

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

---

**Кафедра «Теория механизмов и робототехнические системы»**

## **СБОРНИК ЗАДАЧ ПО РАСЧЕТУ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

**Методические указания**

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГ  
2010**

Разработаны в соответствии с программами и учебными планами дисциплины «Детали машин», также раздела по деталям машин дисциплин «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 задания к ним.

Составитель **Т. В. Виногорова**

## Общие сведения

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 *разъёмные* и *неразъёмные*.

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

### 1. РАСЧЕТ СВАРНЫХ СОЕДИНЕНИЙ

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 (рис. 1.1) выполняют на растяжение или сжатие по сечению соединяемых деталей без учета возвышения шва. 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;

$\delta$  – толщина шва; принимается равной толщине детали, мм;

$l_{ш}$  – длина шва, мм;

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

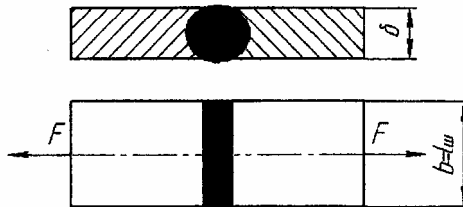


Рис. 1.1. Стыковое сварное соединение

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  $\sigma_T$  – предел текучести основного металла, МПа;

$[S_T]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности; для низкоуглеродистых сталей  $[S_T] = 1,35 \dots 1,6$ , для низколегированных  $[S_T] = 1,5 \dots 1,7$ .

**Задача № 1.** Рассчитать стыковой шов, соединяющий два листа из стали, и определить ширину свариваемых листов  $\epsilon$ , если задано растягивающее усилие  $F = 20$  кН, толщина свариваемых листов  $\delta = 12$  мм. Марка стали – Ст4 (см. табл. П2.4 прил. 2)  $\sigma_T = 265$  МПа, метод сварки – ручная, марка электрода – Э50. Коэффициент запаса прочности  $S = 1,5$ .

**Решение.** 1. Допускаемое напряжение на растяжение

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

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

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

Нахлёсточные 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  $\delta$  свариваемых деталей, но не менее 3 мм.

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

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

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

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

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 $[\tau_{ср}]'$	$0,8[\sigma_p]$	$0,65[\sigma_p]$	$0,6[\sigma_p]$

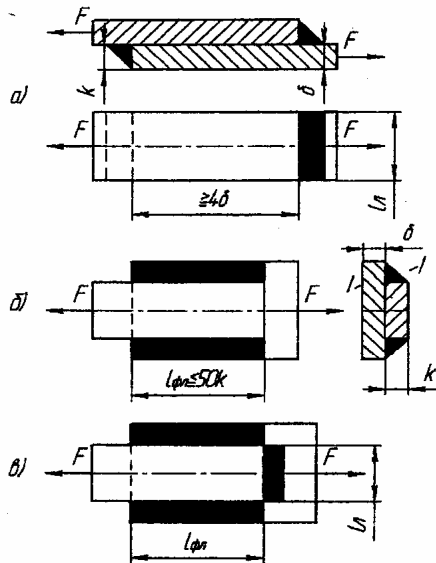


Рис. 1.2. Налесточные сварные соединения угловыми швами:  
а) лобовыми; б) фланговыми; в) комбинированными

**Задача № 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 (табл. П2.4 прил. 2)  $\sigma_T = 285$  МПа. Метод сварки – ручная, марка электрода – Э50. Коэффициент запаса прочности  $S = 1,5$ .

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

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

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

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

3. Суммарная длина лобового шва

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

Ширина листов  $v = l_{л}/2 = 82,6 \text{ мм.}$  Принимаем  $v = 85 \text{ мм.}$

## 2. РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

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

Основными резьбовыми соединениями являются *болтовое, винтовое и шпильчное*. Их создают болты, винты, шпильки, гайки и другие детали, снабженные резьбой. Основным элементом резьбовых соединений является резьба. Резьбу имеют свыше 60% деталей, применяемых в конструкциях. Резьба получается путем прорезания на поверхности деталей канавок по винтовой линии.

