

**Министерство образования Российской Федерации**

**САНКТ-ПЕТЕРБУРГСКИЙ  
ГОСУДАРСТВЕННЫЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ  
УНИВЕРСИТЕТ**

---

**В.И. КОРНИЛОВ, А.П. ТЮРИН**

**ДЕТАЛИ МАШИН И ОСНОВЫ  
КОНСТРУИРОВАНИЯ**

**Часть 1**

**Методические указания по решению задач**

**Санкт-Петербург  
Издательство СПбГПУ  
2008**

УДК 621.81 (075.8)

**Корнилов В.И., Тюрин А.П. Детали машин и основы конструирования. Часть 1.** Методические указания по решению задач. СПб.: Изд-во СПбГПУ, 2008.

Пособие соответствует Государственному образовательному стандарту дисциплины «Детали машин и основы конструирования» (ОПД.Ф.02.03), направления бакалаврской подготовки 551800 «Технологические машины и оборудование» и 552900 «Технология оборудования и автоматизация машиностроительных производств» (ОПД.Ф.05).

В первой части методических указаний рассматриваются задачи и примеры решения задач по двум разделам курса: «Основы расчетов на прочность деталей машин» и «Соединения».

Пособие предназначено для подготовки студентов третьего курса механико-машиностроительного факультета к экзамену по дисциплине «Детали машин и основы конструирования».

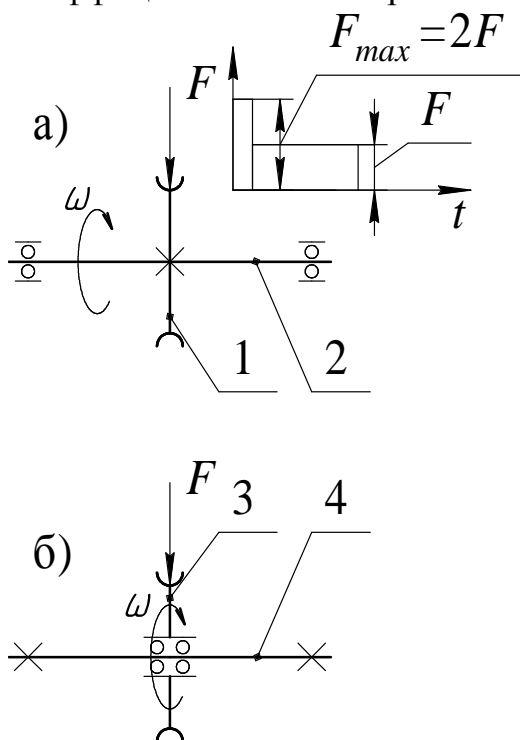
Ил. 22. Библ.: 4 назв.

© Текст. Корнилов В.И., Тюрин А.П., 2008

© Рисунки. Тюрин А.П., 2008

# 1. ОСНОВЫ РАСЧЕТОВ НА ПРОЧНОСТЬ ДЕТАЛЕЙ МАШИН

1.1. Блок 1 установлен на оси 2, вращающейся с угловой скоростью  $\omega$  (схема а). Вращающийся на подшипниках качения с угловой скоростью  $\omega$  блок 3 установлен на неподвижной оси 4 (схема б). Определить коэффициенты запаса прочности осей 2 и 4.



Оси изготовлены из конструкционной стали ( $\sigma_B = 850$  МПа,  $\sigma_T = 580$  МПа,  $\sigma_{-1} = 395$  МПа). Напряжения изгиба в опасных сечениях осей, обусловленные длительно действующей нагрузкой – силой  $F$ ,  $\sigma_{II} = 200$  МПа. Возможна кратковременная перегрузка осей до значений  $F_{max} = 2F$ .

Принять эффективный коэффициент концентрации напряжений  $K_\sigma = 1,6$ ; коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров,  $k_{d\sigma} = 0,9$ ; коэффициент, учитывающий качество поверхности  $K_{F\sigma} = 0,95$ ; коэффициент, учитывающий влияние технологических методов поверхностного упрочнения,  $K_V = 1,2$ .

