

Министерство образования Республики Беларусь  
Учреждение образования «Барановичский государственный университет»

А. К. Гавриленя, В. А. Дремук, Л. Л. Сотник

# РАСЧЁТ СОЕДИНЕНИЙ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

Методические рекомендации  
к практическим занятиям  
для студентов инженерных специальностей

В двух частях

Часть 2

СВАРНЫЕ, ЗАКЛЁПОЧНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ  
И СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

Библиотека БарГУ



0003 6765

Барановичи  
БарГУ  
2017

Министерство образования Республики Беларусь  
Учреждение образования «Барановичский государственный университет»

УДК 621.0(072)  
ББК 65.305.42я73

А. К. Гавриленя, В. А. Дремук, Л. Л. Сотник

Рецензенты:

кандидат технических наук, заведующий кафедрой оборудования  
и автоматизации производства учреждения образования «Барановичский  
государственный университет» И. А. Богданович,  
кандидат технических наук, заведующий кафедрой технологии  
машиностроения учреждения образования «Барановичский государственный  
университет» М. В. Нерода

- Г12 **Гавриленя, А. К.** Расчёт соединений деталей машин. Сварные, заклёпочные соединения и соединения с натягом: метод. рекомендации к практ. занятиям для студентов инженер. специальностей: в 2 ч. / А. К. Гавриленя, В. А. Дремук, Л. Л. Сотник; М-во образования Респ. Беларусь, Баранович. гос. ун-т. — Барановичи: БарГУ, 2017. — Ч. 2: Сварные, заклёпочные соединения и соединения с натягом. — 51 с.  
ISBN 978-985-498-760-6.

Приводятся общие сведения о методике расчёта соединений деталей машин. Изложены краткие теоретические сведения, рассмотрены методики расчёта, приведены необходимые справочные данные и примеры решения типовых задач.

Издание предназначено для студентов, обучающихся по специальностям 1-36 01 01 «Технология машиностроения», 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства», 1-53 01 01 «Автоматизация технологических процессов и производств», 1-74 06 01 «Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства».

УДК 621.0(072)  
ББК 65.305.42я73

ISBN 978-985-498-760-6

© БарГУ, 2017

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|                          |   |
|--------------------------|---|
| <i>Предисловие</i> ..... | 4 |
|--------------------------|---|

### 1 СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

|   |    |
|---|----|
| 1.1 Краткие теоретические сведения .....      | 5  |
| 1.1.1 Общие сведения .....                    | 5  |
| 1.1.2 Основные расчётные формулы .....        | 6  |
| 1.1.3 Выбор допускаемых напряжений .....      | 9  |
| 1.2 Примеры решения инженерных задач .....    | 16 |
| 1.3 Задачи для самостоятельного решения ..... | 23 |

### 2 ЗАКЛЁПочНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

|   |    |
|---|----|
| 2.1 Краткие теоретические сведения .....      | 26 |
| 2.1.1 Общие сведения .....                    | 26 |
| 2.1.2 Основные расчётные формулы .....        | 29 |
| 2.2 Примеры решения инженерных задач .....    | 31 |
| 2.3 Задачи для самостоятельного решения ..... | 37 |

### 3 СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

|   |    |
|---|----|
| 3.1 Краткие теоретические сведения .....      | 39 |
| 3.1.1 Общие сведения .....                    | 39 |
| 3.1.2 Основные расчётные формулы .....        | 40 |
| 3.2 Примеры решения инженерных задач .....    | 48 |
| 3.3 Задачи для самостоятельного решения ..... | 49 |
| <i>Список использованных источников</i> ..... | 51 |

УДК 621.0(072)  
ББК 65.305.42я73

А. К. Гавриленя, В. А. Дремук, Л. Л. Сотник

Рецензенты:

кандидат технических наук, заведующий кафедрой оборудования и автоматизации производства учреждения образования «Барановичский государственный университет» И. А. Богданович,  
кандидат технических наук, заведующий кафедрой технологии машиностроения учреждения образования «Барановичский государственный университет» М. В. Нерода

Г12 Гавриленя, А. К.

Расчёт соединений деталей машин. Сварные, заклёпочные соединения и соединения с натягом : метод. рекомендации к практ. занятиям для студентов инженер. специальностей : в 2 ч. / А. К. Гавриленя, В. А. Дремук, Л. Л. Сотник ; М-во образования Респ. Беларусь, Баранович. гос. ун-т. — Барановичи : БарГУ, 2017. — Ч. 2 : Сварные, заклёпочные соединения и соединения с натягом. — 51 с.  
ISBN 978-985-498-760-6.

Приводятся общие сведения о методике расчёта соединений деталей машин. Изложены краткие теоретические сведения, рассмотрены методики расчёта, приведены необходимые справочные данные и примеры решения типовых задач.

Издание предназначено для студентов, обучающихся по специальностям 1-36 01 01 «Технология машиностроения», 1-36 01 03 «Технологическое оборудование машиностроительного производства», 1-53 01 01 «Автоматизация технологических процессов и производств», 1-74 06 01 «Техническое обеспечение процессов сельскохозяйственного производства».

УДК 621.0(072)  
ББК 65.305.42я73

## ОГЛАВЛЕНИЕ

|                          |   |
|--------------------------|---|
| <i>Предисловие</i> ..... | 4 |
|--------------------------|---|

### 1 СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

|   |    |
|---|----|
| 1.1 Краткие теоретические сведения .....      | 5  |
| 1.1.1 Общие сведения .....                    | 5  |
| 1.1.2 Основные расчётные формулы .....        | 6  |
| 1.1.3 Выбор допускаемых напряжений .....      | 9  |
| 1.2 Примеры решения инженерных задач .....    | 16 |
| 1.3 Задачи для самостоятельного решения ..... | 23 |

### 2 ЗАКЛЁПочНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

|   |    |
|---|----|
| 2.1 Краткие теоретические сведения .....      | 26 |
| 2.1.1 Общие сведения .....                    | 26 |
| 2.1.2 Основные расчётные формулы .....        | 29 |
| 2.2 Примеры решения инженерных задач .....    | 31 |
| 2.3 Задачи для самостоятельного решения ..... | 37 |

### 3 СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

|   |    |
|---|----|
| 3.1 Краткие теоретические сведения .....      | 39 |
| 3.1.1 Общие сведения .....                    | 39 |
| 3.1.2 Основные расчётные формулы .....        | 40 |
| 3.2 Примеры решения инженерных задач .....    | 48 |
| 3.3 Задачи для самостоятельного решения ..... | 49 |

|   |    |
|---|----|
| <i>Список использованных источников</i> ..... | 51 |
|---|----|

## ПРЕДИСЛОВИЕ

Для студентов инженерных специальностей важным является не только знание теории по дисциплине «Детали машин», но и приобретение навыков в самостоятельном решении задач.

В данных методических рекомендациях в соответствии с учебной программой дисциплины рассмотрены особенности расчёта неразъёмных соединений деталей машин: сварных, заклёпочных и соединений с натягом.

Каждая тема рекомендаций включает основные сведения из теории, которые необходимы для сознательного разбора представленных примеров и самостоятельного решения типовых задач.

Практическая часть снабжена подробно решёнными примерами с необходимыми пояснениями.

Справочная информация, примеры решения и условия задач представлены в единицах Международной системы (СИ). Некоторые справочные данные ограничены диапазоном параметров и типоразмеров деталей, которые широко используются в практике расчётов. В случае необходимости следует обращаться к соответствующим стандартам.

Данные методические рекомендации в сочетании с лекционным курсом позволят студентам самостоятельно приобрести опыт решения задач по разделу «Соединения деталей машин».

# 1 СВАРНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

## 1.1 Краткие теоретические сведения

### 1.1.1 Общие сведения

*Сварным* называется неразъёмное соединение, образованное за счёт сил молекулярного сцепления в результате расплавления металла соединяемых деталей и электрода.

Сварные соединения являются наиболее распространёнными из неразъёмных соединений, так как лучше других обеспечивают условия равнопрочности, дают значительную экономию металла, снижают стоимость конструкции. Сварные конструкции по сравнению с клёпаными уменьшают массу до 25%, а по сравнению с литыми позволяют экономить до 30% и более металла. Трудоемкость сварных конструкций меньше клёпанных. Сварка обеспечивает герметичность соединения, сравнительно бесшумна, а также позволяет механизировать и автоматизировать технологический процесс. В настоящее время сваривают детали всех конструкционных сталей, цветных металлов, чугунов и пластмасс. Хорошо свариваются низкоуглеродистые стали, плохо — высокоуглеродистые стали и чугуны.

Минусы сварных соединений: недостаточная надёжность при вибрациях и ударах, коробление деталей, концентрация напряжений и сложность проверки качества соединения.

Различают два способа сварки: сварка плавлением, контактная сварка.

Основным видом *сварки плавлением* является электродуговая сварка плавящимся электродом. Различают три основных разновидности электродуговой сварки: ручную, полуавтоматическую и автоматическую. Наибольшее применение имеют электроды марок Э42, Э42А, Э50, Э50А (стоящее после буквы Э число, умноженное на 10, показывает величину предела прочности материала электродной проволоки в МПа).

Основными разновидностями *контактной сварки* являются: точечная, стыковая сварка сопротивлением и оплавлением, рельефная, роликовая.

По взаимному расположению соединяемых элементов сварные соединения бывают: *стыковые* (рис. 1.1, а), *нахлёсточные* (см. рис. 1.1, б), *тавровые* (см. рис. 1.1, в), *угловые* (см. рис. 1.1, г).

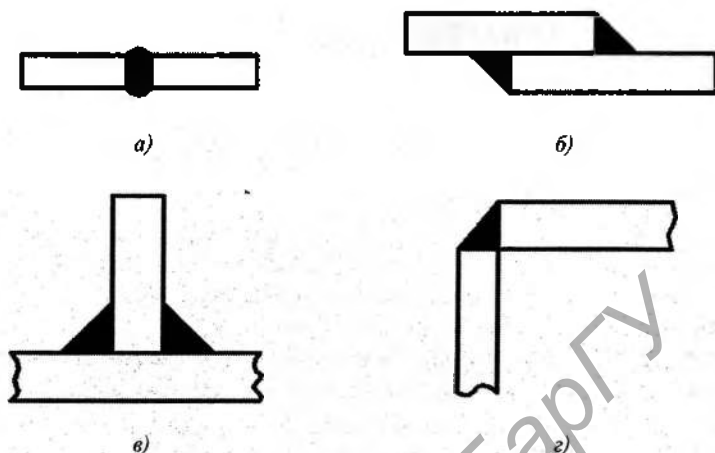


Рисунок 1.1 — Классификация сварных соединений по взаимному расположению

Соединение деталей электродуговой или газовой сваркой выполняют *стыковыми* или *угловыми* швами. Металл шва, наплавленный за один проход, называется *валиком*.

Соединение встык (с разделкой или без разделки кромок элементов) выполняют прямыми и косыми стыковыми швами.

Для соединений нахлесточных, тавровых и угловых используют угловой (валиковый) шов. В зависимости от ориентации углового шва по отношению к направлению действующего усилия различают *лобовые*, *фланговые*, *косые* и *комбинированные* швы (рис. 1.2). Представим формы поперечных сечений угловых швов (рис. 1.3). Наиболее распространён шов нормальной формы. Выпуклый шов имеет значительную концентрацию напряжений по сравнению с нормальным и особенно вогнутым швами. При действии переменных нагрузок рекомендуется применять вогнутые угловые швы. На практике вогнутость шва достигается посредством механической обработки, которая увеличивает стоимость конструкции.

Основной геометрической характеристикой угловых швов является величина катета  $k$  и высоты  $h$  (рис 1.4). Величину катета шва  $k$  обычно принимают равной толщине соединяемых элементов, при этом  $k \geq 3$  мм. Для нормального шва  $h = k \sin 45^\circ \approx 0,7k$ .

