапкой, стопорных шайб с носком, разводных шплинтов, мягкой проволоки и др.;

путем сварки головки винта, болта, гайки или шпильки;

посредством кернения резьбовых деталей с торца и боков;

расклепыванием стержня резьбовой детали, закрашиванием лаком резьбы под гайку и др.

На рис. 2.1 показаны все основные геометрические параметры резьбы применительно к цилиндрической метрической резьбе – наиболее распространенной и типичной для инженерной практики.

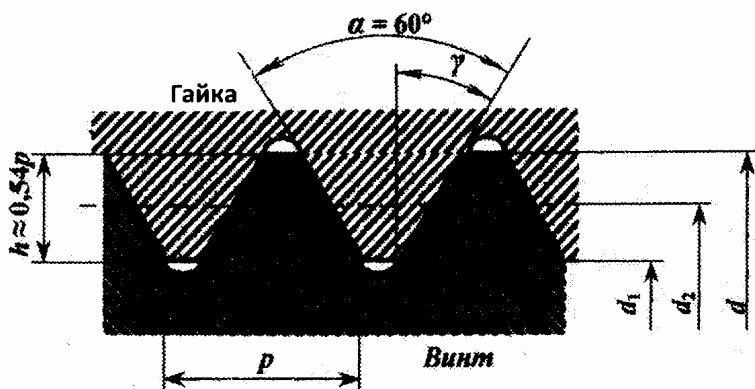


Рис. 2.1. Основные параметры цилиндрической резьбы

Основные измеряемые геометрические параметры резьбы:

d – номинальный диаметр резьбы (наружный диаметр для болта, винта или шпильки, внутренний – для гайки);

d_1 – внутренний диаметр резьбы; номинальные значения d и d_1 одинаковы для винта и гайки, а зазоры во впадинах образуются за счет предельных отклонений размеров диаметров;

d_2 – средний диаметр резьбы – диаметр воображаемого цилиндра, на котором толщина витка равна ширине впадины;

p – шаг резьбы – расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы;

α – угол профиля резьбы (для каждого типа резьбы своё значение);

γ – угол наклона боковой стороны профиля к перпендикуляру к оси резьбы;

h – рабочая высота профиля, по которой соприкасаются боковые стороны профилей винта и гайки.

Резьбу характеризуют также вычисляемые геометрические параметры:

ход резьбы при числе заходов i

$$p_h = i \cdot p; \quad (2.1)$$

угол подъёма резьбы – угол подъёма развёртки винтовой линии по среднему диаметру

$$\Psi = \arctg \frac{p_h}{\pi d_2} = \arctg \frac{i \cdot p}{\pi d_2}. \quad (2.2)$$

Метрическая резьба. Это наиболее распространенная из крепёжных резьб. Профиль – равносторонний треугольник с углом при вершине 60° . Вершины витков и впадин притупляются по прямой или дуге, что уменьшает концентрацию напряжений, предохраняет резьбу от повреждений, а также удовлетворяет нормам техники безопасности. Заданный зазор делает ее негерметичной.

По стандарту метрические резьбы делятся на резьбы с крупным и мелким шагом. В качестве основной крепёжной применяют резьбу с крупным шагом, так как она менее чувствительна к износу и неточностям изготовления. Резьбы с мелким шагом меньше ослабляют деталь и характеризуются повышенным самоторможением, так как при малом шаге угол подъёма винтовой линии сравнительно мал. Мелкие резьбы применяются в резьбовых соединениях, подверженным переменным и знакопеременным нагрузкам, а также в тонкостенных деталях.

В условное обозначение однозаходной цилиндрической метрической резьбы должны входить: буква М (метрическая), номинальный диаметр d резьбы в миллиметрах, значение шага p (только для резьбы с мелким шагом), буквы LH – для левой резьбы, обозначение поля допуска диаметра резьбы. Пример обозначения только геометрических параметров резьбы номинальным диаметром $d = 24$ мм с крупным шагом: M24. То же с мелким шагом $p = 2$ мм: M24 \times 2. То же с левой резьбой: M24 \times 2LH.

Многозаходные резьбы должны обозначаться буквой М, номинальным диаметром d , числовым значением хода p_h и в скобках буквой P с числовым значением шага p , например: трёхзаходная левая резьба с шагом 1 мм и величиной хода 3 мм – M24 \times 3(P1) LH. Полное обозначение этой же наружной резьбы с полем допуска 6g: M24 \times 3(P1)LH – 6g.

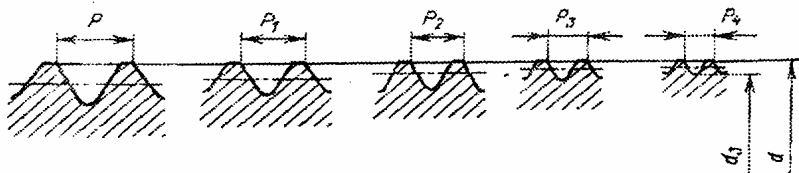


Рис. 2.2. Изменение среднего диаметра метрической резьбы в зависимости от коэффициента измельчения шага

Коническая метрическая резьба имеет конусность 1:16 и обозначается буквами МК.

Трапецидальная резьба. Имеет профиль в виде равнобочной трапеции с углом профиля 30° . Основная резьба в передаче винт–гайка. Разделяется на резьбы с крупным, средним и мелким шагом. Имеет меньше потери на трение, чем треугольная резьба, удобна в изготовлении и более прочная, чем прямоугольная. Применяется для передачи реверсивного движения под нагрузкой (ходовые винты станков, грузовые винты домкратов, прессов и т. п.), иногда – как крепёжная резьба.

В условное обозначение входят буквы Тг, в остальном порядок записи такой же, как и для метрической резьбы. Например: Тг40×6, то же для левой резьбы – Тг40×6ЛН.

Упорная резьба. Профиль витков – неравнобочная трапеция. Угол наклона рабочей стороны профиля – 3° . Угол наклона нерабочей стороны профиля – 30° . КПД выше, чем у трапецидальной резьбы. Применяется для винтов с большой односторонней осевой нагрузкой в прессах, нажимных устройствах прокатных станов, в грузовых крюках и т. п.

В условное обозначение входит буква S, например, S80 × 16; то же для левой резьбы S80 × 16ЛН.

Трубная резьба. Профиль – равнобедренный треугольник. Угол профиля – 55° . Вершины витков и впадин закруглены. Герметична из-за отсутствия радиального зазора. Применяется для соединения труб и арматуры трубопроводов. За основной (номинальный) размер, характеризующий резьбу и указываемый в обозначении резьбы, принят условный внутренний диаметр трубы (проход в свету). Трубная коническая резьба обеспечивает герметичность без специальных уплотнений. Ее применяют для соединения труб, установки пробок, масленок и т. п.

В условное обозначение трубной резьбы должны входить: буква G (для цилиндрической резьбы), R – для наружной конической, R_e – для внутренней конической, условный внутренний диаметр трубы в дюймах и класс точности среднего диаметра, а также, при необходимости, указание

левой резьбы, например: $G1\frac{1}{2}LH - A$ – трубная цилиндрическая резьба с условным диаметром 1,5", левая, класса точности А.

Дюймовая резьба. Профиль – равнобедренный треугольник. Угол профиля – 55° . Диаметр измеряется в дюймах, шаг – числом витков резьбы на длине в один дюйм ($1'' \approx 25,4$ мм). Применяется только для резьбовых деталей старых, а также импортных машин. Стандарта на резьбу нет.

Круглая резьба. Профиль с углом в 30° , полученный сопряжением двух дуг окружностей одного радиуса, изготавливается по стандарту. Обладает высокой динамической прочностью. Применяется для цоколей и патронов электроламп и светильников, для санитарно-технической арматуры, для винтов, подверженных большому динамическим напряжениям, а также часто завинчиваемых и отвинчиваемых в загрязненной среде (пожарная арматура, вагонные стяжки). Попадающие в резьбу загрязняющие частицы выжимаются в зазоры. В условные обозначения входят буквы *Rd* и номинальный диаметр.

Прямоугольная резьба. Профиль резьбы – квадрат, $\gamma = 0^\circ$. Обладает пониженной прочностью. Применяется ограниченно в малонагруженных передачах винт–гайка, так как при изнашивании образует осевые зазоры, которые трудно устранить. Не стандартизована, поэтому все необходимые размеры проставляют непосредственно на ее изображении.

Основные механические характеристики (предел прочности σ_b , предел текучести σ_T , относительное удлинение δ и др.) материалов болтов (винтов), шпилек и гаек нормированы ГОСТ 1759-87. В зависимости от них крепежные детали подразделяются на классы прочности. Для гаек установлены семь классов прочности, для болтов – двенадцать классов прочности: 3.6; 4.6; 4.8; 5.6; 5.8; 6.6; 6.8; 6.9; 8.8; 10.9; 12.9; 14.9. Первое число в обозначении класса прочности, умноженное на 100, указывает минимальное значение временного сопротивления (предела прочности) σ_b , МПа, а произведение двух чисел, умноженное на 10, определяет предел текучести σ_T , МПа (для класса прочности 3.6 значения приближительные). Например, для болта класса прочности 5.8 минимальный предел прочности составляет $\sigma_b = 5 \cdot 100 = 500$ МПа, а предел текучести $\sigma_T = 5 \cdot 8 \cdot 10 = 400$ МПа.

Основным критерием работоспособности резьбовых соединений является *прочность*. Под действием осевой силы (силы затяжки резьбового соединения) в стержне болта, винта или шпильки возникают напряжения растяжения, в теле гайки – сжатия, в витках резьбы – смятия, среза.

Рекомендуемые классы прочности и марки сталей для болтов

Характеристика резьбового соединения	Класс прочности	Марка стали
Неответственное	4.6	20
Общего назначения	5.6	30, 35
Средней нагруженности	6.6	45, 40Г
Высокой нагруженности	12.9	30ХГСА

Расчет на прочность резьбовых соединений проводят только в тех случаях, когда они испытывают значительные внешние нагрузки, в результате которых может произойти их разрушение. Характерные виды разрушений: разрыв стержня болта, срез или смятие витков резьбы, отрыв головки болта. Чаще всего происходит разрушение винта, болта или шпильки по первому или второму витку, считая от опорного торца гайки, реже – в области сбег резьбы и в подголовочном сечении; для резьб с мелким шагом возможен срез витков.

Стандартные болты, винты и шпильки с крупными шагами обладают равнопрочностью стержня на растяжение и резьбы на срез и смятие, поэтому расчет на прочность резьбового соединения выполняют только по одному основному критерию – прочности нарезанной части стержня на растяжение. Расчетный диаметр резьбы определяется по формуле

$$d_p = d - 0,94p, \quad (2.3)$$

где d и p – номинальный диаметр и шаг резьбы соответственно.