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

Стандартные болты, винты и шпильки с крупными шагами обладают равнопрочностью стержня на растяжение 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

$$d_p = d - 0,94p, \quad (2.1)$$

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.

## 2.1. Расчет ненапряженного резьбового соединения (гайка не затянута)

Примером служит резьбовой участок крюка, рым-болта или грузовой скобы для подвешивания груза (рис. 2. 1).

Опасным сечением является сечение, ослабленное резьбой. Площадь  $A$  ( $\text{мм}^2$ ), этого сечения для метрических резьб оценивается по расчетному диаметру:

$$A = \frac{\pi d_p^2}{4}, \quad (2.2)$$

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:

$$\sigma_p = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq |\sigma_p|, \quad (2.3)$$

где  $F$  – растягивающая нагрузка, Н;

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

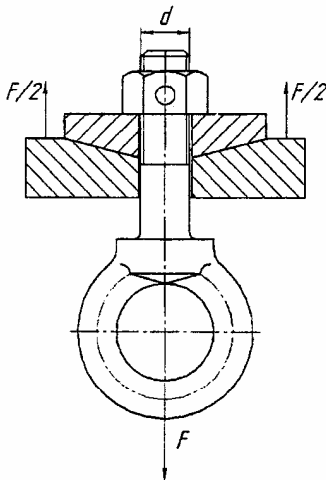


Рис. 2.1. Расчётная схема ненапряжённого резьбового соединения

Формулой (2.3) пользуются при проверочном расчете болта. Из нее вытекает зависимость для проектировочного расчета болта:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi \cdot [\sigma_p]}}, \text{ или } d_1 \geq 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}. \quad (2.4)$$

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

**Задача № 3.** Подобрать метрическую резьбу для хвостовика рым-болта грузоподъемностью  $F = 4$  кН. Материал болта/гайки – Ст3/Ст3.

**Решение.** 1. Проектировочный расчет.

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

где  $F$  – растягивающая нагрузка, Н.

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

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

$\sigma_T$  – предел текучести для материала болт/гайка.

Для Ст3 по табл. П2.1 (прил. 2)  $\sigma_T = 200$  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. П2.2 (прил. 2) 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  $F = 4000$  Н  $< 4227,85$  Н.



## 2.2. Напряженное резьбовое соединение с поперечной внешней нагрузкой

Чаще всего в таком соединении (рис. 2.2) болт ставят с зазором в отверстия деталей. При затяжке болта на стыке деталей возникают силы трения, которые препятствуют относительному их сдвигу. Внешняя сила  $F$  непосредственно на болт не передается.

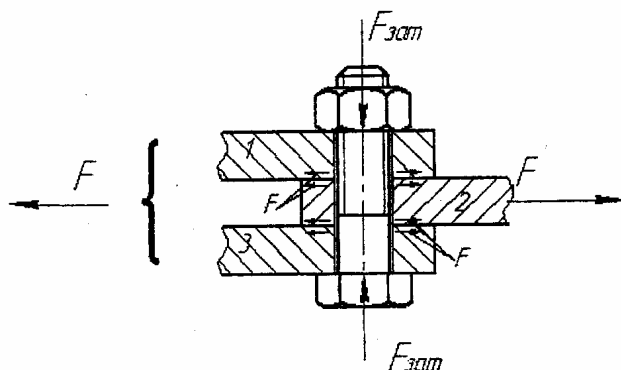


Рис. 2.2. Схема для расчета болтового соединения, нагруженного сдвигающей поперечной силой

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

$$F_{зат} = \frac{k \cdot F}{f \cdot i}, \quad (2.5)$$

где  $k$  – коэффициент запаса от взаимного сдвига;

$k = 1,3 \dots 1,5$  при статической нагрузке;

$k = 1,8 \dots 2$  при переменной нагрузке;

$f$  – коэффициент трения между поверхностями соединенных деталей

$f = 0,15 \dots 0,20$  – 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  $F_{расч} = 1,3 \cdot F_{зат}$ .