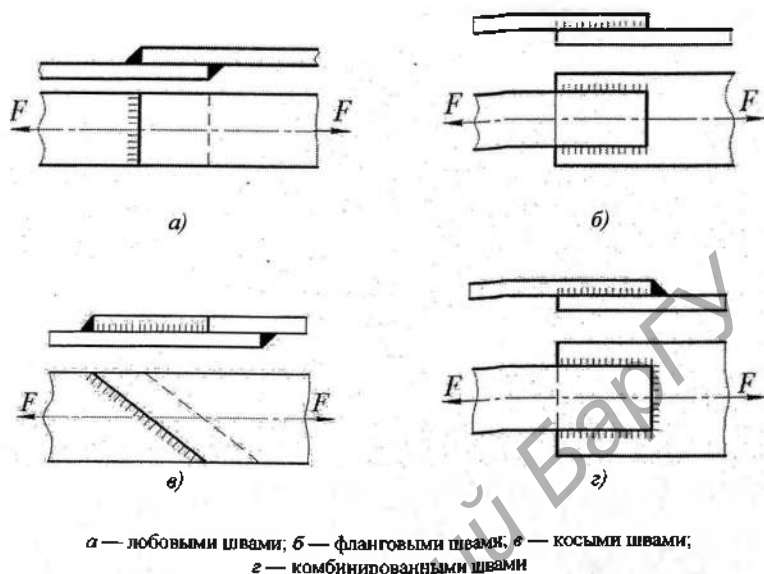


Рисунок 1.2 — Соединения анахлестку [1, с. 29]

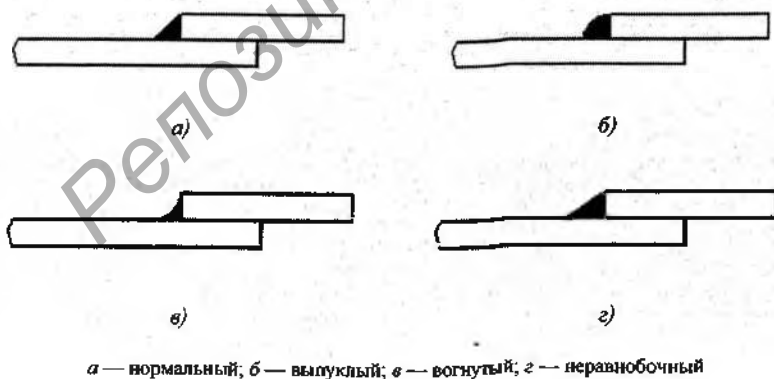


Рисунок 1.3 — Виды угловых швов [2, с. 12]

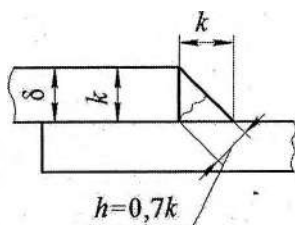
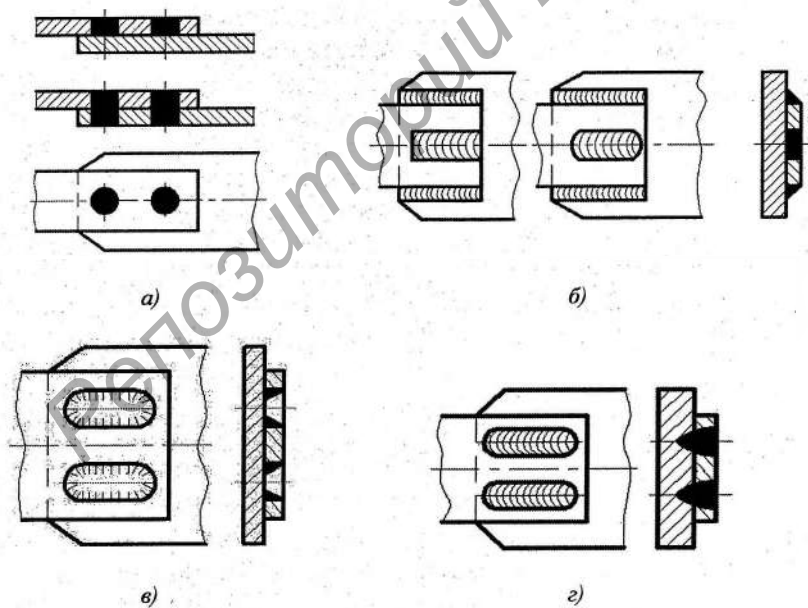


Рисунок 1.4 — Угловой шов  
[3, с. 26]

При невозможности наложения по наружному контуру элемента соединения угловых швов достаточной длины используют *прорезные*, *пробочные* и *проплавные* соединения (рис. 1.5).

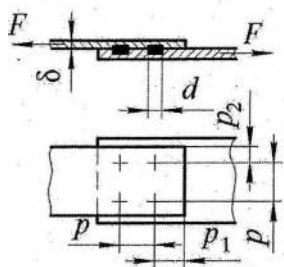


*a* и *б* — пробочные; *а* — прорезные; *г* — проплавные

Рисунок 1.5 — Сварные соединения [1, с. 29]

Сварные швы углового соединения являются нерабочими и служат только как связующий элемент для образования профиля.

Соединения контактной сваркой делят на стыковые и на соединения по поверхности — точечные (рис. 1.6), а также линейные (рис. 1.7).



$$d = 1,2\delta + 4 \text{ мм при } \delta \leq 3;$$

$$d = 1,5\delta + 5 \text{ мм при } \delta > 3;$$

$$p = 3d; p_1 p_2 = 2d; p_2 = 1,5d$$

Рисунок 1.6 — Соединение точечной сваркой [3, с. 26]

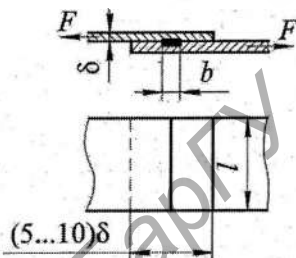


Рисунок 1.7 — Соединение роликовой сваркой [3, с. 26]

### 1.1.2 Основные расчётные формулы

Прочность является *основным критерием работоспособности* сварных соединений. Расчёт ведут, предполагая, что в опасных сечениях напряжения распределены равномерно и без учёта выпуклости шва.

*Расчёт сварных соединений, выполненных стыковым швом.*

**Случай 1.** Стыковое соединение нагружено осевой силой. Вне зависимости от подготовки кромок сварной шов работает на растяжение или сжатие.

Условие прочности прямого шва  $\sigma$  (рис. 1.8, а) имеет вид

$$\sigma = \frac{F}{l\delta} \leq [\sigma_{p(сж)}'], \quad (1.1)$$

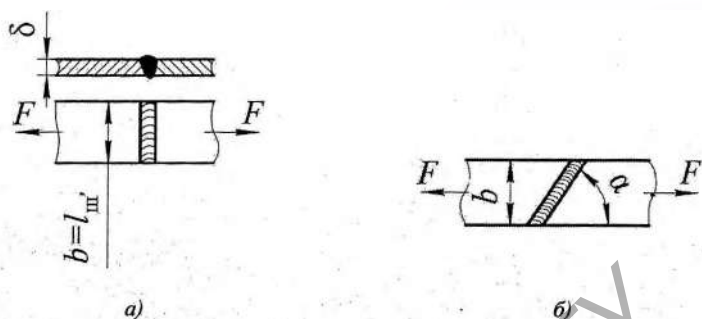
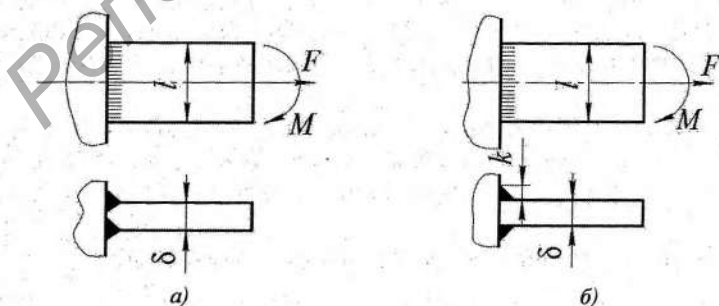


Рисунок 1.8 — Расчётные схемы стыковых соединений

- где  $F$  — нагрузка на сварное соединение, Н;  
 $l$  — длина шва, мм;  
 $\delta$  — толщина соединяемых элементов, мм;  
 $[\sigma_{p(сж)}]$  — допускаемое напряжение на растяжение или сжатие для сварного шва, МПа.

Условие прочности косо́го шва  $\sigma_3$  (см. рис. 1.8, б) проверяют по формуле  $\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma_{p(сж)}]$ , где  $\sigma = (F \sin \alpha) / l\delta$ ;  $\tau = (F \cos \alpha) / l\delta$ , где  $\alpha$  — угол между направлением продольной силы и осью косо́го шва, град.

**Случай 2.** Стыковое соединение нагружено изгибающим моментом  $M$  и растягивающей или сжимающей силой  $F$  (рис. 1.9).



а — стыковой шов, б — угловой шов

Рисунок 1.9 — Исполнения стыковых соединений [4, с. 71]

С подготовкой кромок (см. рис. 1.9, а) условие прочности стыкового шва имеет вид

$$\sigma = \frac{M}{W_c} \pm \frac{F}{F_c} \leq [\sigma_{p(\text{сж})}],$$

где  $M$  — изгибающий момент, Н · мм;

$W_c$  — момент сопротивления сварного шва,  $W_c = \delta l^2/6$ ;

$F_c$  — площадь сечения сварного шва,  $F_c = \delta l$ ; верхний знак при нагружении растягивающей силой  $F$ .

Без подготовки кромок (см. рис. 1.9, б) условие прочности углового шва имеет вид

$$\tau = \frac{M}{W_c} + \frac{F}{F_c} \leq [\tau_{\text{ср}}].$$

Здесь для сопряжения, изображённого на рис. 1.9, б,  $W_c = 2 \cdot 0,7 kl^2/6$ ;  $F_c = 2 \cdot 0,7kl$ .

**Случай 3.** Стыковое соединение нагружено внешними силами, лежащими в плоскостях, параллельных и перпендикулярных плоскости стыка (рис. 1.10).

Для соединения стыковым швом (см. рис. 1.9, а) влияние поперечной силы не учитывают.

Для соединения угловыми швами (рис. 1.9, б, и рис. 1.10) влияние поперечной силы учитывают в случаях, когда сила велика, а плечо внешнего момента небольшое. Поэтому прочность углового шва на срез [4] проверяют по формуле

$$\tau = \sqrt{\left(\frac{F_1 l}{W_c} + \frac{F}{F_c}\right)^2 + \left(\frac{F_1}{F_c}\right)^2} \leq [\tau_{\text{ср}}],$$

где  $F_1$  и  $F$  — сила, параллельная и перпендикулярная плоскости стыка соответственно.

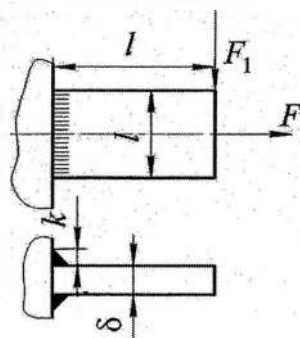


Рисунок 1.10 — Нагружение стыкового шва силой, параллельной плоскости стыка [4, с. 71]

### Расчёт сварных нахлесточных соединений.

Нахлесточные соединения выполняются угловым швом (лобовым, фланговым и комбинированным).

Случай 1. При симметричном расположении углового шва относительно нагружающей силы принимают, что по всей длине шва напряжения распределяются равномерно. Отсюда условие прочности имеет вид

$$\tau = \frac{F}{0,7kl} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (1.2)$$

где  $0,7k = h$  — толщина шва в опасном сечении (см. рис. 1.4);

$l = \sum l_i$  — длина периметра шва;

$[\tau_{\text{ср}}]$  — допускаемое напряжение на срез для углового шва.

Фактически напряжения по длине фланговых швов распределены неравномерно. Неравномерность тем значительнее, чем больше длина  $l_{\phi}$  шва. Поэтому рекомендуют  $l_{\phi} \leq 50k$ .

Случай 2. При несимметричном расположении фланговых швов относительно внешней силы  $F$  (рис. 1.11) силы  $F_1$  и  $F_2$  по правилам статики определяют по формулам

$$F_1 = F \frac{b - z_0}{b} \quad \text{и} \quad F_2 = F \frac{z_0}{b}, \quad (1.3)$$

где  $b$  — ширина полки уголка;

$z_0$  — расстояние до центра тяжести профиля.

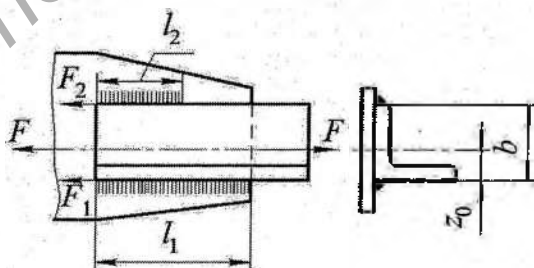


Рисунок 1.11 — Сварные швы, несимметрично расположенные относительно линии действия [5 с. 14]

**Случай 3.** При нагружении комбинированных швов моментом  $M$  и сдвигающей силой  $F$  (рис. 1.12) в плоскости стыка условие прочности имеет вид

$$\tau = \tau_M + \tau_F \leq [\tau_{ср}'], \quad (1.4)$$

где

$$\tau_M = \frac{M}{0,7kl_\phi l_n + \frac{1}{6}0,7kl_n^2}; \quad (1.5)$$

$$\tau_F = \frac{F}{0,7k(2l_\phi + l_n)}, \quad (1.6)$$

где  $l_\phi$ ,  $l_n$  — длина флангового и лобового швов соответственно.