Длину болта, винта или шпильки выбирают из так называемых конструктивных соображений в зависимости от толщины соединяемых деталей.

По характеру нагружения резьбовые соединения могут быть:

ненапряженными (стержень болта воспринимает только внешнюю растягивающую нагрузку). Например, нарезанный участок крюка для подъема груза, рым-болт, грузовая скоба, винтовая стяжка;

напряженными (болт затянут, но внешняя нагрузка отсутствует) – крепление герметичных крышек и люков корпусов машин и аппаратов;

напряженными с внешней осевой нагрузкой – крепление герметичных резервуаров, в которых находятся газ или жидкость под давлением, превышающим атмосферное;

напряженными с поперечной внешней нагрузкой – соединение растянутых пластин, балок, стержней, рычагов.

2.1. Расчет ненапряженного резьбового соединения (гайка не затянута)

Примером служит резьбовой участок крюка, рым-болта или грузовой скобы для подвешивания груза (рис. 2. 2).

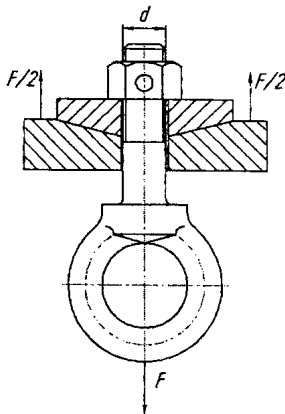


Рис. 2. 2. Расчётная схема ненапряжённого резьбового соединения

Опасным сечением является сечение, ослабленное резьбой. Площадь A , мм^2 , этого сечения для метрической резьбы оценивается по расчетному диаметру:

$$A = \frac{\pi d_p^2}{4}, \quad (2.4)$$

где $d_p \approx d - 0,94p \approx d_1$ – внутренний диаметр резьбы, мм.

Тогда условие прочности по напряжениям растяжения в стержне с резьбой имеет вид:

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad (2.5)$$

где F – растягивающая нагрузка, Н;

$[\sigma_p]$ – допускаемое напряжение, МПа; для болтов крепления подвесных деталей типа грузовая скоба $[\sigma_p] \approx 0,6\sigma_T$ специальных случаях (резьбовая часть крюка грузоподъемного устройства) – $[\sigma_p] = \sigma_T / [s]$; $[s] = 3 \dots 4$ – допускаемый коэффициент запаса прочности.

Формулой (2.5) пользуются при проверочном расчете болта. Из нее вытекает зависимость для проектировочного расчета болта:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot [\sigma_p]}} \quad \text{или} \quad d_1 \geq 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}. \quad (2.6)$$

По найденному значению внутреннего диаметра резьбы d_1 по каталогу стандарта на метрическую резьбу подбирают номинальный диаметр d и шаг P резьбы соединения.

Пример 3. Подобрать метрическую резьбу для хвостовика рым-болта грузоподъемностью $F = 4$ кН. Материал болта/гайки – Ст3/Ст3.

Решение. 1. Проектировочный расчет.

$$\text{Внутренний диаметр резьбы: } d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot [\sigma_p]}} \quad \text{или} \quad d_1 \geq 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}},$$

где F – растягивающая нагрузка, Н.

Допускаемое напряжение на растяжение: $[\sigma_p] = \sigma_T / [s]$,

где $[s] = 3 \dots 4$ – допускаемый коэффициент запаса прочности;

σ_T – предел текучести для материала болт/гайка.

Для Ст3 по табл. 1 (см. табл. П1) $\sigma_T = 200$ МПа, $[\sigma_p] = 200/4 = 50$ МПа.

$$\text{Тогда } d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot 4000}{3,14 \cdot 50}} = 10,095 \text{ мм.}$$

По табл. П2 (см. прил.) по рассчитанному значению внутреннего диаметра d_1 выбираем метрическую резьбу М12 для хвостовика болта с шагом $P = 1,5$ и $d_1 = 10,376$ мм.

2. Проверочный расчет.

$$\sigma_p = \frac{F \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma_p]$$

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 4000}{3,14 \cdot 10,376^2} = 47,32 \text{ МПа} < 50 \text{ МПа.}$$

3. Определение максимальной нагрузки на болт.

$$F \leq 0,25 \cdot \pi \cdot d_1^2 [\sigma_p] = 0,25 \cdot 3,14 \cdot 10,376^2 \cdot 50 = 4227,85 \text{ Н.}$$

Заданная грузоподъемность болта $F = 4000 \text{ Н} < 4227,85 \text{ Н.}$

2.2. Напряженное резьбовое соединение с поперечной внешней нагрузкой

Чаще всего в таком соединении болт ставят с зазором в отверстия деталей (рис. 2.3). При затяжке болта на стыке деталей возникают силы трения, которые препятствуют относительному их сдвигу. Внешняя сила F непосредственно на болт не передается.

Расчет болта производят по силе затяжки $F_{\text{зат}}$:

$$F_{\text{зат}} = \frac{k \cdot F}{f \cdot i}, \quad (2.7)$$

где k – коэффициент запаса от взаимного сдвига.

$k = 1,3-1,5$ при статической нагрузке;

$k = 1,8-2$ при переменной нагрузке;

f – коэффициент трения между поверхностями соединенных деталей.

$f = 0,15-0,20$ – для стальных и чугунных поверхностей;

i – число стыков, $i = n - 1$, n – число соединяемых деталей.

При затяжке болт работает на растяжение и кручение, следовательно, расчетная сила $F_{\text{расч}} = 1,3 \cdot F_{\text{зат}}$.

Расчетный диаметр резьбы определяют по формуле

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi \cdot [\sigma_p] \cdot z}}, \quad (2.8)$$

где допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_p] = \sigma_T / [s]$,

$[s]$ – коэффициент запаса прочности в зависимости от контролируемой и неконтролируемой затяжки.

Статическая нагрузка: $[s] = 1,5-2,5$ – контролируемая затяжка;
неконтролируемая затяжка – см. табл. 2.1.

Переменная нагрузка: $[s] = 1,5-2,5$ – контролируемая затяжка;
 $[s] = 2,5-4,0$ – неконтролируемая затяжка.

Таблица 2.1

Значение коэффициент запаса прочности $[s]$ при расчете болтов
с неконтролируемой затяжкой

Сталь	Значение коэффициент $[s]$ при d , мм		
	6–16	16–30	30–60
Углеродистая	5–4	4–2,5	2,5–1,6
Легированная	6–5	5–3,3	3,3–3,0

Пример 4. Подобрать диаметр болтов для соединения трех стальных полос. Внешняя нагрузка $F = 5$ кН перпендикулярна оси болтов (рис. 2.3). Количество болтов $Z = 2$, класс прочности болтов 3.6.

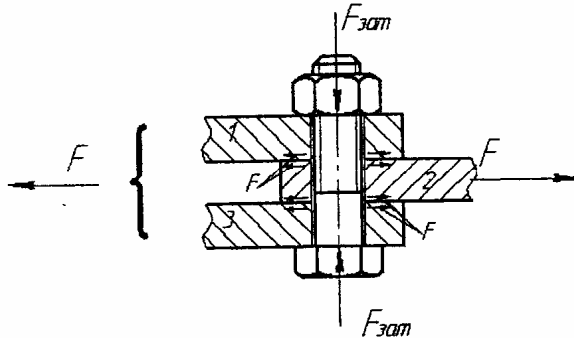


Рис. 2.3. Схема для расчета болтового соединения, нагруженного сдвигающей поперечной силой

Решение. 1. Для болтового соединения с контролируемой затяжкой допустимый коэффициент запаса прочности $[s] = 2,5$. По табл. П1 прил. предел текучести $\sigma_T = 200$ МПа. Допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_p] = \sigma_T / [s] = 200 / 2,5 = 80$ МПа.

2. Принимаем коэффициент запаса по сдвигу листов $k = 1,5$ и коэффициент трения $f = 0,16$.

Необходимая сила затяжки болта

$$F_{\text{зат}} = \frac{k \cdot F}{f \cdot i},$$

$$F_{\text{зат}} = \frac{k \cdot F}{f \cdot i} = \frac{1,5 \cdot 5000}{0,16 \cdot 2} = 23437 \text{ Н.}$$

3. Расчетная сила $F_{\text{расч}} = 1,3 \cdot F_{\text{зат}} = 1,3 \cdot 23437 = 30468$ Н.

4. Расчетный внутренний диаметр резьбы

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi \cdot [\sigma_p] \cdot z}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 30468}{3,14 \cdot 80 \cdot 2}} = 15,574 \text{ мм.}$$

По табл. П2 прил. по рассчитанному значению внутреннего диаметра d_1 выбираем метрическую резьбу М18 для болта с шагом $P = 2$ и $d_1 = 15,835$ мм.

5. Проверочный расчет.

$$\sigma_p = \frac{F_{\text{расч}} \cdot 4}{\pi \cdot d_1^2 \cdot z} \leq [\sigma_p];$$

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot 30468}{3,14 \cdot 15,835^2 \cdot 2} = 77,39 \text{ МПа} < 80 \text{ МПа}.$$

2.3. Напряженное резьбовое соединение с внешней осевой нагрузкой

Данный случай соединения часто встречается в машиностроении для крепежных крышек цилиндров, находящихся под давлением, головок блоков цилиндров ДВС, крышек подшипниковых узлов и т. п. (рис. 2.4).

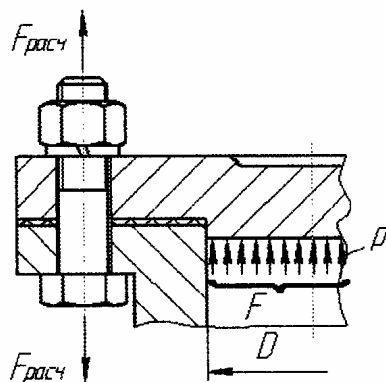


Рис. 2.4. Схема для расчета болтового соединения с предварительной затяжкой болта, нагруженного внешней осевой растягивающей силой

Предварительная затяжка болта при сборке должна обеспечить плотность соединения и отсутствие раскрытия стыка после приложения внешней силы F .

При действии на затянутое соединение внешней осевой растягивающей силы F детали соединения работают совместно: часть внешней силы χF дополнительно нагружают болт, остальная часть $(1 - \chi)F$ – разгружает стык. Здесь χ – коэффициент основной (внешней) нагрузки.