Расчетный диаметр резьбы определяют по формуле:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{расч}}{\pi \cdot |\sigma_p| \cdot z}}. \quad (2.6)$$

Допускаемое напряжение на растяжение  $[\sigma_p] = \sigma_T / [s]$ ,  
 где  $[s]$  – коэффициент запаса прочности в зависимости от контролируемой  
 и неконтролируемой затяжки.

Статическая нагрузка:  $[s] = 1,5 \dots 2,5$  – контролируемая затяжка.

Переменная нагрузка:  $[s] = 1,5 \dots 2,5$  – контролируемая затяжка;

$[s] = 2,5 \dots 4,0$  – неконтролируемая затяжка.

**Задача № 4.** Подобрать диаметр болтов для соединения трех стальных полос. Внешняя нагрузка  $F = 5$  кН перпендикулярна оси болтов (см. рис. 2.2). Количество болтов  $Z = 2$ , класс прочности болтов 3.6.

**Решение.** 1. Для болтового соединения с контролируемой затяжкой допустимый коэффициент запаса прочности  $[s] = 2,5$ . По табл. П2.1 (прил. 2) 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  $f = 0,16$ .

$$\text{Необходимая сила затяжки болта } F_{\text{зат}} = \frac{k \cdot F}{f \cdot i},$$

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

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. П2.2 (прил. 2) 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 крепления крышек цилиндров, находящихся под давлением, головок блоков цилиндров ДВС, крышек подшипниковых узлов и т. п. (см. рис. 2.3).

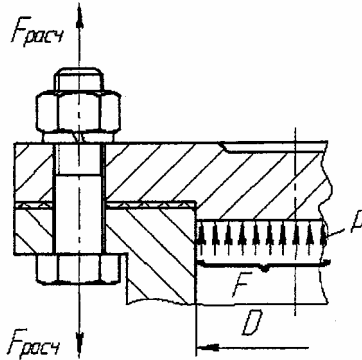


Рис. 2.3. Схема для расчета болтового соединения с предварительной затяжкой

Суммарная сила, действующая на болт:

$$F_{\Sigma} = F_{\text{зат}} + \chi F. \quad (2.7)$$

При приближенных расчетах принимают  $\chi$  – коэффициент основной (внешней) нагрузки.

Для соединения стальных и чугунных деталей без упругих прокладок  $\chi = 0,2 \dots 0,3$ .

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

Предварительная затяжка болта определяется из условия нераскрытия стыка соединяемых деталей:

$$F_{0 \text{ зат}} = k_{\text{зат}} \cdot (1 - \chi) F, \quad (2.8)$$

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

При статической нагрузке  $k_{\text{зат}} = 1,25 \dots 2,0$ .

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

Расчетная сила болта с учетом влияния кручения при затяжке:

$$F_{\text{расч}} = 1,3 \cdot F_{0 \text{ зат}} + \chi \cdot F. \quad (2.9)$$

Расчетный диаметр резьбы болта подсчитывают по формуле (2.6). 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.

**Задача № 5.** Определить диаметр резьбы болтов, крепящих крышку газового резервуара (рис. 2.3.), если сила давления газа на крышку  $F_k = 55 \text{ кН}$ , число болтов  $Z = 8$ . Нагрузка постоянная. Материал болтов – Сталь 35, класс прочности 5.6. Материал прокладок – паронит. Затяжка болтов динамометрическим ключом.

**Решение.** 1. Для резьбового соединения с контролируемой затяжкой  $[s] = 2$ . Согласно табл. П 2.1 (прил. 2)  $\sigma_T = 300 \text{ МПа}$ .

Допускаемое напряжение на растяжение

$$[\sigma_p] = \sigma_T / [s] = 300/2 = 150 \text{ МПа.}$$

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

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:

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

4. Расчетная сила:

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

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. П2.2 прил. 2 принимаем резьбу М12 с шагом  $p = 1,75$ ,  $d_1 = 10,36 \text{ мм}$ .