**Расчёт прочных соединений.**

Прочность прочных соединений проверяют следующим образом:

а) при работе на срез — по формуле

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

где  $i$  — количество пробок;

$d$  — диаметр пробок, мм;

б) при работе на отрыв — по формуле

$$\sigma = \frac{F}{i \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\sigma_{отр}'].$$

**Расчёт тавровых соединений.**

Прочность соединения в тавр при нагружении силой  $F$  и изгибающим моментом  $M$  проверяют:

а) без подготовки кромки соединяемых элементов (угловые швы) — по формуле

$$\tau = \frac{F}{2 \cdot 0,7kl} + \frac{6M}{2 \cdot 0,7kl^2} \leq [\tau_{ср}'];$$

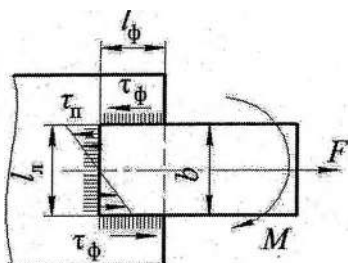


Рисунок 1.12 — Нагружение комбинированных швов в плоскости стыка [1, с. 33]

б) с подготовкой кромок соединяемых элементов (стыковые швы)

$$\sigma_p = \frac{F}{\delta l} + \frac{6M}{\delta l^2} \leq [\sigma_p'].$$

При нагружении соединения встык крутящим  $T$  и изгибающим моментами  $M$  (рис. 1.13) проверку производят по формуле

$$\tau = \sqrt{\tau_T^2 + \tau_M^2} \leq [\tau_{cp}'], \quad \tau_T = \frac{2T}{0,7\pi(d+0,7k)^2}; \quad \tau_M \approx \frac{4M}{0,7\pi(d+0,7k)^2}.$$

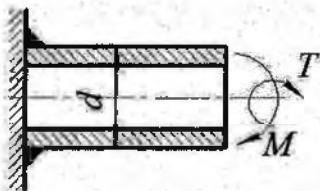


Рисунок 1.13 — Схема к расчёту таврового соединения [1, с. 34]

**Расчёт соединений, выполненных контактной сваркой.**

Если соединение выполняется стыковым швом, то расчётное сечение принимается равным сечению свариваемых элементов. При статической нагрузке стык равнопрочен цельному металлу и расчёт на прочность не делают.

Прочность соединений точечной сваркой, работающей в основном на срез (см. рис. 1.6), проверяют по формуле

$$\tau = \frac{F}{zi \frac{\pi d^2}{4}} \leq [\tau_{cp}'],$$

где  $z$  — число сварных точек;

$i$  — число плоскостей среза;

$d$  — диаметр сварной точки, мм.

Прочность соединений линейной сваркой (см. рис. 1.7) проверяют по формуле

$$\tau = \frac{F}{bl} \leq [\tau_{cp}'],$$

где  $b$  — ширина линии сварки, мм;

$l$  — длина линии сварки, мм.

### Расчёт сварных котлов и других сосудов высокого давления.

Для обеспечения прочности котлов и других сосудов высокого давления в расчёт вводят коэффициент прочности сварных швов  $\varphi$ :

$$\varphi = \frac{[\sigma_p']}{[\sigma_p]}$$

где  $[\sigma_p']$  — допускаемое напряжение растяжения сварного шва, МПа;

$[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение растяжения основного металла, МПа.

Представим расчетные значения коэффициентов прочности  $\varphi$  стыковых швов (табл. 1.1).

Т а б л и ц а 1.1 — Значения коэффициентов прочности сварных швов  $\varphi$  [1, с. 35]

| Вид сварки   | Значение |
|--|----------|
| Двусторонний, выполненный автоматической сваркой под слоем флюса                                       | 1,00     |
| Двусторонний, выполненный вручную с полным проваром  | 0,95     |
| Двусторонний, выполненный вручную с неполным проваром (в зависимости от относительной глубины провара) | 0,80     |
| Односторонний на подкладке   | 0,90     |
| Односторонний без подварки и подкладок, продольный   | 0,70     |
| Односторонний без подварки и подкладок, поперечный (кольцевой)   | 0,80     |
| Внаклёстку   | 0,80     |

Расчёт сосудов высокого давления сводят к определению толщины стенки  $s$  по формуле

$$s = \frac{pD}{2\varphi[\sigma_p']}$$

где  $p$  — давление в сосуде, МПа;

$D$  — диаметр сосуда, мм;

$[\sigma_p]$  — допускаемое напряжение растяжения, МПа.

При  $p \leq 1,5$  МПа и температуре  $t < 200^\circ\text{C}$  [3]  $[\sigma_p] = \frac{\sigma_b}{4}$ , иначе принимают меньшее из двух значений:

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_b}{4,35} \text{ и } [\sigma_p] = \frac{\sigma_{T(t)}}{2},$$

где  $\sigma_b$  — предел прочности при растяжении при нормальной температуре;

$\sigma_{T(t)}$  — предел текучести при рабочей температуре.

### 1.1.3 Выбор допускаемых напряжений

При статической нагрузке допускаемые напряжения в сварных швах принимают по таблице 1.2.

Т а б л и ц а 1.2 — Допускаемые напряжения в швах сварных соединений [3, с. 32]

| Вид сварки   | Допускаемое напряжение           |                                 |                             |
|--|----------------------------------|---------------------------------|-----------------------------|
|  | на растяжение<br>[ $\sigma_p'$ ] | на сжатие<br>[ $\sigma_{ск}'$ ] | на срез<br>[ $\tau_{ср}'$ ] |
| Автоматическая под флюсом и ручная электродами Э42А, Э50А; контактная стыковая | [ $\sigma_p$ ]                   | [ $\sigma_p$ ]                  | 0,65[ $\sigma_p$ ]          |
| Ручная дуговая электродами Э42 и Э50; газовая сварка                           | 0,9[ $\sigma_p$ ]                | [ $\sigma_p$ ]                  | 0,6[ $\sigma_p$ ]           |
| Ручная сварка электродом Э34   | 0,6[ $\sigma_p$ ]                | 0,75[ $\sigma_p$ ]              | 0,5[ $\sigma_p$ ]           |
| Контактная точечная и роликовая  | —                                | —                               | 0,6[ $\sigma_p$ ]           |

При переменных нагрузках допускаемые напряжения для сварных швов определяют путём умножения соответствующих допускаемых напряжений при статической нагрузке (см. табл. 1.2) на коэффициент [1, с. 36]:

$$\gamma = \frac{1}{0,6k_\sigma + 0,2 - (0,6k_\sigma - 0,2)r} \leq 1, \quad (1.7)$$

где  $k_G$  — эффективный коэффициент концентрации нагрузки (табл. 1.3);  
 $r$  — коэффициент асимметрии цикла напряжений.

Таблица 1.3 — Значения коэффициентов концентраций напряжений  $k_G$  [2, с. 18]

| Элемент         |  | Низкоуглеродистая сталь | Низколегированная сталь |
|-----------------|--|-------------------------|-------------------------|
| Основной металл | У перехода к стыковому шву:<br>— с механической обработкой;<br>— без механической обработки                                  | 1,2<br>1,5              | 1,4<br>1,9              |
|                 | У перехода к лобовому шву:<br>— с механической обработкой<br>и с отношением катетов 1 : 1,5;<br>— без механической обработки | 2,0<br>2,7              | 2,5<br>3,3              |
|                 | У флангового шва   | 3,5                     | 4,5                     |
|                 | У косынок, приваренных<br>внахлестку   | 2,7                     | 3,3                     |
| Сварные швы     | Стыковые с полным проваром   | 1,2                     | 1,4                     |
|                 | Угловые лобовые  | 2,0                     | 2,5                     |
|                 | Фланговые  | 3,5                     | 4,5                     |

## 1.2 Примеры решения инженерных задач

**Задача 1.** Две полосы из стали Ст3 сварены встык. На сварное соединение действует растягивающая статическая нагрузка  $F = 400$  кН. Толщина полос  $\delta = 12$  мм. Допускаемое напряжение для основного металла  $[\sigma_p] = 160$  МПа. Сварка ручная, выполнена электродом Э42.

*Решение.*

1. По таблице 1.2 определим допускаемое напряжение для сварного шва:  $[\sigma_p'] = 0,9[\sigma_p] = 0,9 \cdot 160 = 144$  МПа.

2. По формуле (1.1) найдём длину сварного шва (ширину полос):

$$l \geq \frac{F}{[\sigma_p']\delta} \geq \frac{400 \cdot 10^3}{144 \cdot 12} = 232 \text{ мм.}$$

Принимаем ширину полос  $b = l = 235$  мм.

3. Определяем действующее напряжение в полосе:

$$\sigma = \frac{F}{b\delta} = \frac{400 \cdot 10^3}{235 \cdot 12} = 143 \text{ МПа.}$$

Таким образом, в данном случае полосы недогружены, соединением стыковым швом не обеспечиваем равнопрочности шва и основного металла.

**Задача 2.** По данным задачи 1 проверить шов внахлестку с двумя лобовыми швами.

*Решение.*

1. Примем катет сварного шва равным толщине полос  $k = \delta = 12$  мм.

2. По таблице 1.2 определим допускаемое напряжение для сварного шва:  $[\tau_{ср}] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 160 = 96$  МПа.

3. Применив формулу (1.2) для двух лобовых швов, получим:  
 $L = 2l_n = \frac{F}{0,7k[\tau_{ср}]}$ , т. е.  $L_n = \frac{F}{2 \cdot 0,7k[\tau_{ср}]} = \frac{400 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot 12 \cdot 96} = 248$  мм.

Принимаем  $l = 250$  мм.

4. Определяем действующее напряжение в полосе:

$$\sigma = \frac{F}{b\delta} = \frac{400 \cdot 10^3}{250 \cdot 12} = 133 \text{ МПа.}$$

Таким образом, полосы недогружены примерно на 17%.

**Задача 3.** Угловой профиль  $100 \times 100 \times 14$  мм из стали Ст3 ( $[\sigma_p] = 160$  МПа) соединён с косынкой (рис. 1.14). На сварное соединение действует растягивающая нагрузка  $F = 350$  кН. Сварка выполнена электродом Э34. Определить размеры фланговых швов.

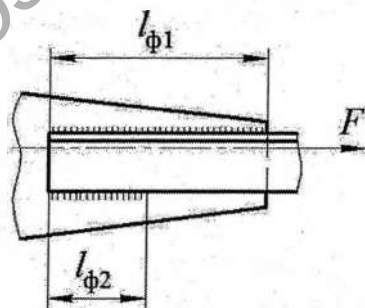


Рисунок 1.14 — Сварное соединение косынки и углового профиля

*Решение.*

1. Примем катет сварного шва равным толщине полос  $k = \delta = 14$  мм.
2. По таблице 1.2 определим допускаемое напряжение для сварного шва:  $[\tau_{ср}'] = 0,5[\sigma_p] = 0,5 \cdot 160 = 80$  МПа.
3. По формуле (1.2) для фланговых швов получим:

$$L = l_{\phi 1} + l_{\phi 2} \geq \frac{F}{0,7k[\tau_{ср}']} = \frac{350 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 14 \cdot 80} = 447 \text{ мм.}$$

4. Суммарную длину  $L$  распределим между фланговыми швами в том же отношении, в котором распределена между ними вся нагрузка (рис. 1.15).



Рисунок 1.15 — Распределение нагрузки между фланговыми швами

Согласно формуле (1.3) получим:

$$l_{\phi 1} = L \frac{b - z_0}{b} = 447 \cdot \frac{100 - 29,9}{100} = 313 \text{ мм;}$$

$$l_{\phi 2} = L \frac{z_0}{b} = 447 \cdot \frac{29,9}{100} = 134 \text{ мм, где } z_0 = 29,9 \text{ мм (по ГОСТ 8509-93 [1н]).}$$

**Задача 4.** Угловой профиль  $160 \times 160 \times 11$  мм приварен к козынке лобовым и фланговыми швами (рис. 1.16). Соединение нагружено растягивающей нагрузкой. Материал уголка — сталь Ст3 ( $[\sigma_p] = 160$  МПа), сварка ручная, выполнена электродом Э42. Соединение должно быть равнопрочно основному металлу.

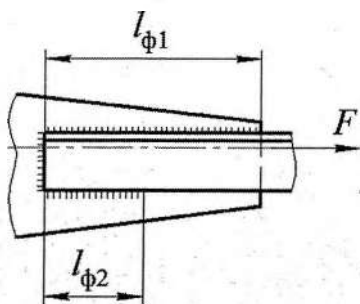


Рисунок 1.16 — Конструкция сварного соединения

*Решение.*

1. Из условия прочности уголка на растяжение допускаемое усилие:  $[F] = [\sigma_p]A = 160 \cdot 3\,440 = 550\,400$  Н.