Суммарная сила, действующая на болт:

$$F_{\Sigma} = F_{\text{зат}} + \chi F. \quad (2.9)$$

При приближенных расчетах принимают:

для соединения стальных и чугунных деталей без упругих прокладок $\chi = 0,2-0,3$;

для соединения стальных и чугунных деталей с упругими прокладками (паронит, резина, картон и др.) $\chi = 0,4-0,5$.

Предварительная затяжка болта определяется из условия нераскрытия стыка соединяемых деталей:

$$F_{\text{зат}} = k_{\text{зат}} \cdot (1 - \chi) F, \quad (2.10)$$

где $k_{\text{зат}}$ – коэффициент запаса предварительной затяжки;

$k_{\text{зат}} = 1,25-2,0$ при статической нагрузке;

$k_{\text{зат}} = 2,5-4,0$ при переменной нагрузке.

Расчетная сила болта с учетом влияния кручения при затяжке:

$$F_{\text{расч}} = 1,3 \cdot F_{\text{зат}} + \chi \cdot F. \quad (2.11)$$

Расчетный диаметр резьбы болта подсчитывают по формуле (2.8). Допускаемое напряжение на растяжение болта подсчитывают по формуле $[\sigma_p] = \sigma_T / [s]$, назначая коэффициент запаса прочности $[s]$ в зависимости от контролируемой и неконтролируемой затяжки.

Пример 5. Определить диаметр резьбы болтов, крепящих крышку газового резервуара (рис. 2.4), если сила давления газа на крышку $F_k = 55$ кН, число болтов $Z = 8$. Нагрузка постоянная. Материал болтов – Сталь35, класс прочности 5.6. Материал прокладок – паронит. Затяжка болтов динамометрическим ключом.

Решение. 1. Для резьбового соединения с контролируемой затяжкой $[s] = 2$. Согласно табл. П1 прил. $\sigma_T = 300$ МПа.

Допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_p] = \sigma_T / [s] = 300/2 = 150$ МПа.

2. Нагрузка на один болт: $F = F_k / Z = 55/8 = 6,875$ кН.

3. Для обеспечения герметичности соединения устанавливают паронитовую прокладку, а болты затягивают с силой, обеспечивающей нераскрытие стыка. Принимаем $k_{\text{зат}} = 1,75$; $\chi = 0,45$.

Сила предварительной затяжки:

$$F_{\text{зат}} = k_{\text{зат}} \cdot (1 - \chi) F = 1,75 \cdot (1 - 0,45) \cdot 6,875 = 6,62 \text{ кН.}$$

4. Расчетная сила:

$$F_{\text{расч}} = 1,3 \cdot F_{\text{зат}} + \chi \cdot F = 1,3 \cdot 6,62 + 0,45 \cdot 6,875 = 11,7 \text{ кН.}$$

5. Расчетный диаметр резьбы болта:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi \cdot [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 11700}{3,14 \cdot 150}} = 9,96 \text{ мм.}$$

По табл. П2 прил. принимаем резьбу М12 с шагом $p = 1,75$,
 $d_1 = 10,36 \text{ мм.}$

2.4. Расчет напряженного резьбового соединения (болт затянут, но внешняя нагрузка отсутствует) – крепление герметичных крышек и люков корпусов машин и аппаратов

Примером являются болты для крепления герметичных крышек и люков корпусов машин и аппаратов. В момент затягивания болт испытывает растяжение и кручение.

Напряжение растяжения от силы $F_{\text{зат}}$:

$$\sigma_p = \frac{4F_{\text{зат}}}{\pi d_p^2}.$$

Напряжение от момента сопротивления в резьбе:

$$\tau_k = \frac{T}{W_k} = \frac{0,5F_{\text{зат}}d_2 \operatorname{tg}(\psi + \phi')}{\pi d_p^3 / 16}.$$

Эквивалентное напряжение в стержне по гипотезе энергии формоизменения:

$$\sigma_{\Sigma} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} = \sigma_p \sqrt{1 + 3(\tau_k / \sigma_p)^2}.$$

Приняв для метрической резьбы с крупным шагом средние значения $d_2 = 1,1d_p$, $\psi = 2^\circ 30'$, а также $f = 0,2$ (при $\gamma = 30^\circ$, $\phi' = 9^\circ 45'$), получим $\tau_k / \sigma_p = 0,5$. Тогда

$$\sigma_{\Sigma} \approx 1,3\sigma_p.$$

Расчет болта на совместное действие растяжения и кручения можно заменить расчетом на растяжение, принимая для расчета не силу затяжки $F_{\text{зат}}$, а увеличенную с учетом кручения силу $F_{\text{расч}}$.

Для метрической резьбы расчетная сила

$$F_{\text{расч}} = 1,3 \cdot F_{\text{зат}}. \quad (2.12)$$

Расчетный диаметр резьбы болта определяют из условия прочности:

$$\sigma_E = \frac{4F_{\text{расч}}}{\pi d_p^2} \leq [\sigma]_p.$$

Откуда

$$d_p \geq \sqrt{\frac{4F_{\text{расч}}}{\pi[\sigma]_p}}. \quad (2.13)$$

Допускаемое напряжение на растяжение болта определяют по формуле $[\sigma_p] = \sigma_T / [s]$, назначая коэффициент запаса прочности $[s]$ в зависимости от контролируемой и неконтролируемой затяжки.

Для силовых соединений не применяют болты диаметром $d < 8$ мм, так как болты малых диаметров легко разрушить при неконтролируемой затяжке.

Пример 6. Определить диаметр резьбы болтов, крепления крышки (рис. 2.5), если на один болт действует осевая сила $F_{\text{зат}} = 20$ кН. Материал болтов – Сталь 20, класс прочности 4.6. Затяжка неконтролируемая.

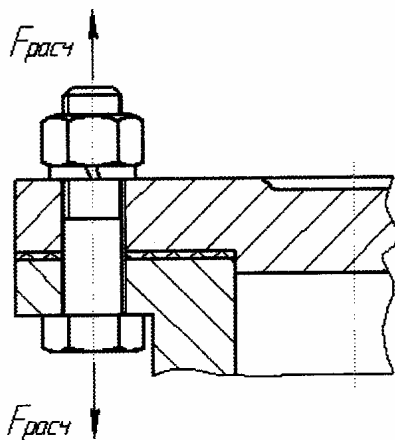


Рис. 2.5. Схема для расчета болтового напряженного резьбового соединения без внешней нагрузки

Решение. 1. Для резьбового соединения с неконтролируемой затяжкой принимаем $[s] = 3$, согласно табл. П1 прил. $\sigma_T = 240$ МПа.

Допускаемое напряжение на растяжение $[\sigma_p] = \sigma_T / [s] = 240/3 = 80$ МПа.

2. Расчетная сила $F_{расч} = 1,3 \cdot F_{зат} = 1,3 \cdot 20 = 26$ кН.

3. Расчетный диаметр резьбы болта

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi \cdot [\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 26000}{3,14 \cdot 80}} = 20,3 \text{ мм.}$$

По табл. П2 прил. принимаем резьбу М24 с шагом $p = 3$ мм, $d_1 = 21,18$ мм.

2.5. Расчет напряженного резьбового соединения с поперечной внешней нагрузкой (болт поставлен в отверстие без зазора)

В этом случае отверстие калибруют развёрткой, а диаметр стержня болта $d_0 = d + (3-5)$ мм выполняют с допуском, обеспечивающим беззазорную посадку (рис. 2.5). Такая установка болта в отверстие соединяемых деталей обеспечивает *восприятие внешней нагрузки только стержнем болта*. При расчете прочности соединения не учитывают, как правило, силы трения в стыках деталей, так как затяжка болта в принципе не обязательна, и само резьбовое соединение оказывается также ненапряжённым. В общем случае такое резьбовое соединение можно заменить *штифтовым* или *заклёпочным соединениями*. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия.

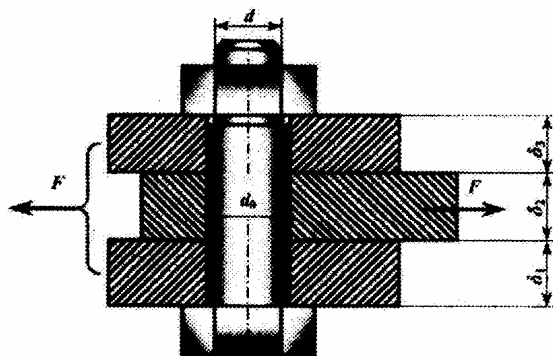


Рис. 2.5. Расчетная схема резьбового соединения с поперечной нагрузкой (болт поставлен в отверстие без зазора)

Условие прочности по напряжениям среза τ_{cp} имеет вид:

$$\tau_{cp} = \frac{4F}{\pi d_0^2 \cdot n \cdot i} \leq [\tau_{cp}], \quad (2.12)$$

где n – число болтов, соединяющих детали;

i – число плоскостей среза ($i = m - 1$, где m – число соединяемых деталей);

$[\tau_{cp}]$ – допускаемое напряжение среза, МПа; $[\tau_{cp}] = 0,4\sigma_T$ при статической нагрузке и $[\tau_{cp}] = (0,2-0,3)\sigma_T$ при переменной нагрузке.

Отсюда получаем формулу для проектировочного расчёта:

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot n \cdot i \cdot [\tau_{cp}]}} \approx 1,13 \sqrt{\frac{F}{n \cdot i \cdot [\tau_{cp}]}}. \quad (2.13)$$

Искомый номинальный диаметр резьбы находят по каталогу на резьбы:

$$d = d_0 - (3...5)\text{мм}. \quad (2.14)$$

В случае если болты резьбового соединения и соединяемые детали изготовлены из разных материалов, а также при существенной разнице между диаметром стержня болта и толщиной соединяемых деталей необходимо выполнение условия прочности по напряжениям смятия самого слабого элемента конструкции:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{n \cdot d_0 \cdot \delta_i} \leq [\sigma_{см}], \quad (2.15)$$

где δ_i – толщина рассчитываемой детали, мм; при двух соединяемых деталях ($n = 2$) из одинакового материала – наименьшая толщина; при трех соединяемых деталях $\delta_i = \delta_1$, $\delta_i = \delta_2$ или $\delta_i = \delta_3$ – в зависимости от того, какая из деталей рассчитывается на смятие;

$[\sigma_{см}]$ – наименьшее из значений допускаемых напряжений на смятие материала болта и соединяемых деталей, МПа; для стальных элементов конструкции можно принимать $[\sigma_{см}] \approx 0,8\sigma_B$, для чугунных $[\sigma_{см}] \approx (0,4-0,5)\sigma_B$.