Решение. Напряжения изгиба  $\sigma_{II}$  оси 2, выполненной по схеме а), меняются по знакопеременному симметричному синусоидальному закону (коэффициент асимметрии  $R = -1$ ). Условие прочности оси при расчете на выносливость имеет вид

$$s = \frac{\sigma_{-1Д}}{\sigma_{II}} \geq [s], \text{ где}$$

$s$  – коэффициент запаса прочности;

$[s] > 1$  – допускаемый коэффициент запаса прочности;

$\sigma_{-1Д}$  – предел выносливости оси;

$$\sigma_{-1Д} = \frac{\sigma_{-1}}{K}, \text{ где}$$

$K$  – коэффициент снижения предела выносливости для детали по сравнению с пределом выносливости стандартного образца  $\sigma_{-1}$ .

$$K = \left( \frac{K_{\sigma}}{K_{d\sigma}} + \frac{1}{K_{F\sigma}} - 1 \right) \frac{1}{K_V K_A}.$$

Здесь  $K_A$  – коэффициент, учитывающий анизотропию свойств материала детали. Для рационально выбранной заготовки  $K_A = 1$ .

$$K = \left( \frac{1,6}{0,9} + \frac{1}{0,95} - 1 \right) \frac{1}{1,2 \cdot 1} = 1,53.$$

$$\sigma_{-1Д} = \frac{395}{1,53} = 258 \text{ МПа.}$$

$$s = \frac{258}{200} = 1,29.$$

Ответ. Коэффициент запаса прочности при циклическом нагружении оси  $s = 1,29$ .

Напряжение изгиба  $\sigma_{и}$  в опасном сечении оси 4, выполненной по схеме б), при длительной работе является постоянной величиной. При статическом режиме нагружения оси с учетом кратковременных перегрузок условие прочности имеет вид

$$s = \frac{\sigma_{ТД}}{\sigma_{\max}} \geq [s].$$

Здесь  $\sigma_{ТД}$  – предел текучести материала оси,  $\sigma_{\max} = 2 \cdot \sigma_{и}$ . При отсутствии дополнительных данных предел текучести для материала оси  $\sigma_{ТД}$  принимаем равным пределу текучести образца материала  $\sigma_T$ .

$$s = \frac{580}{2 \cdot 200} = 1,45.$$

Ответ. Коэффициент запаса прочности при статическом нагружении оси  $s = 1,45$ .

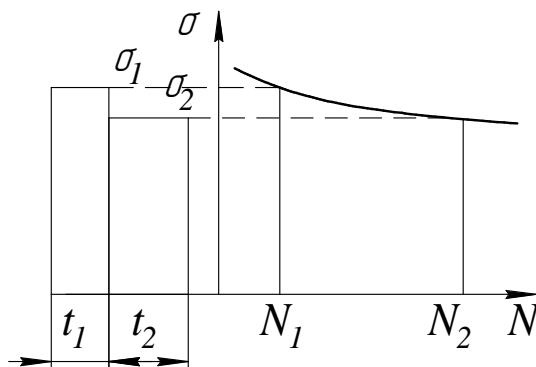
1.2. Определить коэффициент запаса прочности  $s$  вращающейся оси 1 (см. условие расчета к задаче 1.1, схема а) при условии, что расчетный ресурс  $t = 1000$  ч, число циклов, соответствующее точке перелома кривой усталости  $N_G = 2 \cdot 10^6$ , показатель степени кривой усталости  $m = 9$ , угловая скорость оси  $\omega = 1$  рад/с.

Ответ.  $s = \frac{\sigma_{-1ДN}}{\sigma_{\max}} = 1,48$ , где  $\sigma_{-1ДN}$  – ограниченный предел

выносливости оси.

1.3. Вращающаяся ось проработала  $t_1 = 1000$  ч при максимальном напряжении цикла в опасном сечении  $\sigma_1$ . После этого нагрузка на ось была снижена, и максимальное напряжение в опасном сечении уменьшилось до значения  $\sigma_2$ .

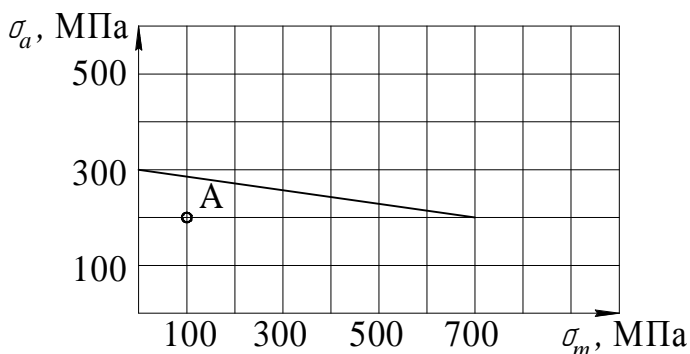
Определить расчетный срок службы детали  $t$  до усталостного разрушения, если число циклов нагружения  $N$  за один час равно 100. Число циклов до разрушения оси при напряжениях  $\sigma_1$  и  $\sigma_2$  принять соответственно  $N_1 = 2,5 \cdot 10^5$ ,  $N_2 = 10^6$ .