Здесь  $A = 3\,440$  мм<sup>2</sup> — площадь поперечного сечения уголка по ГОСТ 8509-93.

2. По таблице 1.2 допускаемое напряжение для сварного шва:  $[\tau_{ср}] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 160 = 96$  МПа.

3. По формуле (1.2) для угловых швов:

$$L = l_n + l_{\phi} = \frac{[F]}{0,7k[\tau_{ср}]} = \frac{550\,400}{0,7 \cdot 11 \cdot 96} = 745 \text{ мм.}$$

4. Принимаем длину лобового шва  $l_n = 160$  мм. Тогда:  $l_{\phi} = 745 - 160 = 585$  мм.

5. По формуле (1.3) получим:

$$l_{\phi 1} = l_{\phi} \frac{b - z_0}{b} = 585 \cdot \frac{160 - 43,5}{160} = 426 \text{ мм;}$$

$$l_{\phi 2} = l_{\phi} \frac{z_0}{b} = 585 \cdot \frac{43,5}{160} = 159 \text{ мм,}$$

где  $z_0 = 43,5$  мм (ГОСТ 8509-93).

**Задача 5.** Определить допустимую нагрузку в сварном соединении внахлестку из листов сечением  $200 \times 8$  мм, если коэффициент асимметрии цикла напряжений  $r = -0,6$ .

Материал листов — сталь Ст3 ( $[\sigma_p] = 160$  МПа). Электрод — Э42. Сварка — ручная.

*Решение.*

1. Определяем допускаемые напряжения на растяжение для листа с учётом переменности нагружения:  $[\sigma_p] = [\sigma_p] \gamma = 160 \cdot 0,5 = 80$  МПа, где  $\gamma$  — коэффициент, учитывающий переменность напряжения.

По формуле (1.7) определяем:

$$\gamma = \frac{1}{0,6k_\sigma + 0,2 - (0,6k_\sigma - 0,2)r} = \frac{1}{0,6 \cdot 2,0 + 0,2 - (0,6 \cdot 2,0 - 0,2)(-0,6)} = 0,5.$$

По таблице 1.3 для лобового шва  $k_\sigma = 2,0$ .

2. По таблице 1.2 допускаемое напряжение на срез для сварного шва:  $[\tau_{ср}'] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 80 = 48$  МПа.

3. Учитывая непровар и кратер в конце шва, принимаем длину лобового шва  $l = 190$  мм при ширине листа 200 мм. Суммарная длина двустороннего лобового шва:  $l_d = 190 \cdot 2 = 380$  мм.

4. Определяем допускаемое усилие на соединение внахлёстку.

Примем  $k = \delta = 8$  мм. По формуле (1.2):  $F = 0,7kl_d[\tau_{ср}'] = 0,7 \times \times 8 \cdot 380 \cdot 48 = 102\,144$  Н.

5. Проверяем напряжение в листах:

$$\sigma_p = \frac{F}{b\delta} = \frac{102\,144}{200 \cdot 8} = 63,8 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 80 \text{ МПа.}$$

Соединение неравнопрочно, поэтому целесообразно использовать косой шов.

6. Определяем длину двустороннего косого шва из условия, что длины швов относятся так же, как и напряжения:

$$\frac{63,8}{80} = \frac{380}{x}; \quad x = \frac{80 \cdot 380}{63,8} = 470 \text{ мм.}$$

7. Определяем допустимое усилие на соединение с двусторонним косым швом:  $F = 0,7kl_d[\tau_{ср}'] = 0,7 \cdot 8 \cdot 470 \cdot 48 = 126\,336$  Н.

8. Проверим напряжение в листах:

$$\sigma_p = \frac{F}{b\delta} = \frac{126\,336}{200 \cdot 8} = 79 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 80 \text{ МПа.}$$

Таким образом, применение косого шва позволяет получить равнопрочное соединение.

**Задача 6.** Рассчитать кронштейн из листа  $\delta = 12$  мм и его крепление при помощи сварки (см. рис. 1.12). Материал листа — сталь Ст3 ( $[\sigma_p] = 160$  МПа), сварка ручная, выполнена электродом Э42. На соединение действует растягивающая статическая нагрузка  $F = 15\,000$  Н и изгибающий момент  $M = 12\,000$  Н·м.

*Решение.*

1. Определим ширину листа кронштейна, учитывая только действие изгибающего момента  $M$ :  $[\sigma_p] = \frac{M}{W}$ ;  $\frac{\delta b^2}{6} = \frac{M}{[\sigma_p]}$ , откуда

$$b = \sqrt{\frac{6M}{\delta[\sigma_p]}} = \sqrt{\frac{6 \cdot 12\,000 \cdot 10^3}{12 \cdot 160}} = 194 \text{ мм. Принимаем } b = 200 \text{ мм.}$$

2. Проверяем прочность листа при совместном действии растягивающей силы  $F$  и изгибающего момента  $M$ :

$$\sigma = \frac{M}{W} + \frac{F}{b\delta} = \frac{6 \cdot 12\,000 \cdot 10^3}{12 \cdot 200^2} + \frac{15\,000}{200 \cdot 12} = 156 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 160 \text{ МПа.}$$

3. По таблице 1.2 допускаемое напряжение на срез для сварного шва:  $[\tau_{ср}'] = 0,6[\sigma_p] = 0,6 \cdot 160 = 96$  МПа.

4. Принимаем  $l_n = b = 200$  мм,  $k = \delta = 12$  мм. Предварительно определяем длину флангового шва, учитывая только  $M$ , по формуле (1.5):

$$\tau_M = \frac{M}{0,7kl_\phi l_n + \frac{1}{6}0,7kl_n^2} = \frac{12\,000 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 12 \cdot l_\phi \cdot 200 + \frac{1}{6}0,7 \cdot 12 \cdot 200^2} = 96 \text{ МПа,}$$

откуда  $0,7 \cdot 12 \cdot l_\phi \cdot 200 = \frac{12\,000 \cdot 10^3}{96} - \frac{1}{6}0,7 \cdot 12 \cdot 200^2$ ;  $l_\phi = 41$  мм.

Учитывая непровар в начале и кратер в конце, принимаем  $l_\phi = 50$  мм.

5. Определяем действующие напряжения на срез по формулам (1.5) и (1.6):

$$\tau_M = \frac{M}{0,7kl_\phi l_n + \frac{1}{6} 0,7kl_n^2} = \frac{12\,000 \cdot 10^3}{0,7 \cdot 12 \cdot 50 \cdot 200 + \frac{1}{6} 0,7 \cdot 12 \cdot 200^2} = 85,7 \text{ МПа};$$

$$\tau_F = \frac{F}{0,7k(2l_\phi + l_n)} = \frac{15\,000}{0,7 \cdot 12(2 \cdot 50 + 200)} = 6 \text{ МПа}.$$

6. Проверяем прочность швов по формуле (1.4):

$$\tau = \tau_M + \tau_F = 85,7 + 6 = 91,7 \text{ МПа} < [\tau_{ср}'] = 96 \text{ МПа}.$$

Условие прочности соблюдается.

### 1.3 Задачи для самостоятельного решения

**Задача 1.** Рассчитать тавровое сварное соединение, состоящее из листа 1 и уголка 2 (рис. 1.17). Данные для расчета:  $F = 28 \text{ кН}$ ;  $a = 230 \text{ мм}$ ;  $b = 130 \text{ мм}$ ;  $\alpha = 60^\circ$ . Материал элементов — сталь Ст3 ( $[\sigma_p] = 160 \text{ МПа}$ ). Сварное соединение выполнено угловыми швами.

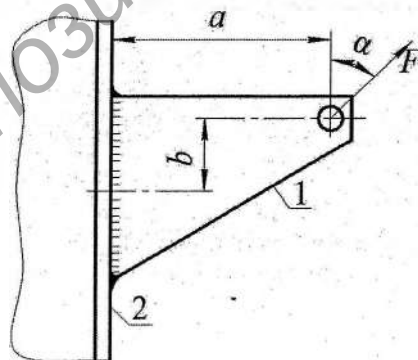


Рисунок 1.17 — Конструктивная схема сварного соединения

**Задача 2.** Стенка парового котла сварена стыковыми швами. Сварка ручная. Материал — сталь Ст3 (при  $t < 250^\circ\text{C}$   $[\sigma_p] = 100$  МПа). Диаметр  $D = 1,6$  м, длина  $L = 4,5$  м, давление пара — 4 МПа, температура  $t = 200^\circ\text{C}$ , коэффициент прочности  $\varphi = 0,95$ . Рассчитать толщину стенки парового котла.

**Задача 3.** Рассчитать сварное тавровое соединение из листового материала толщиной  $\delta = 10$  мм для статической нагрузки  $F = 100$  кН с использованием различных способов сварки. Материал — сталь Ст1 ( $[\sigma_p] = 140$  МПа).

**Задача 4.** Определить длину швов, крепящих уголок  $100 \times 100 \times 10$  мм к полосе (рис. 1.18). Соединение должно быть равнопрочным основному элементу. Материал полосы и уголка — сталь Ст3 ( $[\sigma_p] = 160$  МПа). Сварка ручная, нагрузка статическая.

**Задача 5.** Рассчитать соединение точечной сваркой при следующих данных:  $F = 4\,300$  Н, толщина листа  $\delta = 4$  мм, материал — сталь Ст10, нагрузка знакопеременная ( $r = -0,6$ ).

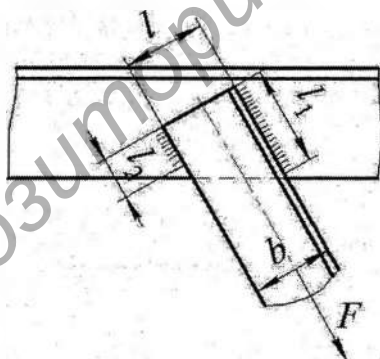


Рисунок 1.18 — Схема сварного соединения [3, с. 35]

**Задача 6.** Рассчитать кронштейн из полосы толщиной  $\delta = 16$  мм и его крепление с помощью сварки, если на него действует статическая растягивающая нагрузка  $F = 20$  кН и изгибающий момент

$M = 1\,500 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Материал — сталь Ст3, сварка автоматическая под слоем флюса.

**Задача 7.** Определить размеры стыкового шва, равнопрочного основному стержню сечением  $300 \times 20 \text{ мм}^2$ . На соединение действует статическая растягивающая нагрузка. Материал — сталь Ст3 ( $[\sigma_p] = 160 \text{ МПа}$ ), сварка ручная.

**Задача 8.** Определить длину швов, крепящих уголок  $70 \times 70 \times 7 \text{ мм}$  к косынке. Соединение должно быть равнопрочным основному элементу. Материал косынки и уголка — сталь Ст2 ( $[\sigma_p] = 140 \text{ МПа}$ ). Сварка ручная, нагрузка статическая.

Репозиторий БарГУ

## 2 ЗАКЛЁПочНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ

### 2.1 Краткие теоретические сведения

#### 2.1.1 Общие сведения

Заклёпочным (клёпаным) называется неразъёмное соединение с применением заклёпок — крепежных деталей из высокопластичного материала, состоящих чаще всего из стержня 1 и закладной головки 2; конец стержня расклёпывается для образования замыкающей головки 3 (рис. 2.1) [6].

Заклёпочные соединения применяются в следующих случаях:

- а) где недопустимо термическое воздействие, сопутствующее сварке;
- б) в соединениях изделий металлических с неметаллическими;
- в) в соединениях изделий, работающих при переменных нагрузках (сварные швы обладают пониженной вибропрочностью) [5].

Наиболее распространенные типы заклёпок показаны на рисунке 2.2. Там же даны ориентировочные соотношения между размерами отдельных элементов заклёпки и ее диаметром. Изготавливают заклёпки из низкоуглеродистых сталей (Ст2, Ст3, сталь 20, сталь 30), меди, алюминия и их сплавов. В ответственных соединениях применяют заклёпки из сталей 15Х и 20Х.