Из условия (2.15) нетрудно вывести формулу для проектировочного расчета по напряжениям смятия:

$$d_0 \geq \frac{F}{n \cdot \delta_i \cdot [\sigma_{см}]}. \quad (2.16)$$

Окончательно принимается больший из двух расчетных размеров болта резьбового соединения.

3. РАСЧЕТ ШПОНОЧНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Эти соединения образуют вал, шпонка и ступица детали, закрепляемой на валу (зубчатого колеса, шкива ремённой передачи, звёздочки цепной передачи и т. п.).

Шпонка обычно представляет собой металлический (как правило, стальной) брусок, устанавливаемый в шпоночные пазы вала и ступицы. Она служит для передачи вращающего момента между валом и ступицей. Основные типы шпонок стандартизованы. Шпоночные пазы на валах получают фрезерованием дисковыми или концевыми фрезами, в ступицах – протягиванием.

Все разнообразие шпоночных соединений подразделяют на ненапряжённые и напряжённые соединения.

Ненапряжённые шпоночные соединения получают при использовании призматических и сегментных шпонок. В этих случаях при сборке соединений в деталях не возникает предварительных напряжений – отсюда и название. Для обеспечения центрирования и исключения контактной коррозии (фреттинг-коррозии) ступицы устанавливают на валу с натягом.

Напряжённые шпоночные соединения получают при применении клиновых и тангенциальных шпонок. При сборке таких соединений возникают предварительные (монтажные) напряжения.

Основное применение получили ненапряжённые соединения, а среди них – соединения призматическими шпонками, на которых остановимся подробнее.

3.1. Соединения с призматическими шпонками

Принципиальная конструкция и основные геометрические параметры соединений призматическими шпонками показаны на рис. 3.1, а.

У шпонок рабочими являются боковые, более узкие грани высотой h . Размеры сечения шпонки $b \times h$ и глубины пазов t_1 и t_2 , мм, выбираются по каталогу стандарта на призматические шпонки в зависимости от диаметра d вала.

Длину шпонки $l = l_{\text{ст}} - (5-10)$ мм, где $l_{\text{ст}}$ – ширина ступицы, также назначают из стандартного ряда длин шпонок.

По форме торцов различают три исполнения шпонок: *исполнение 1* – со скруглёнными обоими торцами (рис. 3.1, б); *исполнение 2* – с плоскими

обоими торцами (рис. 3.1, в); *исполнение 3* – с одним плоским, а другим скруглённым торцом (рис. 3.1, з).

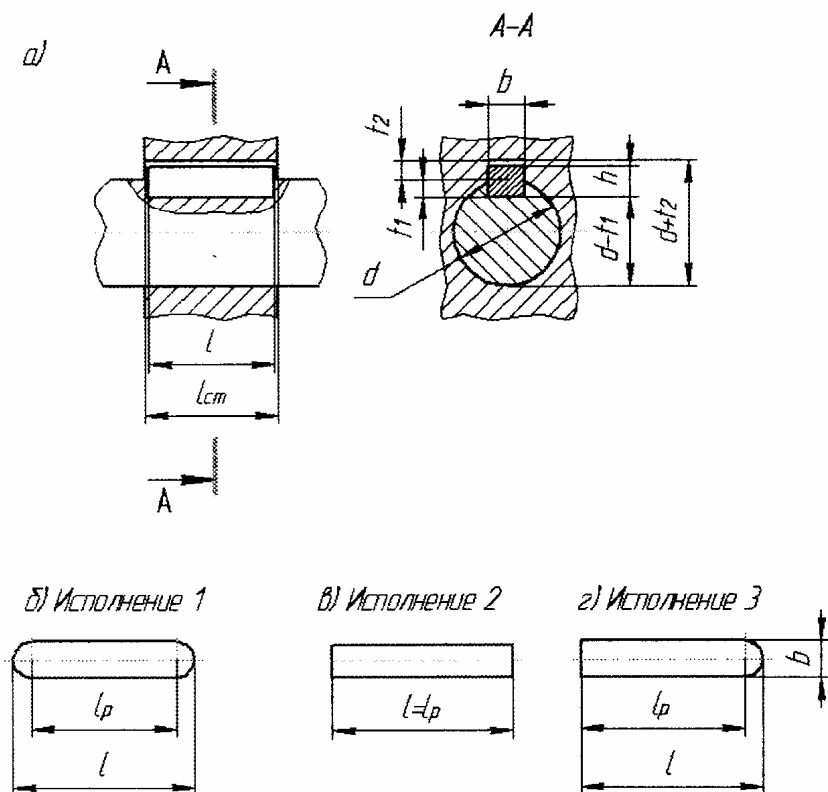


Рис. 3.1. Соединение призматическими шпонками

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является *прочность*. Как уже отмечалось, шпонки сначала выбирают по таблицам ГОСТов в зависимости от диаметра вала, а затем проверяют соединения на прочность. Размеры стандартных шпонок и шпоночных пазов подобраны так, что их прочность на срез и изгиб обеспечивается, если выполняется условие прочности на смятие, поэтому основным расчётом шпоночных соединений является *проверочный расчёт на смятие*, а их проверку на срез в большинстве случаев не производят. Расчетная схема соединения призматической шпонкой приведена на рис. 3.2 (фаски шпонки на схеме не показаны).

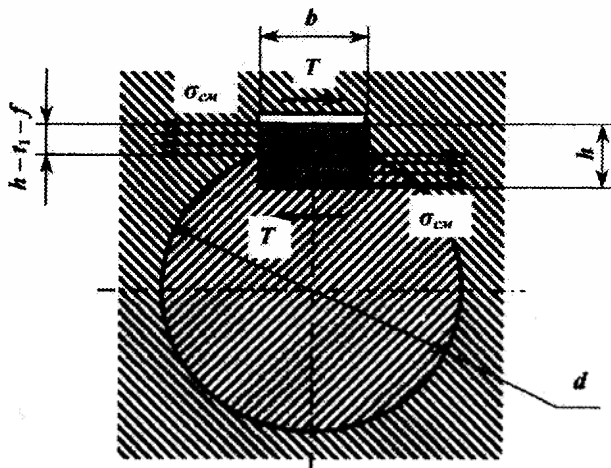


Рис. 3.2. Расчетная схема соединения призматической шпонкой

Если передаваемый с вала на ступицу или обратно вращающий момент составляет T , Н·м, а номинальный диаметр посадки вал-ступица d , мм, то окружная сила F_t , Н, передаваемая шпонкой, составляет

$$F_t = \frac{2T \cdot 10^3}{d} \quad (3.1)$$

На смятие рассчитывают выступающую из вала часть шпонки. При высоте фаски шпонки $f \approx 0,06h$ площадь смятия $A_{см}$, мм², составит

$$A_{см} = (h - t_1 - f) \cdot l_p = (h - t_1 - 0,06h) \cdot l_p = (0,94h - t_1) \cdot l_p, \quad (3.2)$$

где h – высота шпонки, мм;

t_1 – глубина шпоночного паза на валу, мм;

l_p – рабочая длина шпонки, мм; для шпонок исполнения 1 $l_p = l - b$;

для шпонок исполнения 2 $l_p = l$; для шпонок исполнения 3 $l_p = l - 0,5b$.

Тогда условие прочности на смятие шпоночного соединения призматической шпонкой имеет вид:

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} = \frac{2T \cdot 10^3}{d \cdot (0,94h - t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma]_{см}. \quad (3.3)$$

Стандартные шпонки изготавливают из специального сортамента среднеуглеродистой чистотянутой стали с пределом прочности $\sigma_B \geq 600$ МПа – чаще всего из сталей Ст6, Сталь45. Допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений:

при стальной ступице $[\sigma]_{\text{см}} = 130\text{--}200$ МПа;

при чугунной ступице $[\sigma]_{\text{см}} = 80\text{--}110$ МПа.

Большие значения принимают при постоянной нагрузке, меньшие – при переменной и работе с ударами. При реверсивной нагрузке $[\sigma]_{\text{см}}$ снижают в 1,5 раза.

Пример 7. Подобрать по ГОСТ 23360-78 призматическую шпонку для соединения вала редуктора со ступицей полумуфты, изготовленной из стали. Нагрузка спокойная. Проверить прочность соединения. Передаваемая мощность $P = 75$ кВт, число оборотов $n = 450$ об/мин, диаметр вала $d = 60$ мм, длина ступицы полумуфты $l_{\text{ст}} = 105$ мм.

Решение. 1. Размеры шпонки и паза на валу по табл. ПЗ прил. для диаметра вала $d = 65$ мм $b \times h = 18 \times 11$. Глубина паза на валу $t_1 = 7$ мм.

Передаваемый вращающий момент: $T = \frac{P \cdot 9550}{n} = \frac{75 \cdot 9550}{450} = 1591,7$ Нм.

2. Допускаемое напряжение для стальных деталей соединения при спокойной нагрузке принимаем $[\sigma]_{\text{см}} = 150$ МПа.

3. Расчетная длина шпонки

$$l_p = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot T}{d \cdot (0,94h - t_1) \cdot [\sigma]_{\text{см}}} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1591,7}{65 \cdot (0,94 \cdot 11 - 7) \cdot 150} = 112,6 \text{ мм.}$$

Согласуя со стандартом, принимаем $l_p = 115$ мм.

4. Проверочный расчет:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_t}{A_{\text{см}}} = \frac{2T \cdot 10^3}{d \cdot (0,94h - t_1) \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1591,7}{65 \cdot (0,94 \cdot 11 - 7) \cdot 115} = 146,85 \text{ МПа} < 150 \text{ МПа.}$$

3.2. Соединения с сегментными шпонками

Сегментную шпонку получают, отрезая от круглого прутка диаметром D диск толщиной b , который затем разрезают на два равных сегмента. При этом высота шпонки $h \approx 0,4D$ длина $l \approx D$ (рис. 3.3, а).

Паз на валу выполняют дисковой фрезой, в ступице – протяжкой или долбяком (рис. 3.3, б). Такой способ изготовления обеспечивает легкость установки и удаления шпонки, взаимозаменяемость сопряжения. Ручная подгонка обычно не требуется. Шпонка в пазу вала самоустанавливается и не требует дополнительного крепления к валу.

Сегментные шпонки широко применяют в массовом и крупносерийном производстве. Вследствие указанных достоинств область их применения расширяется и на серийное, и мелкосерийное производство.

Недостатком соединения является ослабление сечения вала глубоким пазом, снижающим сопротивление усталости вала. Поэтому сегментные шпонки применяют при передаче относительно небольших вращающих моментов и при установке деталей на малонагруженных участках вала (например, на концах валов).