### 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.).

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

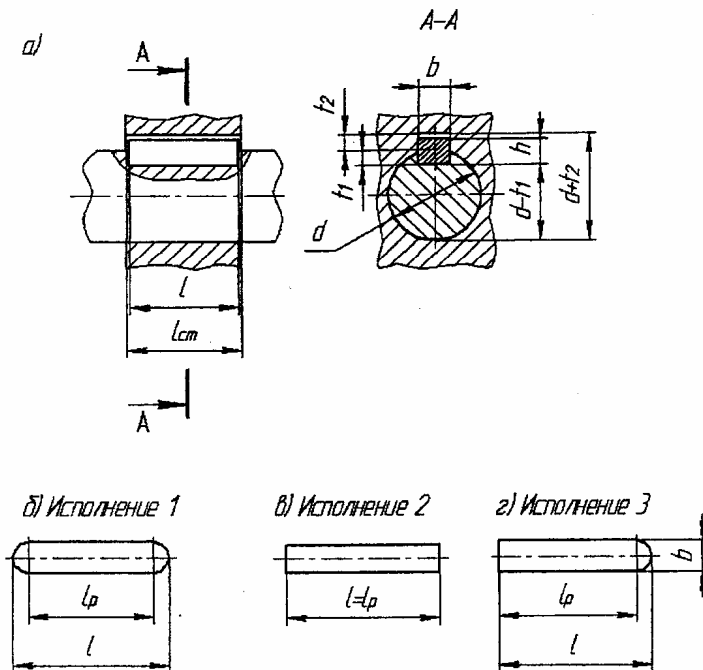


Рис. 3.1. Соединение призматическими шпонками

Основным критерием работоспособности шпоночных соединений является *прочность*. Как уже упоминалось, 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 при условии прочности на смятие, поэтому основным расчётом шпоночных соединений является *проверочный расчёт на смятие*, а их проверку на срез в большинстве случаев не производят. Расчётная схема соединения призматической шпонкой приведена на рис. 3.2 (фаски шпонки на схеме не показаны).

Условие прочности на смятие шпоночного соединения призматической шпонкой имеет вид

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_1}{A_{\text{см}}} = \frac{2T \cdot 10^3}{d \cdot (0,94h - t_1) \cdot l_p} \leq [\sigma]_{\text{см}}. \quad (3.1)$$

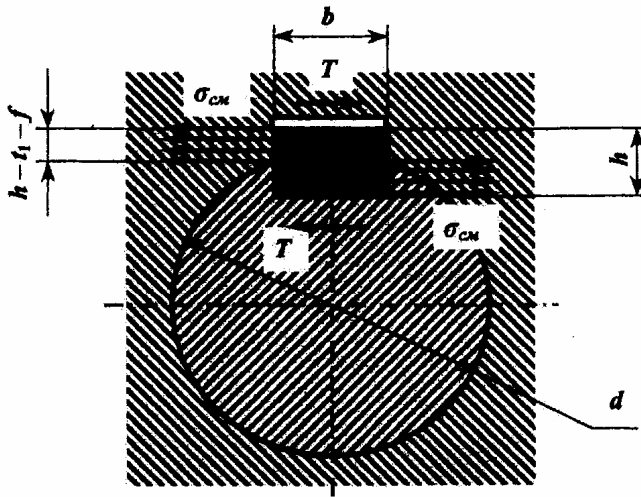


Рис. 3.2. Расчетная схема соединения призматической шпонкой

Стандартные шпонки изготавливают из специального сортамента среднеуглеродистой чистотянутой стали с пределом прочности  $\sigma_s \geq 600$  МПа – чаще всего из сталей Ст6, Сталь 45. Допускаемые напряжения смятия для шпоночных соединений:

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

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

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

**Задача № 6.** 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  $l_{ст} = 105$  мм.

**Решение.** 1. Размеры шпонки и паза на валу по табл. П2.3 (прил. 2) 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  $[\sigma]_{см} = 150$  МПа.