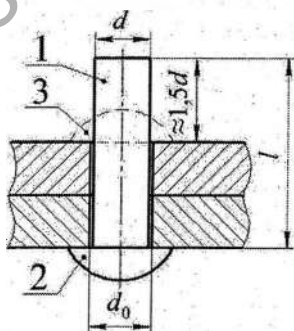
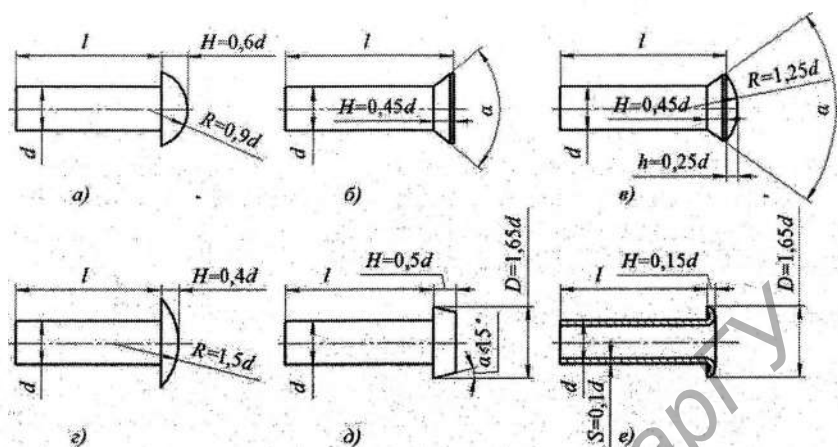


Рисунок 2.1 — Заклёпочное соединение [6, с. 17]



а — с полукруглой головкой по ГОСТ 10299-80; б — с потайной головкой по ГОСТ 10300-80; в — с полупотайной головкой по ГОСТ 10301-80; г — с полукруглой низкой головкой по ГОСТ 10302-80; д — с плоской головкой по ГОСТ 10303-80; е — пустотельные со скругленной головкой по ГОСТ 12638-80

Рисунок 2.2 — Типы заклёпок [5, с. 6]

По назначению швы делятся на *прочные* (стальные конструкции, несущие значительные нагрузки; конструктивные узлы летательных аппаратов) и *плотные*, обеспечивающие, кроме прочности, герметичность соединения (резервуары, котлы и т. д.) [2].

Отверстия под заклёпки продавливают или просверливают. Их диаметр  $d_0$  делают несколько большим диаметра заклёпок  $d$  (табл. 2.1).

Т а б л и ц а 2.1 — Соотношение диаметра заклёпки  $d$  и диаметра отверстий  $d_0$  [2, с. 7]

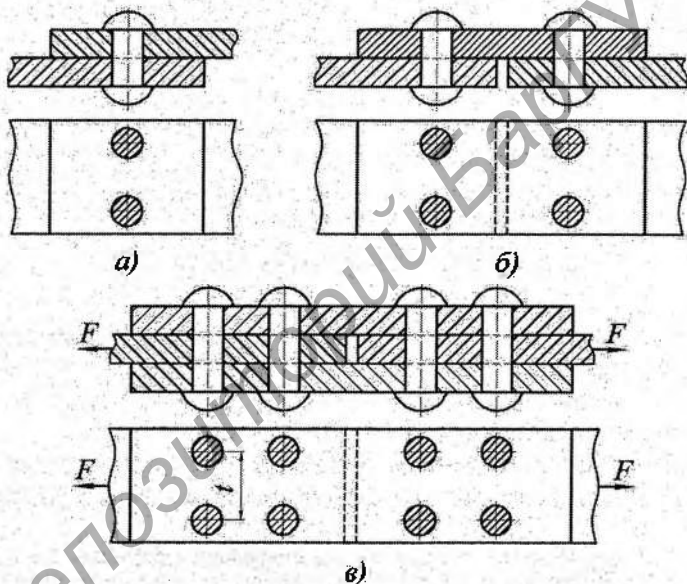
| Диаметр заклёпки $d$ , мм | Диаметр отверстия $d_0$ , мм |               | Диаметр заклёпки $d$ , мм | Диаметр отверстия $d_0$ , мм |               |
|---------------------------|------------------------------|---------------|---------------------------|------------------------------|---------------|
|                           | точная сборка                | грубая сборка |                           | точная сборка                | грубая сборка |
| 6                         | 6,5                          | 6,7           | (18)                      | 18,5                         | 19,0          |
| 8                         | 8,5                          | 8,7           | 20                        | 21                           | 21            |
| 10                        | 10,5                         | 11,0          | 22                        | 23                           | 24            |
| 12                        | 13,0                         | 13,0          | 24                        | 25                           | 26            |
| (14)                      | 15,0                         | 15,0          | (27)                      | 28                           | 29            |
| (16)                      | 16,5                         | 17,0          | 30                        | 31                           | 32            |

Примечание. В скобках указаны не рекомендуемые диаметры заклёпок.

В зависимости от взаимного расположения соединяемых деталей различают швы *внахлёстку* (рис. 2.3, а), *встык с одной накладкой* (см. рис. 2.3, б) и *встык с двумя накладками* (см. рис. 2.3, в).

По взаимному расположению заклёпок различают швы *однорядные* (см. рис. 2.3, б), *двухрядные* (см. рис. 2.3, в) и *многорядные*.

Расстояние  $t$  между центрами смежных заклёпок в одном ряду (см. рис. 2.3, в) в направлении, перпендикулярном действующему на шов усилию, называется *шагом заклёпочного шва*.



а — *внахлёстку* (шаг  $t = (3 \dots 6)d$ ), б — *встык с одной накладкой*,  
в — *встык с двумя накладками*

Рисунок 2.3 — Виды заклёпочных соединений [5, с. 6]

## 2.1.2 Основные расчётные формулы

Основным критерием работоспособности конструкций с заклёпочным соединением является *прочность*, причём при расчетах предполагается, что напряжения в сечениях распределены равномерно.

Расчет заклёпочного соединения должен обеспечить прочность:

- заклёпок *на срез* (рис. 2.4, сечение 1–1);
- заклёпок и стенок отверстий в соединяемых элементах *на смятие* (см. рис. 2.4);
- соединяемых элементов по сечениям, ослабленным отверстиями под заклёпки, *на растяжение* (рис. 2.5, сечение 1–1);
- край соединяемых элементов *на срез-выкалывание* заклёпками (см. рис. 2.5, сечение 2–2) [4].

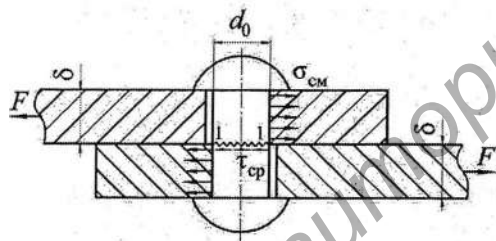


Рисунок 2.4 — Напряжения среза  $\tau_{ср}$  и напряжения смятия  $\sigma_{см}$  [6, с. 19]

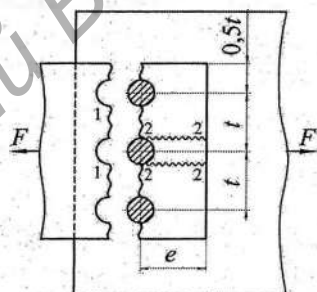


Рисунок 2.5 — Разрыв соединяемых деталей [6, с. 19]

В процессе клёпки материал заклёпки осаживается и заполняет отверстие, поэтому расчет соединения ведут по диаметру поставленной заклёпки  $d_0$  (см. рис. 2.4). Кроме того, предполагается, что нагрузка  $F$  распределяется между заклёпками шва равномерно, а сила трения, возникающая между склёпанными деталями, в расчет на прочность не учитывается. В нахлёсточном соединении (см. рис. 2.4) внешняя сила  $F$  образует пару сил, моментом которой ввиду малого плеча пренебрегаем.

Прочность заклёпок на срез (см. рис. 2.4):

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{zA_{\text{ср}}} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (2.1)$$

где  $z$  — число заклёпок шва;

$A_{\text{ср}}$  — площадь среза заклёпки;

$$A_{\text{ср}} = \left( \frac{i\pi d_0^2}{4} (i — \text{число плоскостей среза}) \right).$$

Прочность заклёпок на срез (см. рис. 2.4):

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{zA_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}], \quad (2.2)$$

где  $A_{\text{см}}$  — площадь диаметрального сечения сминаемой детали;

$A_{\text{см}} = d_0 \delta_{\text{мин}}$  ( $\delta_{\text{мин}}$  — меньшая из толщин соединяемых деталей).

Прочность соединяемых деталей на растяжение (см. рис. 2.5):

$$\sigma_{\text{р}} = \frac{F}{zA_{\text{р}}} \leq [\sigma_{\text{р}}], \quad (2.3)$$

где  $A_{\text{р}}$  — площадь сечения, ослабленного заклёпочными отверстиями;

$A_{\text{р}} = (t - d_0) \delta_{\text{мин}}$ .

Прочность соединяемых деталей на срез:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{zA'_{\text{ср}}} \leq [\tau_{\text{ср}}], \quad (2.4)$$

где  $A'_{\text{ср}} = 2(e - d_0/2) \delta_{\text{мин}}$  (здесь длина сечения 2—2 (см. рис. 2.5) уменьшена на  $d_0/2$ , так как вначале материал сминается на эту величину, а затем происходит срез).

Представим значения допускаемых напряжений, входящих в приведённые выше формулы (табл. 2.2).

Таблица 2.2 — Значения допускаемых напряжений [2, с. 7]

| Вид напряжения                             | Способ изготовления заклепочных отверстий                    | Допускаемое напряжение для конструкций из стали Ст3 и заклепок из стали Ст2 и Ст3, МПа | Допускаемое напряжение для соединений из цветных сплавов, МПа |
|--|--|--|---|
| Растяжение основных элементов $[\sigma_p]$ | —  | 160  | $(0,4—0,5)\sigma_T$   |
| Срез $[\tau_{ср}]$                         | Сверленные или продавленные, а затем рассверленные отверстия | 140  | $(0,25—0,3)\sigma_T$  |
|  | Продавленные отверстия                                       | 100  | $(0,25—0,3)\sigma_T$  |
| Смятие $[\sigma_{см}]$                     | Сверленные или продавленные, а затем рассверленные отверстия | 320  | $(1,5—2,0)[\sigma_p]$   |
|  | Продавленные отверстия                                       | 280  | $(1,5—2,0)[\sigma_p]$   |

*Примечания:*

1. При знакопеременных нагрузках допускаемые напряжения должны быть уменьшены путем умножения на коэффициент:  $\gamma = \frac{1}{1-0,3 \frac{F_{\min}}{F_{\max}}}$ , где  $F_{\min}$  и  $F_{\max}$  — наименьшая и наибольшая по абсолютной величине силы, взятые со своими знаками.

2. При пульсирующей нагрузке значения допускаемых напряжений снижают на 10—20%, при знакопеременной — на 30—50%.

## 2.2 Примеры решения инженерных задач

**Задача 1.** Определить допускаемую нагрузку заклепочного соединения (рис. 2.6), если заклепки выполнены из стали Ст2, а соединяемые листы и накладки — из стали Ст3. Диаметр заклепки  $d = 16$  мм, отверстия под заклепки продавленные.

При силе  $F$ , равной допускаемой, определить нормальные напряжения в сечениях 1—1, 2—2, 3—3 листов.

*Решение.*

Допускаемую нагрузку определим из расчета на срез и смятие заклёпок, расположенных по одну сторону стыка. Диаметр отверстий  $d_0 = 16,5$  мм по таблице 2.1. Допускаемые напряжения по таблице 2.2  $[\tau_{ср}] = 100$  МПа;  $[\sigma_{см}] = 280$  МПа;  $[\sigma_p] = 160$  МПа.

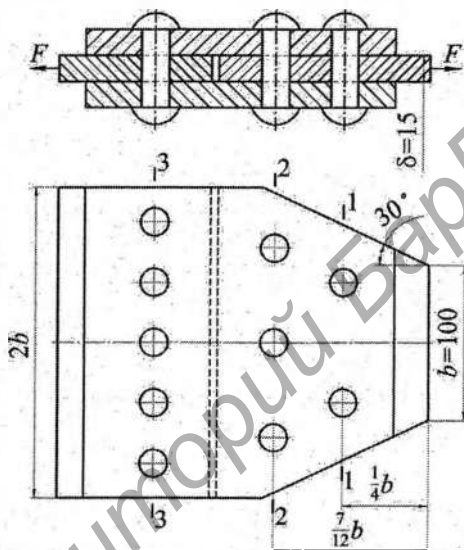


Рисунок 2.6 — Соединение с фасонными накладками

1. Используя формулы (2.1) и (2.2), получаем выражения для вычисления допускаемой нагрузки:

$$[F_{ср}] = \frac{[\tau_{ср}]zlt\pi d_0^2}{4} = \frac{100 \cdot 5 \cdot 2 \cdot 3,14 \cdot 16,5^2}{4} \approx 214 \cdot 10^3 \text{ Н};$$

$$[F_{см}] = [\sigma_{см}]z d_0 \delta_{\min} = 280 \cdot 5 \cdot 16,5 \cdot 15 = 346 \cdot 10^3 \text{ Н}.$$

Здесь  $z = 5$ ;  $l = 2$ ;  $\delta_{\min} = \delta = 15 \text{ мм} < 2\delta_H$ .

Окончательно принимаем  $[F] = 214 \text{ кН}$ .