Ответ.  $t = 7000$  ч.

1.4. Построить на диаграмме предельных амплитудных напряжений недостающие предельные границы, ограничивающие область работоспособного состояния детали, выполненной из конструкционной стали.

Определить графическим способом величину предельного напряжения для детали при отнулевом цикле изменения напряжений  $\sigma_0$ .



$\sigma_{-1Д} = 300$  МПа;  $\sigma_T = 550$  МПа;  $\sigma_B = 700$  МПа

Ответ.  $\sigma_0 \approx 510$  МПа.

1.5. Определить параметры цикла изменения напряжений ( $\sigma_{\max}$ ,  $\sigma_{\min}$ ,  $R$ ) для детали (точка А на диаграмме к задаче 1.4).

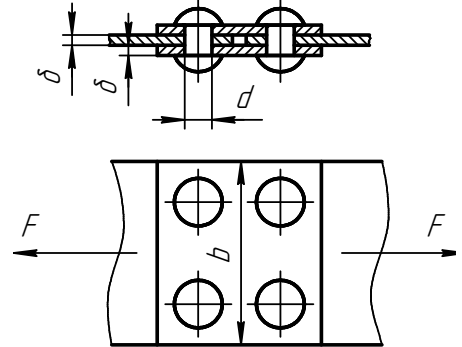
Определить графическим способом коэффициент запаса прочности в предположении, что переход к предельному циклу осуществляется при постоянном значении коэффициента асимметрии цикла  $R$ .

Ответ:  $s \approx 1,44$ .

## 2. СОЕДИНЕНИЯ

2.1. Выполнить проверочные расчеты на прочность заклепочного соединения, если нагрузка – сила  $F = 10$  кН, толщина листов и накладок  $\delta = 3$  мм, ширина накладок  $b = 60$  мм, диаметр заклепок  $d = 8$  мм.

Материал листов, накладок и заклепок конструкционная сталь (допускаемые напряжения растяжения  $[\sigma_p] = 160$  МПа, сдвига  $[\tau_{cp}] = 140$  МПа, смятия  $[\sigma_{cm}] = 320$  МПа).



Решение. В предложенной конструкции заклепочного соединения пара заклепок нагружена силой  $F$ , причем срез каждой заклепки может произойти в двух сечениях. При расчете «двухсрезовных» заклепок обычно принимают, что сила, приходящаяся на одно сечение, вдвое меньше общей силы. Следовательно, расчетное значение напряжений сдвига

$$\tau_{cp} = \frac{F}{n \cdot i \cdot A_{cp}} \leq [\tau_{cp}], \text{ где}$$

$n$  – число заклепок в ряду;

$i$  – количество сечений среза;

$A_{cp}$  – площадь поверхности среза.

$$A_{cp} = \frac{\pi \cdot d^2}{4}.$$

$$A_{cp} = \frac{\pi \cdot 8^2}{4} = 50,3 \text{ мм}^2.$$

$$\tau_{cp} = \frac{10 \cdot 10^3}{2 \cdot 2 \cdot 50,3} = 50 \text{ МПа} < [\tau_{cp}] = 140 \text{ МПа}.$$

Наибольшее расчетное значение напряжений смятия рассчитывается для контакта поверхности заклепки с поверхностью отверстия листа

$$\sigma_{cm} = \frac{F}{n \cdot A_{cm}} \leq [\sigma_{cm}], \text{ где}$$

$A_{cm}$  – расчетная площадь поверхности смятия.

$$A_{cm} = d \cdot \delta.$$

$$A_{cm} = 8 \cdot 3 = 24 \text{ мм}^2.$$

$$\sigma_{cm} = \frac{10 \cdot 10^3}{2 \cdot 24} = 208 \text{ МПа} < [\sigma_{cm}] = 320 \text{ МПа}.$$

Проверка листа, ослабленного отверстиями под заклепки, на прочность при растяжении

$$\sigma_p = \frac{F}{A_p} \leq [\sigma_p].$$

Здесь  $A_p$  – площадь опасного сечения листа.