3. Расчетная длина шпонки

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

Согласно стандарту, принимаем  $l_p = 115 \text{ мм.}$

4. Проверочный расчет:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_1}{A_{\text{см}}} = \frac{2T \cdot 10^3}{d \cdot (0,94h - t_1) \cdot l_p} = \frac{2 \cdot 10^3 \cdot 1591,7}{65 \cdot (0,94 \cdot 11 - 7) \cdot 115} = 146,85 \text{ МПа} < 150 \text{ МПа.}$$

### 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.
2. *Прикладная механика* / под ред. А. Г. Скойбеда и др. – Минск: Высшая школа, 1997.
3. *Механика машин* : учебное пособие для вузов / М. З. Коловский, Ю. А. Семенов, А. В. Слоущ и др.; под ред. Г. А. Смирнова. – М.: Высшая школа, 1996.
4. *Иванов М. Н.* Детали машин / М. Н. Иванов. – М.: Высшая школа, 1998.

Задание 1

Рассчитать стыковой шов, соединяющий два листа из стали, и определить:

- а) ширину свариваемых листов  $\epsilon$ , если задано растягивающее усилие  $F$ ;
- б) предельное растягивающее усилие, допускаемое напряжением, если задано сечение листов ( $\epsilon \times \delta$ ).

Марка стали, сечение листов, растягивающее усилие  $F$ , метод сварки и марка электродов приведены в табл. П1.1. Коэффициент запаса прочности  $S = 1,4 \dots 1,6$ .

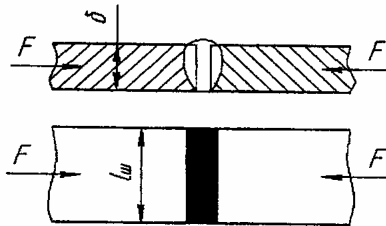


Таблица П1.1

№ п/п	Марка стали листа	Сечение листа, мм		Величина $F$ , кН	Метод сварки	Марка электрода	№ п/п	Марка стали листа	Сечение листа, мм		Величина $F$ , кН	Метод сварки	Марка электрода
		Ширина $\epsilon$	Толщина $\delta$						Ширина, $\epsilon$	Толщина, $\delta$			
1	Ст3	50	10		Ручная	Э50	24	Ст3	30	8		Ручная	Э42А
2	Ст2	40	8		Ручная	Э42А	25	Ст2	50	16		Ручная	Э50
3	Ст3	50	10		Автомат		26	Ст6	30	10		Ручная	Э42
4	Ст4	45	12		Автомат		27	Ст5	40	12		Ручная	Э42А
5	Ст4	40	10		Автомат	Э50А	28	Ст4		16	30	Ручная	Э50
6	Ст2		10	16		Э42	29	Ст2		10	30	Ручная	Э42
7	Ст3		12	18	Ручная	Э50	30	Ст3		12	35	Ручная	Э42А
8	Ст4		8	15	Ручная	Э50А	31	Ст5		15	40	Ручная	Э50
9	Ст4		10	15	Ручная	Э42	32	Ст6		10	30	Ручная	Э42
10	Ст6		12	18	Автомат		33	Ст3	30	10		Автомат	
11	Ст2		20	30	Ручная	Э42	34	Ст5	30	10		Автомат	



1	2	3	4	5	6	7	1	2	3	4	5	6	7
12	Ст3		20	30	Автомат		35	Ст4	35	15		Ручная	Э42
13	Ст4		20	30	Ручная	Э50	36	Ст4	35	15		Ручная	Э42А
14	Ст6		25	40	Ручная	Э42А	37	Ст2		18	18	Автомат	
15	Ст3	40	10		Ручная	Э42	38	Ст2		10	18	Автомат	
16	Ст2	40	10		Ручная	Э42	39	Ст4		15	25	Ручная	Э50А
17	Ст3	40	10		Автомат		40	Ст3		12	25	Ручная	Э42
18	Ст5	45	12		Ручная	Э50А	41	Ст5		8	30	Автомат	
19	Ст6	40	10		Ручная	Э50	42	Ст2	40	15		Ручная	Э50
20	Ст6	40	10		Ручная	Э50Л	43	Ст3	35	12		Ручная	Э42А
21	Ст3	40	10		Ручная	Э42	44	Ст4	30	15		Автомат	
22	Ст4		12	20	Ручная	Э50	45	Ст5	40	10		Ручная	Э50

### Задание 2

Рассчитать лобовой шов, соединяющий два листа и определить:

- ширину листа  $b$  (длину сварного шва);
- предельное растягивающее усилие  $F$ .