2. Проверим листы на растяжение по формуле (2.3) при нагрузке  $F = [F]$ ; определим нормальные напряжения в ослабленных сечениях:  
 - в сечении 1-1:

$$\begin{aligned}\sigma_{p1-1} &= \frac{F}{A_{p1-1}} = \frac{F}{\left[\left(b + 2\frac{b}{4}\text{tg}30^\circ\right) - 2d_0\right]\delta} \\ &= \frac{214 \cdot 10^3}{\left[\left(100 + 2 \cdot \frac{100}{4}\text{tg}30^\circ\right) - 2 \cdot 16,5\right]15} = 149 \text{ МПа};\end{aligned}$$

- в сечении 2-2:

$$\begin{aligned}\sigma_{p2-2} &= \frac{\frac{3}{5}F}{A_{p2-2}} = \frac{\frac{3}{5}F}{\left[\left(b + 2\frac{7}{12}b\text{tg}30^\circ\right) - 3d_0\right]\delta} \\ &= \frac{\frac{3}{5}214 \cdot 10^3}{\left[\left(100 + 2\frac{7}{12} \cdot 100\text{tg}30^\circ\right) - 3 \cdot 16,5\right]15} = 73 \text{ МПа};\end{aligned}$$

- в сечении 3-3:

$$\begin{aligned}\sigma_{p3-3} &= \frac{F}{A_{p3-3}} = \frac{F}{(2b - 5d_0)\delta} = \frac{214 \cdot 10^3}{(2 \cdot 100 - 5 \cdot 16,5)15} \\ &= 121 \text{ МПа}.\end{aligned}$$

Таким образом, во всех сечениях напряжения не превышают допускаемого значения.

**Задача 2.** Заклёпочное соединение рукоятки (рис. 2.7) состоит из четырех заклёпок, поставленных в продавленные отверстия. Материал заклёпок — Ст2;  $d = 8$  мм. Рукоятка нагружается силой  $F = 600$  Н. Проверить прочность соединения при знакопеременном действии нагрузки.

*Решение.*

1. Переносим силу  $F$  в центр соединения (точку  $C$ ). Тогда получим силу  $F_1$  и момент  $T = Fl$ , действующий в плоскости стыка. Рассмотрим их действие отдельно (рис. 2.8).

Сила  $F_1$  будет уравновешена четырьмя силами  $Q_F$ :

$$Q_F = \frac{F}{4} = \frac{600}{4} = 150 \text{ Н}.$$

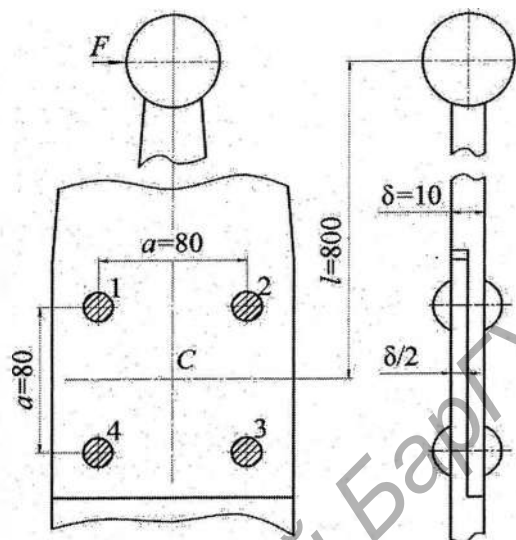


Рисунок 2.7 — Крепление рукоятки

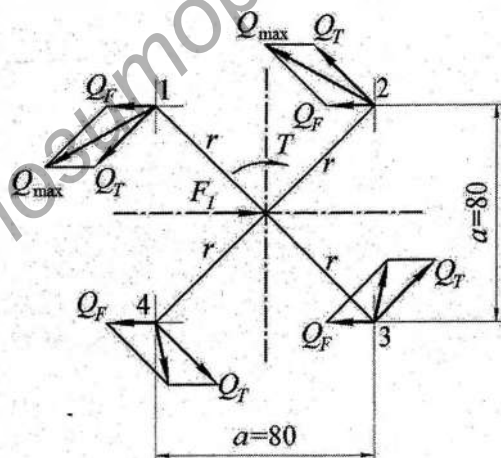


Рисунок 2.8 — Уравновешенная система сил

Момент  $T$  будет уравновешен четырьмя моментами  $Q_T r$ .  
 Расстояние от точки  $C$  до центра сечения заклёпок:

$$r = \sqrt{\left(\frac{a}{2}\right)^2 + \left(\frac{a}{2}\right)^2} = \sqrt{40^2 + 40^2} = \sqrt{3\,200} \approx 57 \text{ мм.}$$

Силы  $Q_T$  перпендикулярны к отрезкам  $r$ :

$$Q_T = \frac{Fl}{4r} = \frac{600 \cdot 800}{4 \cdot 57} = 2\,105 \text{ Н.}$$

Наиболее нагружены заклепки 1 и 2 (см. рис. 2.8). Для них найдем равнодействующие  $Q_{\max}$  по теореме косинусов:

$$Q_{\max} = \sqrt{Q_T^2 + Q_F^2 - 2Q_T Q_F \cos 135^\circ} = \\ = \sqrt{2\,105^2 + 150^2 - 2 \cdot 2\,105 \cdot 150 \cdot \cos 135^\circ} = 2\,214 \text{ Н.}$$

2. Проверим заклёпки на срез и на смятие:

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{F}{A_{\text{ср}}} = \frac{4Q_{\max}}{\pi d_0^2} = \frac{4 \cdot 2\,214}{3,14 \cdot 8,5^2} = 39 \text{ МПа.}$$

Условие  $\tau_{\text{ср}} = 39 \text{ МПа} \leq [\tau_{\text{ср}}] = 50 \text{ МПа}$  выполнено.

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{A_{\text{см}}} = \frac{Q_{\max}}{d_0 \delta_{\min}} = \frac{2\,214}{8,5 \cdot \frac{10}{2}} = 52 \text{ МПа.}$$

Условие  $\sigma_{\text{см}} = 52 \text{ МПа} \leq [\tau_{\text{ср}}] = 140 \text{ МПа}$  выполнено.

Прочность обеспечена. Допускаемые напряжения для знакопеременной нагрузки уменьшены на 50% согласно таблице 2.2

**Задача 3.** Определить необходимое количество заклёпок  $z$ , с помощью которых крепится днище цилиндрического резервуара (рис. 2.9). Диаметр заклёпок  $d = 10$  мм. Отверстия просверлены. Заклепки выполнены из стали Ст2, днище и резервуар — из Ст3.

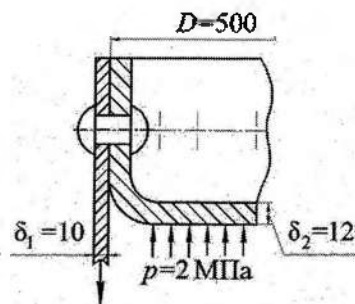


Рисунок 2.9 — Крепление дна цилиндрического резервуара отбортовкой наружу

*Решение.*

1. Определим силу, действующую на заклёпки от внутреннего давления:

$$F = \frac{\pi D^2}{4} p = \frac{3,14 \cdot 500^2}{4} \cdot 2 = 392,5 \cdot 10^3 \text{ Н.}$$

2. Определим число заклёпок по срезу (заклёпки односрезные):

$$z_{\text{ср}} = \frac{F}{\frac{\pi d_0^2}{4} t [\tau_{\text{ср}}]} = \frac{4 \cdot 392,5 \cdot 10^3}{3,14 \cdot 10,5^2 \cdot 2 \cdot 140} = 16,2.$$

3. Определим число заклёпок по смятию ( $\delta_{\text{min}} = 10 \text{ мм}$ ):

$$z_{\text{см}} = \frac{F}{d_0 \delta_{\text{min}} [\sigma_{\text{см}}]} = \frac{392,5 \cdot 10^3}{10,5 \cdot 10 \cdot 320} = 11,7.$$

Принимаем окончательно  $z = 17$ .

### 2.3 Задачи для самостоятельного решения

**Задача 1.** На клепаную конструкцию (рис. 2.10), состоящую из двух равнобоких уголков  $90 \times 90 \times 10$  мм и косынки, действует знакопеременная нагрузка: растягивающая 1 000 Н и сжимающая 500 Н. Определить число заклёпок, если толщина косынки  $\delta_k = 15$  мм. Отверстия под заклёпки — сверленные ( $d_0 = 21$  мм.) Материал уголков и косынки — сталь Ст3.

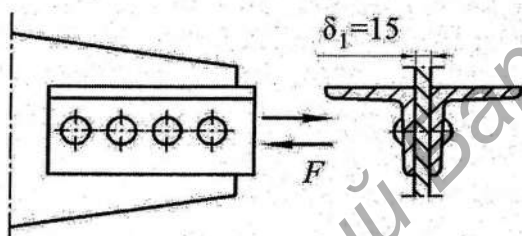


Рисунок 2.10 — Схема клепаной конструкции

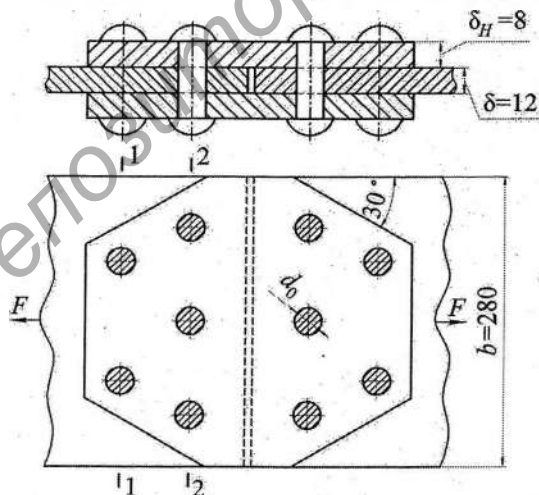


Рисунок 2.11 — Соединение с фасонными накладками

**Задача 2.** Определить, какую нагрузку можно допустить на заклёпочное соединение с двумя накладками (рис. 2.11). Материал — сталь Ст3, диаметр заклёпок  $d = 20$  мм, отверстия просверлены. Проверить прочность листа в сечениях 1-1 и 2-2.

**Задача 3.** Определить диаметр и число заклёпок в соединении двух листов с двумя накладками при условии равнопрочности основному листу. Ширина листа  $b = 450$  мм, толщина листа  $\delta = 15$  мм, материал листов и заклёпок — сталь Ст3, соединение нагружено растягивающей силой, расположение заклёпок рядное.

**Задача 4.** Определить давление в сосуде, если внутренний диаметр  $D = 1300$  мм. Шов двухрядный встык с двумя накладками. Материал стенки сосуда и заклёпок — сталь Ст3, минимальная толщина стенки  $\delta_{\min} = 10$  мм. Диаметр заклёпок  $d = 10$  мм.

**Задача 4.** Определить необходимое число заклёпок для крепления швеллера № 20а и косынки толщиной 9 мм, если на соединение действует знакопеременная нагрузка:  $F_{\max} = 500$  Н,  $F_{\min} = 250$  Н. Швеллер — из стали Ст3, косынка — Ст2.

## 3 СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ

### 3.1 Краткие теоретические сведения

#### 3.1.1 Общие сведения

Соединения с натягом относят к неразъёмным соединениям условно, так как они допускают ограниченное число разборок и сборок. Они служат для передачи вращательного момента, осевой силы и изгибающего момента.

Соединения с натягом применяют для соединения с валом зубчатых и червячных колёс, звёздочек, шкивов, подшипников качения, для соединения с диском венцов зубчатых и червячных колёс. Их широко используют для соединения бандажа с центром колеса и центра колеса с осью железнодорожного вагона, при изготовлении составных коленчатых валов и звеньев приводных цепей.

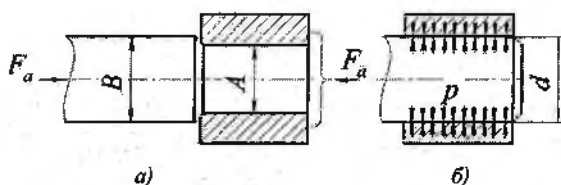
Соединения с натягом по форме охватываемой поверхности детали разделяют на цилиндрические (наиболее распространены) и конические.

Цилиндрические соединения используют при больших динамических нагрузках, когда нет необходимости частой разборки и сборки.

По способу сборки соединения делятся на собираемые запрессовкой и нагревом охватывающей или охлаждением охватываемой детали. Температура нагрева должна быть ниже температуры низкого отпуска, чтобы не происходило изменение структуры металла. Нагрев деталей осуществляют в масле (до 130°C), в электрической и газовой печи (до 240°C). Охлаждение применяют преимущественно для небольших деталей. Для охлаждения деталей используют углекислоту, сухой лёд (-80°C) или жидкий воздух (-190°C). Применение жидкого воздуха требует соблюдения норм безопасности, детали должны быть тщательно обезжирены.