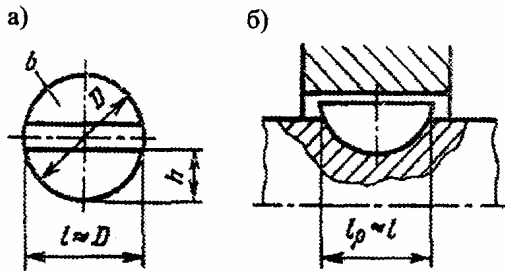


Рис. 3.3. Схема соединения сегментными шпонками

Сегментные шпонки, как и призматические, работают боковыми гранями (рис. 3.4). Шпонки стандартизованы.

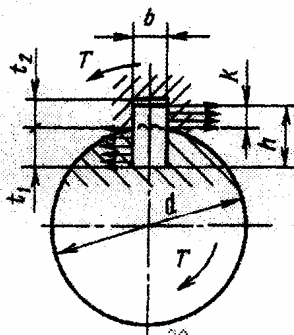


Рис. 3.4. Расчетная схема соединения сегментной шпонкой

Для каждого диаметра d вала в стандарте приведены значения b , h , t_1 , t_2 и l .

Шпонки проверяют на прочность по напряжениям смятия $\sigma_{см}$ и среза $\tau_{ср}$ по формулам, приведенным для призматических шпонок. При этом $l_p \approx l$.

4. РАСЧЕТ ШЛИЦЕВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Шлицевые соединения вала и ступицы образуют выступы-зубья на валу и соответствующие впадины-шлицы в ступице. Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. Зубья вала фрезеруют по методу обкатки или накатывают в холодном состоянии профильными роликами по методу продольной накатки. Шлицы отверстия ступицы изготавливают протягиванием.

Шлицевые соединения стандартизованы и широко распространены в машиностроении.

Классификация шлицевых соединений.

по характеру соединений – неподвижные для закрепления деталей на валу; подвижные, допускающие перемещение вдоль вала, например, блока шестерён коробки перемены передач;

по форме зубьев – прямоугольные, эвольвентные, треугольные;

по способу центрирования – обеспечения совпадения геометрических осей ступицы и вала – с центрированием по наружному диаметру D , по внутреннему диаметру d и по боковым поверхностям зубьев (рис. 4.1).

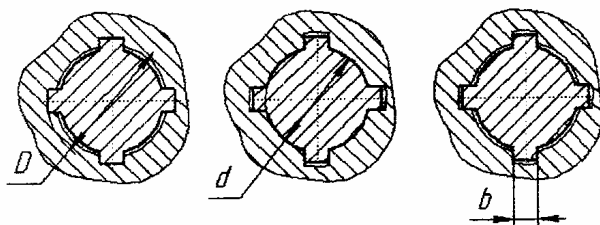


Рис. 4.1. Способы центрирования прямоугольные шлицевые соединения

Соединения с прямоугольным профилем зубьев (рис. 4.2) применяют в неподвижных и подвижных соединениях; они имеют постоянную толщину зубьев, их выполняют с различными способами центрирования. Стандарт предусматривает три серии таких соединений: лёгкую, среднюю и тяжёлую, которые различаются высотой и числом зубьев Z и, следовательно, нагрузочной способностью при одинаковых номинальных диаметрах.

рах посадки вал-ступица (например, тяжелая серия имеет более высокие зубья с большим их числом и применяется для передачи больших вращающих моментов).

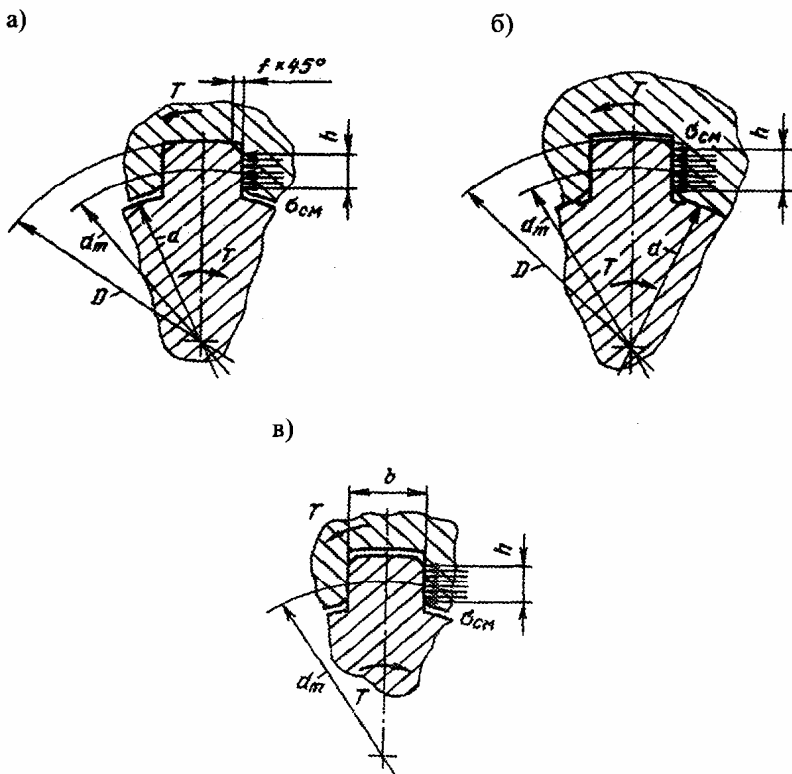


Рис. 4.2. Соединение с прямобочным профилем зубьев

В соединениях с эвольвентным профилем зубьев боковая поверхность зуба очерчена по эвольвенте – как боковой профиль зубьев зубчатых колёс. Геометрические параметры соединения стандартизованы и определяются по модулю m . По сравнению с прямобочными зубьями характеризуются большей нагрузочной способностью вследствие большей площади контакта зубьев со шлицами, большего количества зубьев и их повышенной прочности, позволяют применять типовые технологические процессы зубообработки. Применяются для передачи больших вращающих моментов и считаются наиболее перспективными для применения среди всех видов шлицевых соединений (рис. 4.3).

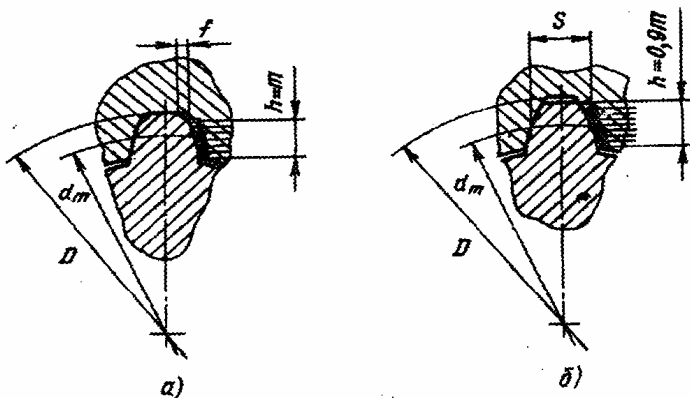


Рис. 4.3. Соединение с эвольвентным профилем зубьев

Шлицевые соединения с треугольным профилем зубьев применяют в неподвижных соединениях с центрированием по боковым поверхностям зубьев, при этом точность центрирования невысокая. Не стандартизованы. Рекомендуются для передачи небольших вращающих моментов тонкостенными ступицами, пустотелыми валами, а также в соединениях стальных валов со ступицами из лёгких сплавов.

Соединения с треугольным профилем (рис. 4.4) изготавливают по отраслевым нормам. Шлицевые соединения имеют большое число мелких выступов-зубьев ($z = 15-70$; $m = 0,5-1,5$). Угол β профиля зуба ступицы составляет $30, 36$ или 45° . Выступы выполняют как на цилиндрических, так и на конических поверхностях. Параметры соединения записывают через модуль m :

$$d_m = mz; h \approx 1,3m.$$

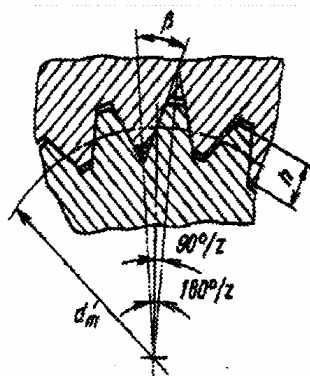


Рис. 4.4. Шлицевые соединения с треугольным профилем зубьев

Шлицевые валы и ступицы изготавливают, как правило, из среднеуглеродистых и легированных сталей с пределом прочности $\sigma_B > 500$ МПа.

Основными критериями работоспособности шлицевых соединений являются сопротивление рабочих поверхностей смятию и изнашиванию.

Изнашивание боковых поверхностей зубьев обусловлено микроремещениями деталей соединения вследствие упругих деформаций при

действии радиальной нагрузки и вращающего момента и несовпадения осей вращения (из-за зазоров, погрешностей изготовления и монтажа).

Параметры соединения выбирают по таблицам стандарта в зависимости от диаметра вала, а затем проводят расчет по критериям работоспособности. Упрощенный (приближенный) расчет основан на ограничении напряжений смятия их допускаемыми значениями, назначаемыми по опыту эксплуатации подобных конструкций (рис. 4.2, 4.3, 4.4).

$$\sigma_{см} = \frac{2T \cdot 10^3 \cdot K_э}{d_m \cdot z \cdot h \cdot l_p} \leq [\sigma_{см}], \quad (4.1)$$

где T – расчетный вращающий момент (наибольший из длительно действующих при переменном режиме нагружения), Н·м;

$K_э = 1,1-1,5$ – коэффициент эксплуатации – неравномерности распределения нагрузки между зубьями, зависящий от точности изготовления и условий работы соединения;

d_m – средний диаметр соединения, мм; для соединений с прямобочными зубьями: $d_{ср} = 0,5(D + d)$; z – число зубьев;

h – рабочая высота зубьев, мм; для прямобочных соединений: $h = 0,5(D - d) - 2f$,

где f – фаска зуба;

l_p – рабочая длина соединения, мм;

$[\sigma_{см}]$ – допускаемое напряжение смятия, МПа; назначается по рекомендациям справочников в зависимости от условий эксплуатации и твердости рабочих поверхностей соединения.

Если расчетное напряжение $\sigma_{см}$ превышает допускаемое $[\sigma_{см}]$ более чем на 5%, то по возможности увеличивают длину ступицы, изменяют размеры, термообработку или принимают другой вид соединения (например, вместо средней серии – тяжёлую) и повторяют проверочный расчет.