Марка стали, сечение листов, растягивающее усилие  $F$ , метод сварки и марка электродов приведены в табл. П1.2. Коэффициент запаса прочности  $S = 1,4 \dots 1,6$ .

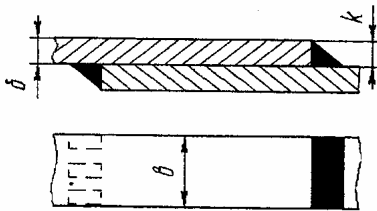


Рис 1

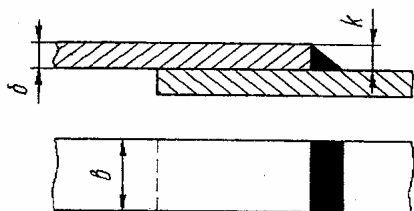


Рис 2

Таблица П1.2

Номер варианта	Номер эскиза	Марка стали листа	Сечение листа		Растягивающее усилие $F$ , кН	Метод сварки	Марка электрода
			Ширина $b$ , мм	Толщина, $\delta$ , мм			
1	2	3	4	5	6	7	8
1	Рис. 1	Ст3	-	8	106	Ручная	Э42А
2	Рис. 2	Ст3	100	8	-	Ручная	Э42А
3	Рис. 1	Ст2	-	10	110	Ручная	Э50

1	2	3	4	5	6	7	8
4	Рис. 2	Ст2	120	10	—	Ручная	Э50
5	Рис. 1	Ст3	—	12	120	Ручная	Э42А
6	Рис. 2	Ст3	80	12	—	Ручная	Э42А
7	Рис. 1	Ст4	—	8	60	Ручная	Э50
8	Рис. 2	Ст4	150	8	—	Ручная	Э50
9	Рис. 1	Ст3	—	10	140	Автомат	—
10	Рис. 2	Ст3	100	10	—	Автомат	—
11	Рис. 1	Ст4	80	12	—	Ручная	Э42А
12	Рис. 2	Ст4	—	12	75	Ручная	Э42А
13	Рис. 1	Ст5	120	10	—	Ручная	Э50
14	Рис. 2	Ст5	—	10	110	Ручная	Э50
15	Рис. 1	Ст3	—	8	80	Автомат	—
16	Рис. 1	Ст3	160	8	—	Автомат	—

## Задание 3

Подобрать диаметр болтов для соединения трех стальных полос. Внешняя нагрузка  $F$  перпендикулярна оси болтов. Затяжка болтов контролируемая. Нагрузка статическая. Болты поставлены с зазором (табл. П1.3).

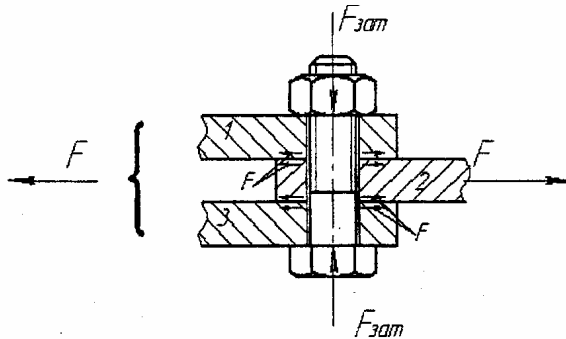


Таблица П1.3

Номер варианта	$F$ , кН	Класс прочности болтов	Число болтов $Z$	Номер варианта	$F$ , кН	Класс прочности болтов	Число болтов $Z$
1	2	3	4	1	2	3	4
1	5	3,6	2	23	10	5,6	4
2	6	3,6	2	24	12	5,6	4
3	10	3,6	4	25	15	4,6	4