Соединения, полученные температурным деформированием, прочнее в 1,5...2 раза соединений, полученных запрессовкой.

Натягом  $N$  называют положительную разность диаметров вала и отверстия:  $N = B - A$ . После запрессовки вследствие упругих и пластических деформаций диаметр  $d$  посадочных поверхностей становится общим (рис. 3.1).



а — перед запрессовкой; б — после запрессовки

Рисунок 3.1 — Схема получения натяга запрессовкой [7, с. 101]

Натяг осуществляется разностью посадочных размеров соединяемых деталей: вал соединяется со втулкой, диаметр отверстия в которой несколько меньше диаметра вала. На поверхности контакта возникает контактное давление  $p$ , которое вызывает появление на поверхности соединения силы трения, обеспечивающей взаимную неподвижность соединяемых деталей.

*Достоинства* соединений с натягом: простота конструкции, хорошее центрирование, возможность восприятия больших динамических нагрузок. К *недостаткам* относятся: сложность сборки и разборки соединения; возможность ослабления посадки и повреждения посадочных поверхностей при разборке; наличие высоких сборочных напряжений в деталях и уменьшение их усталостной прочности из-за концентрации напряжений в местах посадки; требование повышенной точности изготовления и пониженной шероховатости посадочных поверхностей.

При расчёте посадок с натягом определяют: прочность соединения, усилие запрессовки, требуемую температуру нагрева (охлаждения) для сборки, напряжения и деформации в деталях.

Охватываемой детали (валу) присваивают индекс 1, а охватывающей (втулке) — индекс 2. Под втулкой понимается ступица зубчатого или червячного колеса, звёздочки, шкива и др.

### 3.1.2 Основные расчётные формулы

Значение натяга и, соответственно, вид посадки соединения с натягом определяются в зависимости от требуемого давления  $p$  на посадочной поверхности деталей.



Условие прочности соединения при нагружении осевой силой  $F_a$ :

$$kF_a \leq f p \pi d l, \quad (3.1)$$

где  $k \approx 1,5 \dots 4,5$  — коэффициент запаса сцепления;

$F_a$  — осевая сила, Н;

$f$  — коэффициент трения (сцепления):  $f = 0,07$  — при сборке запрессовкой;  $f = 0,14$  — при сборке температурным деформированием.

Если одна из деталей стальная или чугунная, а другая бронзовая или латунная, то при сборке запрессовкой  $f = 0,05$ , при сборке температурным деформированием  $f = 0,07$  [9];

$p$  — давление, МПа;

$d$  и  $l$  — диаметр и длина посадочной поверхности, мм.

Условие прочности соединения при нагружении крутящим моментом  $T$  (Н·м):

$$kT \leq \frac{f p \pi d^2 l}{2 \cdot 10^3}. \quad (3.2)$$

Условие прочности соединения при совместном нагружении крутящим моментом  $T$  и осевой силы  $F_a$ :

$$k \sqrt{F_t^2 + F_a^2} \leq f p \pi d l, \quad (3.3)$$

где  $F_t = 2T \cdot 10^3 / d$  — окружная сила, Н.

При действии изгибающего момента в соединении с натягом первоначально равномерная эпюра давлений переходит в треугольную (рис. 3.4) или трапецеидальную.

Действующий изгибающий момент  $M = FL$ .

Условие прочности соединения с натягом при действии изгибающего момента  $M$ :  $M \leq 0,2 p d l^2$ .

Давление  $p$  не должно вызывать пластические деформации в наиболее нагруженных точках соединения.

Допустимый момент пропорционален квадрату длины. Поэтому для повышения надёжности соединения наиболее целесообразно увеличивать его длину  $l$ .

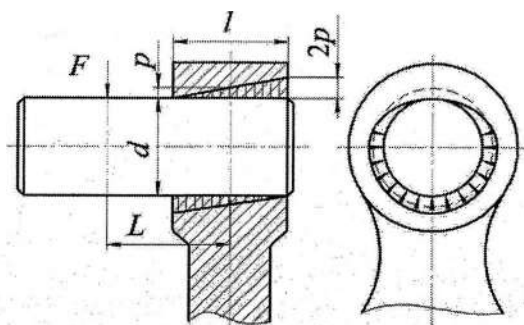


Рисунок 3.4 — Расчётная схема соединения при нагружении изгибающим моментом [7, с. 104]

Найдя контактное давление  $p$  и пользуясь зависимостью Ляме, определяют необходимый средний расчётный натяг:

$$N_p = pd(C_1/E_1 + C_2/E_2), \quad (3.4)$$

где  $d$  — посадочный диаметр, мм;

$C_1$  и  $C_2$  — коэффициенты жёсткости охватываемой и охватывающей деталей соответственно:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1, \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2, \quad (3.5)$$

где  $d_1$  — диаметр отверстия в охватываемой детали, мм (для сплошного вала  $d_1 = 0$ );

$d_2$  — наружный диаметр охватывающей детали, мм;

$\mu_1$  и  $\mu_2$  — коэффициенты Пуассона материалов охватываемой и охватывающей деталей (для стали  $\mu = 0,3$ , для чугуна  $\mu = 0,25$ , для бронзы  $\mu = 0,35$  [3]);

$E_1$  и  $E_2$  — модули упругости материалов охватываемой и охватывающей деталей, МПа: для стали  $E = (2,1 \dots 2,2) \cdot 10^5$ , для чугуна  $E = (1,2 \dots 1,4) \cdot 10^5$ , для бронзы  $E = (1,0 \dots 1,1) \cdot 10^5$ ;

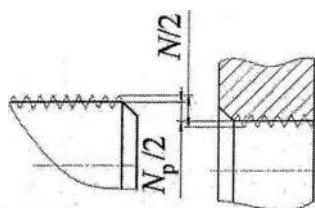


Рисунок 3.5 — Схема микронеровностей посадочных поверхностей [9, с. 50]

При сборке соединения происходит смятие и срез микронеровностей в каждой из сопрягаемых деталей (рис. 3.5). Для компенсации этого требуемый натяг  $N$  посадки принимают больше расчетного натяга  $N_p$  на величину поправки на шероховатость  $U_R$ , мкм. Для наиболее часто применяемых способов обработки сопрягаемых поверхностей:

$$U_R \approx 6(Ra_1 + Ra_2), \quad (3.6)$$

где  $Ra_1$  и  $Ra_2$  — средние арифметические отклонения профиля микронеровностей посадочных поверхностей. Наиболее распространены параметры  $Ra$ : 2,0; 1,6; 1,25; 0,8; 0,63; 0,4 мкм. Если сборку выполняют нагреванием или охлаждением, то  $U_R = 0$  [6].

Если соединение с натягом нагревается в процессе работы и собрано из разных материалов, то вследствие разных температурных деформаций деталей может произойти ослабление натяга. Это учитывает поправка  $U_t$ , мкм, на температурную деформацию:

$$U_t = 10^3 d[(t_2 - 20^\circ)\alpha_2 - (t_1 - 20^\circ)\alpha_1], \quad (3.7)$$

где  $t_1$  и  $t_2$  — рабочие температуры деталей соединения, °С;  
 $\alpha_1$  и  $\alpha_2$  — коэффициенты линейного расширения материалов деталей,  $1/^\circ\text{C}$ : для стали  $\alpha = 12 \cdot 10^{-6}$ , для чугуна  $\alpha = 10 \cdot 10^{-6}$ , для бронзы и латуни  $\alpha = 19 \cdot 10^{-6}$  [3].

**Минимально требуемый натяг** определяют по формуле

$$[N]_{\min} \geq N_p + U_R + U_t. \quad (3.8)$$

При больших натягах происходят пластические деформации деталей соединения. Прочность соединения определяет, как правило, охватываемая деталь.

**Максимально допустимый натяг** определяют по формуле

$$[N]_{\max} \leq N_p \frac{[p]_{\max}}{q} + U_R, \quad (3.9)$$

где  $[p]_{\max}$  — максимальное контактное давление, допускаемое прочностью охватывающей детали:

$$[p]_{\max} = 0,5\sigma_{T2}[1 - (d/d_2)^2], \quad (3.10)$$

где  $\sigma_{T2}$  — предел текучести материала охватывающей детали.

Зная значения  $[N]_{\min}$  и  $[N]_{\max}$ , подбирают посадку по СТ СЭВ 144-88 [2н] или СТ СЭВ 145-88 [3н], у которой  $N_{\min} \geq [N]_{\min}$ , а наибольший натяг  $N_{\max} \leq [N]_{\max}$ . Наиболее распространены посадки с натягом  $H7/p6$ ,  $H7/r6$ ,  $H7/s6$ ,  $H7/t6$ ,  $H7/u7$ .

В соединении деталей с натягом сила запрессовки растёт пропорционально ходу из-за роста площади контакта деталей (рис. 3.6). Сила выпрессовки в начале движения наибольшая, так как коэффициент трения покоя больше коэффициента трения движения.

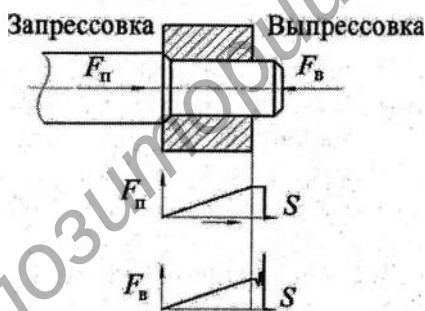


Рисунок 3.6 — Диаграммы изменения сил запрессовки и выпрессовки в зависимости от перемещения [3, с. 42]

Необходимое усилие запрессовки определяют по формуле [8]

$$F_n = \pi d l p_{\max} f_n, \quad (3.11)$$

где  $p_{\max} = (N_{\max} - U_R)q / N_p$  — давление от наибольшего натяга  $N_{\max}$  выбранной посадки;

$f_n$  — коэффициент трения при запрессовке, который на 15—20% выше, чем при выпрессовке:  $f_n = (1,15 \dots 1,2)f$ . Значение коэффициента следующие: 0,20 — сталь-сталь; 0,14 — сталь-чугун; 0,10 — сталь-бронза, латунь; 0,08 — чугун-бронза, латунь.

При сборке соединения температурным деформированием температуру нагрева охватывающей детали определяют по формуле

$$t = 20^\circ + \frac{N_{\max} + \Delta_{\text{сб}}}{10^3 d \alpha}, \quad (3.12)$$

а температуру охлаждения охватываемой детали — по формуле

$$t = 20^\circ - \frac{N_{\max} + \Delta_{\text{сб}}}{10^3 d \alpha}$$

где  $t$  — температура, °С;  
 $N_{\max}$  — наибольший натяг, мкм;  
 $\Delta_{\text{сб}} = 10 \dots 20$  мкм — зазор для облегчения сборки.  
 $d$  — диаметр посадочной поверхности, мм;  
 $\alpha$  — коэффициент линейного расширения материала нагреваемой или охлаждаемой детали,  $1/^\circ\text{С}$  (см. выше) [9].

Для сталей допустимая температура нагрева  $[t] = 230 \dots 240^\circ\text{С}$ , для бронз  $[t] = 150 \dots 200^\circ\text{С}$ .

Натяг выбранной посадки создаёт напряжение у соединяемых деталей. Эпюры распределения нормальных напряжений (окружных  $\sigma_t$ , радиальных  $\sigma_r$ ) в материале сопряжённых деталей (рис. 3.7) являются результатом решения задачи Ляме.

Напряжённое состояние соединяемых с натягом деталей оценивают по теории касательных напряжений, согласно которой эквивалентное напряжение  $\sigma_E$  вычисляют как разность максимальных  $\sigma_{\max}$  и минимальных  $\sigma_{\min}$  нормальных напряжений, считая растяжение положительным.

Наибольшие эквивалентные напряжения имеют место на внутренних поверхностях охватывающей и охватываемой деталей:

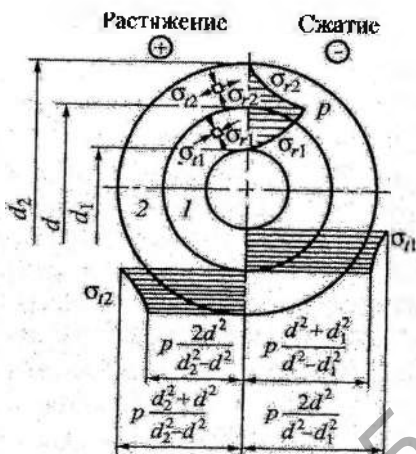


Рисунок 3.7 — Распределение напряжений в сопряжённых деталях [8, с. 124]

— для охватывающей детали:

$$\sigma_{E2} = \sigma_{\max 2} - \sigma_{\min 2} = \sigma_{t2} - \sigma_{r2} = \frac{p_{\max}(d_2^2 + d^2)}{d_2^2 - d^2} - (-p_{\max}) \frac{2p_{\max}d^2}{d_2^2 - d^2}; \quad (3.13)$$

— для охватываемой детали:

$$\sigma_{E1} = \sigma_{\max 1} - \sigma_{\min 1} = \sigma_{r1} - \sigma_{t1} = 0 - \left( -\frac{2p_{\max}d^2}{d^2 - d_1^2} \right) = \frac{2p_{\max}d^2}{d^2 - d_1^2}.$$

Напряжение  $\sigma_E$  не должно превышать предела текучести материала соответствующих деталей:  $\sigma_{E1} \leq \frac{\sigma_{T1}}{[s]}$ ,  $\sigma_{E2} \leq \frac{\sigma_{T2}}{[s]}$ .