При *проектировочном расчете шлицевых соединений* после выбора размеров сечения зубьев по стандарту определяют длину зубьев l_p , мм, используя формулу (4.2):

$$l_p = \frac{2T \cdot 10^3 \cdot K_э}{d_m \cdot z \cdot h \cdot [\sigma_{см}]} \leq 1,5d, \quad (4.2)$$

Если получается, что $l_p > 1,5d$, то изменяют размеры, термообработку или принимают другой вид соединения.

Ширину ступицы принимают $l_{ст} = l_p + (4 - 6)$ мм и более в зависимости от конструкции соединения.

Пример 8. Подобрать шлицевое неподвижное соединение зубчатого колеса с валом (см. рис. 3.3). Соединение передает вращающий момент $T = 210 \text{ Н}\cdot\text{м}$. Условия эксплуатации средние. Диаметр вала $d = 45 \text{ мм}$, материал вала – Сталь45 с термообработкой – улучшение, твердость $H = 290 \text{ НВ}$.

Решение. 1. Выбор соединения. Принимаем, как наиболее распространенное, прямобочное соединение с центрированием по наружному диаметру.

2. Размеры соединения. По табл. П4 прил. находим размеры для легкой серии. Для диаметра вала $d = 45 \text{ мм}$:

$$z \times d \times D = 8 \times 46 \times 50 \text{ мм}, f = 0,4 \text{ мм};$$

средний диаметр $d_{\text{ср}}$ и высота зуба h :

$$d_m = 0,5(D + d) = 0,5(50 + 46) = 48 \text{ мм};$$

$$h = 0,5(D - d) - 2 \cdot f = 0,5(50 - 46) - 2 \cdot 0,4 = 1,2 \text{ мм}.$$

3. Допускаемые напряжения. Для неподвижного соединения при средних условиях эксплуатации и твердость $H < 350 \text{ НВ}$ по табл. П5 прил. принимаем $[\sigma_{\text{см}}] = 60 \text{ Н/мм}^2$.

4. Расчетная длина зубьев. По формуле (4.2) при $K_3 = 1,3$:

$$l_p = \frac{2T \cdot 10^3 \cdot K_3}{d_m \cdot z \cdot h \cdot [\sigma_{\text{см}}]} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 210 \cdot 1,3}{48 \cdot 8 \cdot 1,2 \cdot 60} = 19,7 \text{ мм}.$$

5. Длина ступицы колеса.

$$l_{\text{ст}} = l_p + 6 \text{ мм} = 19,7 + 6 = 25,7 \text{ мм}.$$

Принимаем для длины ступицы ближайшее большее значение по ряду Ra40: $l_{\text{ст}} = 28 \text{ мм}$.

Таблица 4.1

Допускаемые напряжения смятия $[\sigma]_{\text{см}}$ для расчета шлицевых соединений при средних условиях эксплуатации

Тип соединения	$[\sigma]_{\text{см}}, \text{МПа}$	
	$\leq 350 \text{ НВ}$	$\geq 40 \text{ HRC}_3$
Неподвижное	60–100	100–140
Подвижное без нагрузки (блок шестерен коробки передач)	20–30	30–60
Подвижное под нагрузкой (соединение карданного вала)	–	5–15

5. СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

Соединения с натягом широко применяют на практике для передачи вращающего момента, осевой силы, изгибающего момента. Преимущественное распространение имеют соединения по цилиндрическим поверхностям. Сущность соединения заключается в том, что вал соединяют с втулкой, диаметр отверстия в которой несколько меньше диаметра вала.

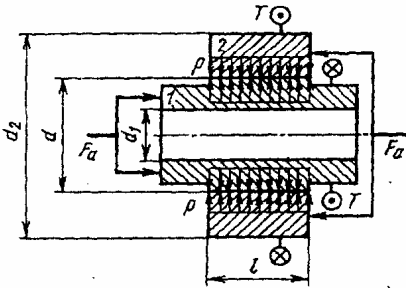


Рис. 5.1. Схема соединения деталей с натягом

В месте соединения детали упруго деформируются, и на поверхности контакта возникают нормально направленные напряжения p , которые вызывают появление на поверхности соединения сил трения, способных воспринимать внешние осевые и окружные силы (рис. 5.1).

Упрощенный расчет соединений с натягом основан на предположении, что контактные давления p распределены равномерно по поверхности контакта.

Соединения с натягом применяют для соединения с валом зубчатых и червячных колес, шкивов, звездочек, внутренних колец подшипников качения, роторов электродвигателей, для соединения с диском венцов зубчатых и червячных колес и т. д. Их используют при изготовлении составных коленчатых валов, звеньев приводных цепей, для соединения железнодорожного колеса с осью, бандажом.

Соединения деталей с натягом относят к неразъемным соединениям условно, так как они допускают ограниченное число разборок и новыхборок.

Цилиндрические соединения по способу сборки разделяют на собираемые запрессовкой и температурным деформированием.

Запрессовку деталей выполняют на гидравлических, винтовых или рычажных прессах. Для предупреждения задирав и уменьшения сил запрессовки сопрягаемые поверхности смазывают маслом. Скорость запрессовки не более 5 мм/с.

Сборку температурным деформированием выполняют с предварительным нагревом охватывающей (втулки) или с охлаждением охватываемой детали (вала). Температура нагрева должна быть ниже температуры низкого отпуска, чтобы не происходило структурных изменений в металле. Для охлаждения вала используют углекислоту или жидкий воздух.

В настоящее время получают все большее применение так называемые термомеханические соединения деталей, изготовленных из сплавов с

памятью формы. Это свойство присуще, например, никель-титановым сплавам, испытывающим обратимое мартенситное превращение. Оно характеризует способность материала, деформированного в мартенситном состоянии (при низкой температуре), восстанавливать свою форму (прежние размеры) в процессе последующего нагрева и перехода в аустенитное состояние.

Охватываемой детали (валу) присваивают индекс 1; охватывающей (втулке) – индекс 2. Под втулкой понимают любую деталь, устанавливаемую на вал: ступицу зубчатого или червячного колеса, шкива, звездочки, внутреннее кольцо подшипника и др.

Условия работоспособности соединения с натягом:

1) отсутствие относительного сдвига деталей при действии осевой силы F_a ;

2) отсутствие относительного поворота деталей при действии вращающего момента T .

Относительному перемещению деталей препятствует сила трения $F_{тр}$. Для выполнения первого условия необходимо: $F_{тр} \geq F_a$.

Вводя коэффициент K запаса сцепления (обычно $K = 2-4$) условие прочности сцепления будет иметь вид

$$F_{тр} = K \cdot F_a,$$

где $F_{тр} = \pi d l p f$, f – коэффициент сцепления (трения); p – посадочное давление, МПа; d и l – соответственно номинальный диаметр и длина соединения, мм.

Отсюда можно найти зависимость для определения осевой силы $F_a(N)$, которую может передавать соединение с натягом:

$$F_a = \pi d l p f / K. \quad (5.1)$$

Для выполнения второго условия необходимо, чтобы сила трения $F_{тр}$ препятствовала относительному повороту деталей под действием окружающей силы $F_t = 2 \cdot 10^3 T/d$:

$$\pi d l p f = K F_t = K 2 \cdot 10^3 T / d.$$

Отсюда можно найти зависимость для определения вращающего момента $T(N \cdot м)$, который может передавать соединение с натягом:

$$T = \pi d^2 l p f / (2 \cdot 10^3 K). \quad (5.2)$$

При сборке соединения запрессовкой микронеровности частично срезаются и сминаются. Поэтому фактический (расчетный) натяг в соеди-

нении оказывается несколько меньшим, чем можно было бы ожидать по результатам предварительных измерений размеров деталей соединения.

После преобразований получим формулу для вычисления допустимого изгибающего момента из условия предотвращения раскрытия стыка:

$$M \leq 0,2 \cdot 10^{-3} dl^2 p. \quad (5.3)$$

Допустимый момент пропорционален квадрату длины. Поэтому для повышения нагрузочной способности соединения, подверженного действию значительного изгибающего момента, наиболее целесообразно увеличивать его длину l .

5.1. Расчет соединений с натягом

Нагрузочную способность соединения обеспечивает натяг в пределах выбранной посадки. Значение необходимого натяга определяют потребным контактным давлением p на посадочной поверхности соединяемых деталей. Это давление должно быть таким, чтобы силы трения, возникающие на посадочной поверхности, оказались больше внешних сдвигающих сил.

Упрощенный расчет соединений с натягом основан на предположении, что контактные давления распределяются равномерно по поверхности контакта.

Если соединение с натягом нагружено одновременно и осевой силой F_a (Н), и вращающим моментом T (Н · м), то нагрузочная способность соединения обеспечивается соблюдением условия

$$p \geq \frac{K \sqrt{F_a^2 + (2 \cdot 10^3 T / d)^2}}{\pi dl f}, \quad (5.4)$$

где p – среднее контактное давление; d и l – соответственно номинальный диаметр и длина соединения, мм; K – коэффициент запаса сцепления (обычно $K = 2-4$); f – коэффициент сцепления (трения).

Для стальных и чугунных деталей при сборке запрессовкой $f = 0,07$, при сборке температурным деформированием $f = 0,14$;

Если одна из деталей стальная или чугунная, а другая бронзовая или латунная, то при сборке запрессовкой $f = 0,05$, при сборке температурным деформированием $f = 0,07$.

Это давление гарантируется натягом $[N]_{\min}$ ($N_{\min} = d_{\min} - D_{\max}$, где d_{\min} – наименьший предельный размер вала и D_{\max} – наибольший пре-

дельный размер отверстия). Необходимый натяг N_{\min} можно вычислить по формуле

$$[N]_{\min} > [p]_{\min} d (C_1/E_1 + C_2/E_2) + 1,2(R_{z1} + R_{z2}), \quad (5.5)$$

где $[p]_{\min}$ – минимальное контактное давление, вычисленное по формуле (5.4);

E_1, E_2 – модули упругости соединяемых деталей (для сталей $E = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; для чугуна $E = 10^5$ МПа; для бронзы $E = 0,9 \cdot 10^5$ МПа), C_1, C_2 – коэффициенты жесткости соединяемых деталей;

R_{z1}, R_{z2} – максимальные высоты неровностей на поверхностях вала и отверстия.