1	2	3	4	5	6	7	8
4	12	3,6	4	26	20	4,8	4
5	15	3,6	4	27	22	5,6	4
6	20	4,6	4	28	25	5,6	4
7	22	4,6	4	29	30	5,8	5
8	25	4,6	4	30	32	5,8	5
9	30	5,6	5	31	35	5,8	5
10	32	5,6	5	32	40	5,8	5
11	35	5,6	5	33	45	5,8	5
12	40	5,6	5	34	5	4,6	5
13	45	5,6	5	35	6	4,6	5
14	5	4,6	2	36	8	4,6	5
15	6	4,6	2	37	10	4,8	4
16	8	4,6	4	38	12	4,8	4
17	10	4,6	5	39	15	4,8	4
18	12	4,8	5	40	20	4,8	4
19	15	4,8	5	41	50	4,8	6
20	20	4,8	5	42	60	4,8	6
21	5	3,6	4	43	70	4,8	8
22	6	3,6	4	44	80	4,8	8

## Задание 4

Подобрать метрическую резьбу для хвостовика рым-болта грузоподъемностью  $F$ . Материал рым-болта/гайки – сталь (табл. П1.4).

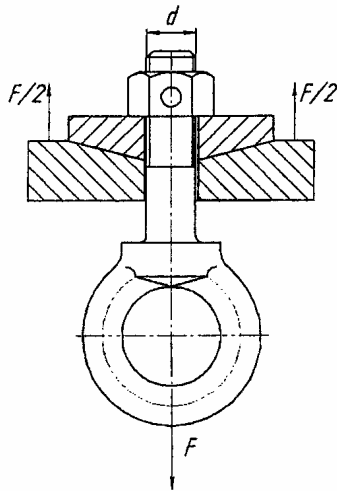


Таблица П1.4

Номер варианта	Грузоподъемность $F$ , кН	Материал	Номер варианта	Грузоподъемность $F$ , кН	Материал
1	2	3	1	2	3
1	4	Ст3/Ст3	24	8	Ст20/Ст3
2	5	Ст3/Ст3	25	10	Ст20/Ст3
3	8	Ст3/Ст3	26	12	Ст20/Ст3
4	10	Ст3/Ст3	27	16	Ст20/Ст3
5	12,5	Ст3/Ст3	28	20	Ст20/Ст3
6	16	Ст3/Ст3	29	25	Ст20/Ст3
7	20	Ст3/Ст3	30	32	Ст20/Ст3
8	25	Ст3/Ст3	31	40	Ст20/Ст5
9	32	Ст3/Ст3	32	63	Ст20/Ст5
10	40	Ст3/Ст3	33	80	Ст3/Ст3
11	200	Ст20/Ст5	34	100	Ст3/Ст3
12	160	Ст20/Ст5	35	125	Ст3/Ст3
13	125	Ст20/Ст5	36	160	Ст30/Ст5
14	100	Ст20/Ст5	37	200	Ст20/Ст15
15	80	Ст35/Ст5	38	250	Ст20/Ст15
16	63	Ст35/Ст5	39	320	Ст35/Ст20
17	50	Ст35/Ст5	40	400	Ст35/Ст20
18	40	Ст35/Ст5	41	500	Ст35/Ст20
19	32	Ст20/Ст3	42	630	Ст35/Ст20
20	25	Ст20/Ст3	43	800	Ст40х/Ст35х
21	4	Ст20/Ст3	44	1000	Ст40х/Ст35х
22	5	Ст20/Ст3	45	1250	Ст40х/Ст35х
23	6,3	Ст20/Ст3			

## Задание 5

Подобрать по ГОСТ 23360-78 призматическую шпонку для соединения вала редуктора со ступицей полумуфты, изготовленной из стали. Нагрузка спокойная. Проверить прочность соединения. Исходные данные для расчета представлены в табл. П1.5.