При несоблюдении вышеуказанных условий формула Ляме неприменима.

### 3.2 Примеры решения инженерных задач

**Задача 1.** Подобрать посадку с натягом для соединения зубчатого венца с диском червячного колеса (рис. 3.8). На соединение действует крутящий момент  $T = 250 \text{ Н} \cdot \text{м}$  и осевая сила  $F_a = 600 \text{ Н}$ . Материал венца — бронза марки Бр010Ф1 (отливка в песок) с  $\sigma_{T2} = 140 \text{ МПа}$ . Материал диска колеса — сталь марки 40Л. Диаметр и длина посадочной поверхности  $d = 240 \text{ мм}$ ,  $l = 40 \text{ мм}$  соответственно. Диаметр впадин зубьев венца (наружный диаметр охватывающей детали)  $d_2 = 258 \text{ мм}$ . Диаметр отверстия в диске  $d_1 = 63 \text{ мм}$ . При работе передачи венец нагревается до температуры  $t_2 = 60^\circ\text{C}$ , а диск колеса — до  $t_1 = 50^\circ\text{C}$ . Сборка соединения осуществляется нагревом зубчатого венца.

*Решение.*

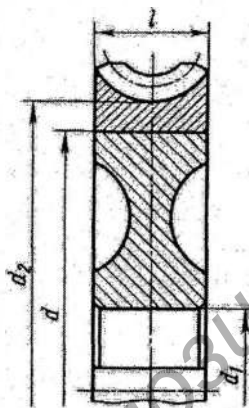


Рисунок 3.8 — Червячное колесо с напрессованным зубчатым венцом [9, с. 46]

1. Принимаем для стали:  $E_1 = 2,1 \times 10^5 \text{ МПа}$ ;  $\mu_1 = 0,3$ ;  $\alpha_1 = 12 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ . Для бронзы:  $E_2 = 0,9 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ ;  $\mu_2 = 0,35$ ;  $\alpha_2 = 19 \cdot 10^{-6} \text{ 1/}^\circ\text{C}$ . Коэффициент трения  $f = 0,07$ . Коэффициент запаса сцепления  $k = 3$ .

2. Определим среднее контактное давление в соединении по формуле (3.3)

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

3. Определим расчётный натяг соединения по формуле (3.4)

$$N_p = p d 10^3 (C_1/E_1 + C_2/E_2) = 3,08 \cdot 240 \cdot 10^3 [2,1/(2,1 \cdot 10^5) + 1,4/(0,9 \cdot 10^5)] = 119 \text{ мкм, где значение } C_1 \text{ и } C_2 \text{ по формулам (3.5):}$$

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1 = \frac{240^2 + 63^2}{240^2 - 63^2} - 0,3 = 0,85; \quad C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 = \frac{258^2 + 240^2}{258^2 - 240^2} + 0,35 = 14,2.$$

4. Определим поправку на обмятие микронеровностей в собранном соединении по формуле (3.6):  $U_R \approx 6(Ra_1 + Ra_2) = 6(1,6 + 1,6) =$

■ 19 мкм, где  $Ra_1 = Ra_2 = 1,6$  мкм — назначенные средние арифметические отклонения профилей сопряженных поверхностей.

5. Определим поправку на температурную деформацию соединения по формуле (3.7):  $U_t = 10^3 d [(t_2 - 20^\circ)\alpha_2 - (t_1 - 20^\circ)\alpha_1] = 10^3 \cdot 240 [(60^\circ - 20^\circ)19 \cdot 10^{-6} - (50^\circ - 20^\circ)12 \cdot 10^{-6}] = 96$  мкм.

6. Минимальный требуемый натяг соединения определяется по формуле (3.8):  $[N]_{\min} \geq N_p + U_R + U_t = 119 + 19 + 96 = 234$  мкм.

7. Определим максимальное контактное давление, допускаемое прочностью венца, по формуле (3.10):  $[p]_{\max} = 0,5\sigma_{T2} [1 - (d/d_2)^2] = 0,5 \cdot 140 [1 - (240/258)^2] = 9,4$  МПа.

8. Определим максимальный допустимый натяг соединения по формуле (3.9):  $[N]_{\max} \leq N_p \frac{[p]_{\max}}{q} + U_R = 119 \frac{9,4}{3,08} + 19 = 382$  мкм.

9. Исходя из  $[N]_{\min} = 234$  мкм и  $[N]_{\max} = 382$  мкм по СТ СЭВ 144-88 [2н] подбираем посадку  $\varnothing 240 H7/u7$ .

10. Наибольшее эквивалентное напряжение на внутренней поверхности венца определяем по формуле (3.13):  $\sigma_{E2} = \frac{2p_{\max}d_2^2}{d_2^2 - d^2} = 2 \cdot 9,4 \cdot 258^2 / (258^2 - 240^2) = 140$  МПа.

Коэффициент запаса:  $s = \frac{\sigma_{T2}}{\sigma_{E2}} = \frac{140}{140} = 1$ .

11. Определим максимальное усилие, необходимое для запрессовки венца на колесо, по формуле (3.11):  $F_n = \pi d l p_{\max} f_n = 3,14 \times 240 \cdot 9,4 \cdot 0,1 = 708$  Н.

12. Определим температуру нагрева зубчатого венца для сборки соединения по формуле (3.12):  $t = 20^\circ + \frac{N_{\max} + \Delta_{cs}}{10^3 \alpha} = 20^\circ + \frac{316 + 20}{10^3 \cdot 240 \cdot 19 \cdot 10^{-6}} = 94^\circ\text{C}$ , что меньше  $[t] = 150 \dots 200^\circ\text{C}$  (см. п. 3.1.2).

### 3.3 Задачи для самостоятельного решения

**Задача 1.** Подобрать посадку с гарантированным натягом (рис. 3.9) и определить усилие запрессовки при нагружении соединения крутящим моментом  $T = 1500$  Н·м. Параметры соединения:  $d = 40$  мм,  $d_1 = 80$  мм,  $d_2 = 120$  мм,  $l = 100$  мм, материал — сталь 45.

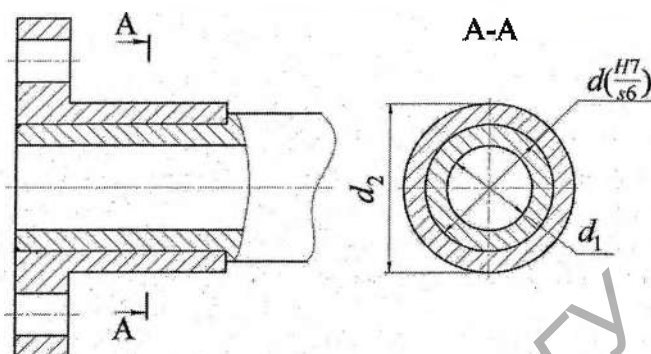


Рисунок 3.9 — Соединение с гарантированным натягом по цилиндрической поверхности [3, с. 39]

**Задача 2.** Подобрать посадку, обеспечивающую соединение червячного колеса с валом, по следующим данным. На соединение действует крутящий момент  $T = 1\,300 \text{ Н} \cdot \text{м}$  и осевая сила  $F_a = 2\,500 \text{ Н}$ . Диаметр посадочной поверхности  $d = 60 \text{ мм}$ , условный наружный диаметр ступицы  $d_2 = 100 \text{ мм}$ , вал сплошной ( $d_1 = 0$ ), длина ступицы  $l = 90 \text{ мм}$ . Материал центра колеса — сталь 35Л ( $\sigma_T = 280 \text{ МПа}$ ), вала — сталь 45 ( $\sigma_T = 340 \text{ МПа}$ ). Сборка осуществляется пресованием.

**Задача 3.** Рассчитать цилиндрическое соединение с натягом венца червячного колеса с центром колеса при следующих исходных данных: диаметр посадочной поверхности  $d = 250 \text{ мм}$ , длина посадочной  $l = 60 \text{ мм}$ , диаметр отверстия для вала в центре колеса  $d_1 = 80 \text{ мм}$ , диаметр впадин зубчатого венца  $d_2 = 280 \text{ мм}$ , крутящий момент, передаваемый червячным колесом,  $T = 400 \text{ Н} \cdot \text{м}$ . Материал венца — БрОФ10-1 ( $\sigma_T = 290 \text{ МПа}$ ). Материал центра колеса — СЧ15.

## СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

- 1п. Уголки стальные горячекатаные равнополочные. Сортамент : ГОСТ 8509-93 : введ. 01.01.1997. — Минск : Межгос. совет по стандартизации, метрологии и сертификации : Изд-во стандартов, 2005. — 10 с.
- 2п. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Ноли допусков и рекомендуемые посадки : СТ СЭВ 144-88 : введ. 01.01.1990. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам : Изд-во стандартов, 1992. — 110 с.
- 3п. Основные нормы взаимозаменяемости. Единая система допусков и посадок. Общие положения, ряды допусков и основных отклонений : СТ СЭВ 145-88 : введ. 01.01.1990. — М. : Гос. ком. СССР по стандартам : Изд-во стандартов, 1992. — 52 с.
1. Детали машин в примерах и задачах / под общ. ред. С. М. Башева. — Минск : Выш. шк., 1970. — 488 с.
2. Чернин, И. М. Расчёты деталей машин / И. М. Чернин, А. В. Кузьмин, Г. М. Ищкович. — 2-е изд., перераб. и доп. — Минск : Вышэйш. шк., 1978. — 472 с.
3. Детали машин в примерах и задачах : учеб. пособие / С. Н. Ничипорчик [и др.]. — 2-е изд. — Минск : Выш. шк., 1981. — 432 с.
4. Детали машин / А. Т. Батурин [и др.]. — 6-е изд. — М. : Машиностроение, 1970. — 467 с.
5. Кузьмин, А. В. Расчёты деталей : справ. пособие / А. В. Кузьмин, И. М. Чернин, Б. С. Козинцов. — 3-е изд., перераб. и доп. — Минск : Выш. шк., 1986. — 400 с.
6. Эрдеди, А. А. Техническая механика. Детали машин : учеб. для машиностроит. специальностей техникумов / А. А. Эрдеди, Н. А. Эрдеди. — М. : Выш. шк., 1992. — 272 с.
7. Иванов, М. Н. Детали машин : учеб. для студентов вузов / М. Н. Иванов ; под ред. В. А. Финогенова. — 6-е изд., перераб. — М. : Выш. шк., 1998. — 383 с.
8. Леликов, О. П. Основы расчёта и проектирования деталей и узлов машин : конспект лекций по курсу «Детали машин» / О. П. Леликов. — 3-е изд., перераб. и доп. — М. : Машиностроение, 2007. — 464 с.
9. Кузлин, Н. Г. Детали машины / Н. Г. Кузлин, Г. С. Кузлина, В. К. Житков. — 6-е изд., перераб. и доп. — М. : Выш. шк., 2005. — 396 с.

*Учебное издание*

**Гавриленя Андрей Константинович  
Дремук Владимир Алексеевич  
Сотняк Леонид Леонидович**

**РАСЧЕТ СОЕДИНЕНИЙ  
ДЕТАЛЕЙ МАШИН**

**Методические рекомендации  
к практическим занятиям  
для студентов инженерных специальностей**

**В двух частях**

**Часть 2  
СВАРНЫЕ, ЗАКЛЕПочНЫЕ СОЕДИНЕНИЯ  
И СОЕДИНЕНИЯ С НАТЯГОМ**

**Ответственный за выпуск С. А. Березнюк  
Технический редактор А. Ю. Сидоренко  
Компьютерная вёрстка С. М. Глушак  
Корректор Н. Н. Колодко**

**Подписано в печать 23.05.2017. Формат 60 × 84 1/16. Бумага газетная. Ризография.  
Усл. печ. л. 3,40. Уч.-изд. л.1,70. Тираж 45 экз. Заказ 342.**

**Учреждение образования «Барановичский государственный университет».  
Свидетельство о государственной регистрации издателя, изготовителя, распространителя  
печатных изданий № 1/424 от 09.09.2016.**

**Ул. Войкова, 21, 225404 г. Барановичи. Тел. 8 (0163) 45 46 28, e-mail: rio@barsu.by**