Если соединение с натягом подвержено нагреву в процессе работы и собрано из разных материалов (например, соединение бронзового зубчатого венца червячного колеса с чугунным или стальным центром), то вследствие разных температурных деформаций деталей может произойти ослабление натяга в соединении. Для учета этого в расчет вводят поправку Δt , мкм, на температурную деформацию:

$$\Delta t = 10^3 \cdot d [(t_2 - 20)\alpha_2 - (t_1 - 20)\alpha_1]. \quad (5.6)$$

Тогда натяг $[N]_{\min}$ можно вычислить по формуле:

$$[N]_{\min} > [p]_{\min} d (C_1/E_1 + C_2/E_2) + 1,2(R_{z1} + R_{z2}) + \Delta t. \quad (5.7)$$

Коэффициенты жесткости соединяемых деталей можно вычислить по формуле

$$C_1 = \frac{1 + (d_1/d)^2}{1 - (d_1/d)^2} - \nu_1; \quad C_2 = \frac{1 + (d/d_2)^2}{1 - (d/d_2)^2} + \nu_2, \quad (5.8)$$

где ν_1, ν_2 – коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей (для сталей $\nu = 0,3$; для чугуна $\nu = 0,25$; для бронзы $\nu = 0,35$);

d_1 – отверстия в диаметр отверстия в охватываемой детали (для сплошного вала $d_1 = 0$); d_2 – наружный диаметр охватывающей детали; d – номинальный диаметр соединения.

По полученному значению минимального натяга $[N]_{\min}$ подбирают подходящую посадку, определяют для нее максимальный натяг $[N]_{\max}$ по формуле (5.5). Возможное максимальное давление $[p]_{\max}$ на контактирующих поверхностях, допускаемое прочностью охватывающей детали, можно вычислить по формуле

$$[p]_{\max} = 0,5 \sigma_{T2} [1 - (d/d_2)], \quad (5.9)$$

где σ_{T2} – предел текучести материала охватывающей;

d – номинальный диаметр соединения;

d_2 – наружный диаметр охватывающей детали.

Для соединений с натягом применяют посадки Н7/р6, Н7/р6, Н7/с6, Н7/т6, Н7/у7.

5.2. Определение силы запрессовки при соединении с натягом

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

Силу запрессовки F_n вычисляют по формуле

$$F_n = \pi d l [p]_{\max} f_n, \quad (5.10)$$

где f_n – коэффициент сцепления (трения) при запрессовке.

Давление $[p]_{\max}$ должно соответствовать максимальному вероятностному натягу $[N]_{\max}$ посадки.

Силу выпрессовки F_B вычисляют по формуле

$$F_B = \pi d l [p]_{\max} f_B,$$

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

Давление $[p]_{\max}$ должно соответствовать максимальному вероятностному натягу $[N]_{\max}$ посадки.

В общем случае при нагреве детали длиной l с коэффициентом линейного расширения α от начальной температуры t_0 до t_2 приращение длины Δl можно вычислить по формуле

$$\Delta l = \alpha l (t_2 - t_0).$$

Для сборки соединения с натягом необходимо нагреть втулку до такой температуры, при которой диаметр d (мм) отверстия в ней увеличится на Δd (мм):

$$\Delta d = 10^{-3} ([N]_{\max} + S),$$

где $[N]_{\max}$ – значение максимального вероятностного натяга посадки, мкм; $S = 10-20$ мкм – дополнительный зазор на компенсацию погрешностей формы сопрягаемых поверхностей и облегчение сборки.

Таким образом,

$$10^{-3} ([N]_{\max} + S) = \alpha_2 d (t_2 - t_0).$$

Отсюда находим необходимую температуру t_2 , °С, нагрева втулки:

$$t_2 = t_0 + 10^{-3} ([N]_{\max} + S) / (\alpha_2 d), \quad (5.11)$$

где t_0 – температура сборки, обычно $t_0 = 20$ °С.

Температура нагрева должна быть такой, чтобы не происходило структурных изменений в материале; $t_2 \leq [t]$.

Допускаемая температура нагрева $[t] \approx 230$ °С для втулки из стали, $[t] = 150-200$ °С для втулки из бронзы.

Пример 9. Подобрать посадку с натягом для соединения двух деталей (рис. 5.1). Соединение нагружено вращающим моментом $T = 250$ Нм и осевой силой $F_a = 600$ Н. Материал охватывающей детали – бронза БрО10Ф1 $\sigma = 140$ МПа. Материал охватываемой детали – Сталь40Л. Наружный диаметр охватывающей детали $d_2 = 258$ мм. Номинальный диаметр соединения $d = 240$ мм, длина посадочной поверхности $L = 40$ мм. Диаметр отверстия в центре $d_1 = 63$ мм. При работе соединения охватывающая деталь нагревается до температуры $t_2 = 60$ °С, а охватываемая деталь – до температуры $t_1 = 50$ °С. Сборка соединения – нагревом охватывающей детали.

Решение. 1. Расчетные параметры. Для стали: $E_1 = 2,1 \cdot 10^5$ МПа; $\nu_1 = 0,3$; $\alpha_1 = 12 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$. Для бронзы: $E_2 = 0,9 \cdot 10^5$ МПа; $\nu_2 = 0,35$; $\alpha_2 = 19 \cdot 10^{-6} 1/^\circ\text{C}$. Коэффициент сцепления $f = 0,07$. Коэффициент запаса сцепления $K = 3$.

2. Среднее минимальное контактное давление в соединении

$$p \geq \frac{K \sqrt{F^2 + (2 \cdot 10^3 T / d)^2}}{\pi d l f} = \frac{3 \sqrt{600^2 + (2 \cdot 10^3 \cdot 250 / 240)^2}}{3,14 \cdot 240 \cdot 40 \cdot 0,07} = 3,08 \text{ Н/мм}^2.$$

3. Коэффициенты жесткости соединяемых деталей

$$C_1 = \frac{1 + (d_1 / d)^2}{1 - (d_1 / d)^2} - \nu_1 = \frac{1 + (63 / 240)^2}{1 - (63 / 240)^2} - \nu_1 = 0,85$$

$$C_2 = \frac{1 + (d / d_2)^2}{1 - (d / d_2)^2} + \nu_2 = \frac{1 + (240 / 258)^2}{1 - (240 / 258)^2} + \nu_2 = 14,2$$

4. Поправка на температурную деформацию по формуле (5.6):

$$\Delta_t = 10^3 d [(t_2 - 20)\alpha_2 - (t_1 - 20)\alpha_1] = \\ = 10^3 \cdot 240 [(60 - 20)19 \cdot 10^{-6} - (50 - 20)12 \cdot 10^{-6}] = 96 \text{ мкм.}$$

5. Минимальный требуемый натяг N_{\min} соединения по формуле (5.7):

$$[N]_{\min} = [p]_{\min} d (C_1/E_1 + C_2/E_2) + 1,2(R_{z1} + R_{z2}) + \Delta t = \\ = 3,08 \cdot 240 \cdot (0,85/2,1 \cdot 10^5 + 14,2/0,9 \cdot 10^5) + 1,2(1,6 + 1,6) + 96 = 233 \text{ мкм.}$$

5.1. Максимальное контактное давление, допускаемое прочностью охватываемой детали:

$$[p]_{\max} = 0,5 \sigma_{T2} [1 - (d/d_2)^2] = 0,5 \cdot 140 [1 - (240/258)^2] = 9,4 \text{ Н/мм}^2.$$

5.2. Максимальный допустимый натяг соединения:

$$[N]_{\max} = [p]_{\max} d (C_1/E_1 + C_2/E_2) + 1,2(R_{z1} + R_{z2}) = \\ = 9,4 \cdot 240 \cdot (0,85/2,1 \cdot 10^5 + 14,2/0,9 \cdot 10^5) + 1,2(1,6 + 1,6) = 381 \text{ мкм.}$$

6. Для полученных значений $[N]_{\min} = 233$ мкм и $[N]_{\max} = 381$ мкм подбираем посадку $\varnothing 240 \text{ H7/u7}$, для которой диаметр отверстия охватывающей детали $\varnothing 240^{+0,046}$, а диаметр вала охватываемой детали $\varnothing 240^{+0,330}_{+0,284}$.

Для выбранной посадки получаем:

наименьший вероятностный натяг $N_{\min} = 251$ мкм $> [N]_{\min}$;

наибольший вероятностный натяг $N_{\max} = 316$ мкм $< [N]_{\max}$.

7. Температура нагрева охватывающей детали для сборки ($S = 20$ мкм):

$$t_2 = t_0 + 10^{-3} ([N]_{p_{\max}} + S) / (\alpha_2 d) = 20^0 + 10^{-3} (316 + 20) / (19 \cdot 10^{-6} \cdot 240) = \\ = 94^0 \text{C,}$$

что ниже температуры нижнего отпуска.

5.3. Рекомендации по конструированию соединений с натягом

Конструктивное оформление деталей приведено на рис. 5.2. Для лучшего центрирования деталей при запрессовке и предохранения от случайных местных заеданий в отверстия втулки выполняют приемную фаску (рис. 5.2, б), а на валу предусматривают заходный конус (рис. 5.2, в) или центрирующий пояс (рис. 5.2, а) с полем допуска, обеспечивающим в сопряжении с втулкой зазор.

Обычное соединение (рис. 5.3, а) с натягом характеризует высокое значение коэффициента K_σ концентрации напряжений (до $\sim 3,5$). Концентрация давлений у краев отверстия втулки вызвана вытеснением сжатого

материала от середины отверстия в обе стороны. Выполнение кольцевых проточек l на торцах повышает податливость ступицы (рис. 5.3, б), способствуя более равномерному распределению давлений по длине соединения, и понижает коэффициент K_σ концентрации напряжений. Увеличение диаметра участка вала в месте расположения соединения с натягом повышает податливость вала и позволяет понизить значение этого коэффициента до $\sim 1,4$ (рис. 5.3, в).

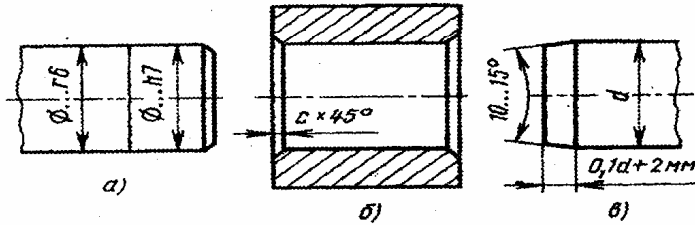


Рис. 5.2. Конструктивное оформление деталей

Сопротивление усталости валов под ступицами может быть повышено пластическим деформированием (обкатка роликами), химико-термической обработкой (азотирование), поверхностной закалкой, обработкой лучом лазера, плазмой.