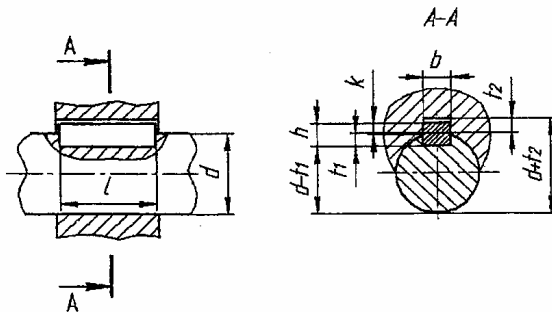


Таблица П1.5

№ п/п	Передаваемая мощность $P$ , кВт	Частота вращения $n$ , об/мин	Диаметр вала $d$ , мм	Длина ступицы полумуфты $l_{ст}$ , мм	№ п/п	Передаваемая мощность $P$ , кВт	Частота вращения $n$ , об/мин	Диаметр вала $d$ , мм	Длина ступицы полумуфты $l_{ст}$ , мм
1	2	3	4	5	1	2	3	4	5
1	85	455	90	140	23	80	440	85	140
2	88	430	95	150	24	85	430	90	145
3	85	450	85	140	25	90	430	95	150
4	80	445	80	145	26	88	420	90	145
5	78	440	85	150	27	78	420	85	140
6	75	435	90	145	28	80	415	80	145
7	78	430	95	140	29	85	410	85	150
8	80	425	90	145	30	88	400	90	145
9	85	420	85	150	31	75	410	95	140
10	88	415	80	145	32	78	415	90	145
11	75	410	85	140	33	80	420	85	150
12	78	400	90	145	34	85	425	90	140
13	80	410	95	150	35	90	430	95	150
14	85	415	90	145	36	80	400	90	150
15	88	420	85	140	37	85	410	85	145
16	75	420	80	145	38	78	400	90	145
17	78	430	85	150	39	75	430	95	140
18	80	430	90	145	40	80	425	80	145
19	85	440	95	140	41	85	400	85	140
20	88	445	90	145	42	75	425	80	150
21	75	450	85	150	43	88	400	95	150
22	78	445	80	145	44	75	415	85	145

Справочные материалы

Таблица П2.1

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

Классы прочности	Предел прочности		Предел текучести $\sigma_T$ , МПа	Марка стали	
	min	max		Болта	Гайки
3.6	340	490	200	Ст3	Ст3
	300			Сталь 10	
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

Таблица П2.2

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
	0,5	4,459		1,5	10,376		0,5	17,459		1	25,917
				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
	0,75	5,188		1,5	12,376		2	17,835		3	26,752
	0,5	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	0,5	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
						0,5	21,459	0,75	32,188		

$d$	$p$	$d_1$	$d$	$p$	$d_1$	$d$	$p$	$d_1$	$d$	$p$	$d_1$	
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		0,75	23,188				
				27	3		23,752	3				23,752
					2		24,835	2				24,835

Таблица П2.3

## Размеры сечений призматических шпонок и пазов

Диаметр вала	Размеры сечений шпонок	Глубина паза		Радиус закругления или фаска	Интервалы длин		Фаска $f \times 45$	
		Вала	Втулки		От	До	Не менее	Не более
	$b \times h$	$t_1$	$t_2$					
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		
12...17	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.

Исполнение 2: то же; 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 П.2.4

## Механические характеристики некоторых сталей

Марка стали	$\sigma_B$	$\sigma_T$	$\sigma_{-1}$	$\tau_{-1}$	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

Общие сведения .....	3
1. Расчет сварных соединений .....	—
2. Расчет резьбовых соединений .....	6
2.1. Расчет ненапряженного резьбового соединения (гайка не затянута) .....	7
2.2. Напряженное резьбовое соединение с поперечной внешней нагрузкой .....	9
2.3. Напряженное резьбовое соединение с внешней осевой нагрузкой .....	11
3. Расчет шпоночных соединений .....	12
Библиографический список .....	15
Приложение 1 .....	16
Приложение 2 .....	22

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

План 2009 г., № 110

Подписано в печать с оригинал-макета 13.10.2010.

Формат 60×84 1/16. Бумага для множ. апп. Печать офсетная.

Усл. печ. л. 1,625. Тираж 250 экз.

Заказ 943.

Петербургский государственный университет путей сообщения.

190031, СПб., Московский пр., 9.

Типография ПГУПС. 190031, СПб., Московский пр., 9.