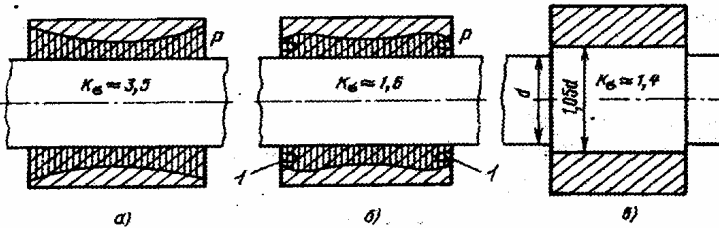


Рис. 5.3. Значение коэффициента K_σ концентрации напряжений в зависимости от конструктивного соединения деталей

Библиографический список

1. **Куклин Н. Г.** Детали машин : учебник для техникумов / Н. Г. Куклин, Г. С. Куклина, В. К. Житков. – 5-е изд., перераб. и доп. – М.: Илекса, 1999. – 392 с.
2. **Прикладная механика** / под ред. А. Г. Скойбеда. – Минск: Высшая школа, 1997.
3. **Механика машин** : учебное пособие для втузов / М. З. Коловский, Ю. А. Семенов, А. В. Слоущ; под ред. Г. А. Смирнова. – М. Высшая школа, 1996. – 511 с.
4. **Иванов М. Н.** Детали машин / М. Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 1998. – 383 с.
5. **Красковский Е. Я.** Расчет и конструирование механизмов приборов и вычислительных систем : учеб. пособие для приборостроит. спец. вузов / Е. Я. Красковский, Ю. А. Дружинин, Е. М. Филатова; под ред. Ю. А. Дружинина. – 2-е изд., перераб. и доп. – М.: Высшая школа, 1991. – 480 с.

СПРАВОЧНЫЕ МАТЕРИАЛЫ

Таблица П1

Классы прочности и механические свойства болтов, винтов и шпилек из углеродистых и легированных сталей (выборка)

Классы прочности	Предел прочности		Предел текучести σ_T , МПа	Марка стали	
	min	max		Болта	Гайки
3.6	340 300	490	200	Ст3 Сталь10	Ст3
4.6	400	50	240	20	Ст3
4.8	500	550	320	20	15, 35, Ст5
5.6	500	700	300	30, 35	15, 35, Ст5
5.8	500	700	400	20	15, 35, Ст5
6.6	600	800	360	30, 35, 40Г	15, 35, Ст5
6.8	600	800	480	20	15, 35, Ст5
6.9	600	800	540	20	15, 35, Ст5
8.8	800	1000	640	35, 35Х, 38ХА	20, 35, 45
10.9	1000	1200	900	40Х, 30ХГСА	35Х, 38ХГСА
12.9	1200	1400	1080	35ХГСА	40Х, 30ХГСА
14.9	1400		1260	40ХН2МА	35ХГСА, 40ХМ2МА

Таблица П2

Параметры метрической резьбы
Некоторые значения сочетаний наружного диаметра d , внутреннего диаметра d_1 , шага P (мм) для метрической резьбы

d	P	d_1	d	P	d_1	d	P	d_1	d	P	d_1
5	0,8	4,134	12	1,75	10,106	18	0,75	17,188	27	1,5	25,376
		4,459		1,5	10,376			0,5		17,459	1
		1,25		10,647				0,75		26,188	
		1		10,917							
		0,75		11,188							
	0,5	11,459									
8	1	4,917	14	2	11,335	20	2,5	17,294	30	3,5	26,211
		5,188		1,5	12,376			2		17,835	3
	5,459	1,25		12,647	1,5		18,376	2		27,835	
		1		12,917			1	18,917		1,5	28,376
		0,75		13,188			0,75	19,188		1	28,918
		0,5		13,459			0,5	19,459		0,75	29,188

8	1,25	6,647	16	2	13,835	22	2,5	19,294	33	3,5	29,211	
	1	6,917		1,5	14,376		2	19,835		3	29,752	
	0,75	7,188		1	14,917		1,5	20,376		2	30,835	
	0,5	7,459		0,75	15,188		1	20,917		1,5	31,376	
				0,5	15,459		0,75	21,188		1	31,918	
10	1,5	8,376	18	2,5	15,294	24	3	20,752	35	1,5	33,376	
	1,25	8,647		2	15,835		2	21,835				
	1	8,917		1,5	16,376		1,5	22,376				
	0,75	9,188		1	16,917		1	22,917				
	0,5	9,459					0,75	23,188				
							27	3		23,752		
								2		24,835		

Таблица ПЗ

Размеры сечений призматических шпонок и пазов

Диаметр вала	Размеры сечений шпонок $b \times h$	Глубина паза		Радиус закругления или фаска	Интервалы длин		Фаска $f \times 45$ или	
		Вала t_1	Втулки t_2		От	До	Не менее	Не более
6-8	2 × 2	1,2	1,0	0,08- 0,16	6	20	0,16	0,25
8-10	3 × 3	1,8	1,4		6	36		
10-12	4 × 4	2,5	1,8		8	45		
1217	5 × 5	3,0	2,3	0,16- 0,25	10	56	0,25	0,40
17-22	6 × 6	3,5	2,8		14	70		
22-30	8 × 7	4,0	3,3		18	90		
30-38	10 × 8	5,0	3,3	0,25- 0,40	22	110	0,40	0,60
38-44	12 × 8	5,0	3,3		28	140		
44-50	14 × 9	5,5	3,8		36	160		
50-58	16 × 10	6,0	4,3		45	180		
58-65	18 × 11	7,0	4,4		50	200		
65-75	20 × 12	7,5	4,9	0,40- 0,60	56	220	0,60	0,80
75-85	22 × 14	9,0	5,4		63	250		
85-95	25 × 14	9,0	5,4		70	280		
95-110	28 × 16	10,0	6,4		80	320		
110-130	32 × 18	11,0	7,4		90	360		

Примечания. 1. Материал шпонок – сталь чистотянутая с временным сопротивлением разрыву не менее 590 МПа.

2. Примеры условного обозначения шпонок: исполнение 1, сечение $b \times h = 20 \times 12$, дл. 90 мм: шпонка 20 × 12 × 90 ГОСТ 23360-78.

То же, исполнение 2: шпонка 2-20×12 × 90 ГОСТ 23360-78.

3. Длины шпонок необходимо выбрать из ряда: 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20, 22, 25, 28, 32, 36, 40, 45, 50, 56, 63, 70, 80, 90, 100, 110, 125, 140, 160, 180, 200, 220, 250, 280, 320 мм.

Таблица П4

Размеры прямоугольных шлицевых соединений, мм

$z \times d \times D$	b	f	R	S_1	d	a	Примечание	
6 x 26 x 30	6	0,3	0,2	118	24,6	3,85	Легкая серия	
6 x 28 x 32	7	0,3	0,2	126	26,7	4,03		
8 x 32 x 36	6			163	30,4	2,71		
8 x 36 x 40	7			182	34,5	3,46		
8 x 42 x 46	8	0,4	0,3	211	40,4	5,03		
8 x 46 x 50	9			230	44,6	5,75		
8 x 52 x 58	10	0,5	0,5	440	49,7	4,89		
8 x 56 x 62	10			472	53,6	6,38		
6 x 26 x 32	6			191	23,4	1,65		Средняя серия
6 x 28 x 34	7			205	25,9	1,70		
6 x 32 x 38	6	0,4	0,3	308	29,4	-		
8 x 36 x 42	7			343	33,5	1,02		
8 x 42 x 48	8			396	39,5	2,57		
8 x 46 x 54	9			600	42,7	-		
8 x 52 x 60	10	0,5	0,5	672	48,7	2,44		
8 x 56 x 65	10			854	52,2	2,50		
10 x 26 x 32	4			319		2,30	Тяжелая серия	
10 x 28 x 35	4			426		2,54		
10 x 32 x 40	5	0,4	0,3	576		2,80		
10 x 36 x 45	5			749		3,13		
10 x 42 x 52	6			978		3,69		

Таблица П5

Допускаемые напряжения смятия для шлицевых соединений

Тип соединения	Условия эксплуатации	[σ] см, МПа	
		Твердость поверхности зубьев	
		H < 350HB	H > 40HRC
Неподвижное	Тяжелые (с ударом)	26–38	30–52
	Средние	45–75	75–105
	Легкие	60–90	90–150
Подвижные без нагрузки (коробки скоростей)	Тяжелые	9–15	15–22
	Средние	15–22	22–45
	Легкие	18–30	30–55
Подвижные под нагрузкой (карданный вал автомобиля)	Тяжелые	–	22–45
	Средние	–	2,5–7,5
	Легкие	–	7,5–15

Механические характеристики некоторых сталей

Марка стали	σ_B	σ_T	σ_{-1}	τ_{-1}	НВ	Примечание
	МПа					
Сталь углеродистая обыкновенного качества (ГОСТ 380-88)						Наиболее распространенные и дешевые стали, применяемые обычно без термообработки (кроме Ст5 и Ст6)
Ст3	389-479	245	156-220	86-143	132	
Ст4	428-530	265	171-244	94-159	152	
Ст5	510-632	285	204-291	112-189	170	
Ст6	612-734	316	245-338	135-220	210	

Содержание

Введение	1
1. Расчет сварных соединений	1
2. Расчет резьбовых соединений	5
2.1. Расчет ненапряженного резьбового соединения (гайка не затянута)	12
2.2. Напряженное резьбовое соединение с поперечной внешней нагрузкой	14
2.3. Напряженное резьбовое соединение с внешней осевой нагрузкой ..	16
2.4. Расчет напряженного резьбового соединения (болт затянут, но внешняя нагрузка отсутствует) – крепление герметичных крышек и люков корпусов машин и аппаратов	18
2.5. Расчет напряженного резьбового соединения с поперечной внешней нагрузкой (болт поставлен в отверстие без зазора)	20
3. Расчет шпоночных соединений	22
3.1. Соединения с призматическими шпонками	22
3.2. Соединения с сегментными шпонками	25
4. Расчет шлицевых соединений	27
5. Соединения с натягом	32
5.1. Расчет соединений с натягом	34
5.2. Определение силы запрессовки при соединении с натягом	36
5.3. Рекомендации по конструированию соединений с натягом	38
Библиографический список	40
<i>Приложение</i>	41

Учебное издание

ВИНОГРАДОВА Тамара Владимировна

ОСНОВЫ РАСЧЕТА СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Учебно-методическое пособие

Редактор и корректор *Н. Г. Берзина*
Компьютерная верстка *А. В. Никифорова*

План 2010 г., № 9

Подписано в печать с оригинал-макета 30.06.2011.
Формат 60×84 1/16. Бумага для множ. апп. Печать офсетная.
Усл. печ. л. 2,875. Тираж 250 экз.
Заказ 611.

Петербургский государственный университет путей сообщения.
190031, СПб., Московский пр., 9.
Типография ПГУПС. 190031, СПб., Московский пр., 9.