$$A_p = (b - n \cdot d) \delta.$$

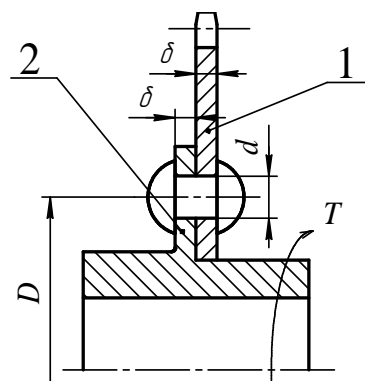
$$A_p = (60 - 2 \cdot 8) 3 = 132 \text{ мм}^2.$$

$$\sigma_p = \frac{10 \cdot 10^3}{132} = 76 \text{ МПа} < [\sigma_p] = 160 \text{ МПа}.$$

Ответ. Прочность заклепочного соединения обеспечена.

2.2. Диск 1 звездочки цепной передачи закреплен на фланце 2 с помощью заклепочного соединения. Определить минимальное количество заклепок  $n$ , если вращающий момент на звездочке  $T = 1000$  Нм, диаметр  $D = 63$  мм, толщина соединяемых деталей  $\delta = 5$  мм, диаметр заклепок  $d = 10$  мм.

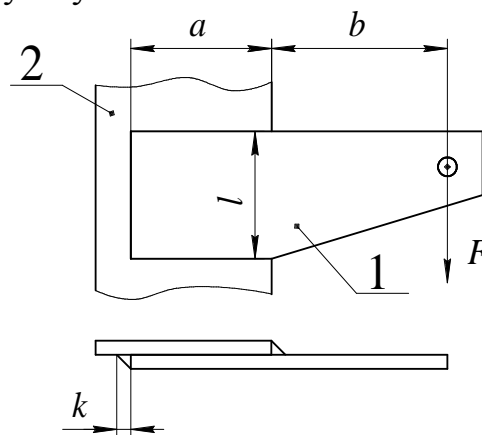
Материал деталей и заклепок конструкционная сталь (допускаемые напряжения среза  $[\tau_{ср}] = 140$  МПа, смятия  $[\sigma_{см}] = 320$  МПа).



Ответ.  $n = 3$ .

2.3. Кронштейн 1 приварен к стойке 2 двумя угловыми швами.

Определить катет сварных швов, если нагрузка – постоянная сила  $F = 13$  кН, длина швов  $l = 90$  мм, размеры  $a = 100$  мм,  $b = 200$  мм, допускаемые напряжения при растяжении для материала свариваемых деталей  $[\sigma_p] = 160$  МПа, коэффициент прочности сварного шва  $\varphi = 0,6$ .



Решение. Катет сварных швов  $k$  находим из условия прочности сварных швов при срезе

$$\tau_{\max} \leq [\tau'], \text{ где}$$

$\tau_{\max}$  – максимальные напряжения в сварном шве;

$[\tau']$  – допускаемые напряжения сварного шва.

$$[\tau'] = [\sigma_p] \varphi.$$

$$[\tau'] = 160 \cdot 0,6 = 96 \text{ МПа.}$$

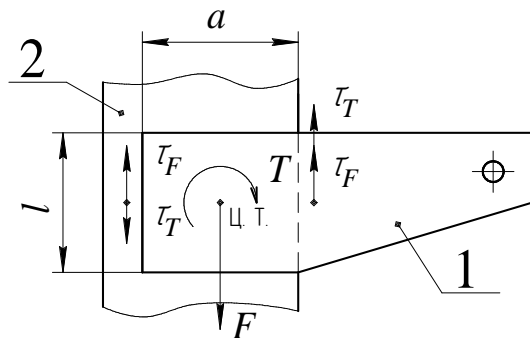
Для определения максимальных напряжений в сварном шве  $\tau_{\max}$  необходимо разработать расчетную схему (см. рисунок).

Внешнюю нагрузку – силу  $F$  приводим к центру тяжести сварного соединения.

Вращающий момент  $T$  от действия силы  $F$ , приложенный к центру тяжести сварного соединения,

$$T = F \left( b + \frac{a}{2} \right).$$

$$T = 13 \cdot 10^3 \left( 200 + \frac{100}{2} \right) = 3,25 \cdot 10^6 \text{ Н·мм.}$$



Так как длина  $l$  швов меньше расстояния  $a$  между ними, то можно использовать приближенный метод определения напряжений в сварных швах от действия момента  $T$  по формуле

$$\tau_T = \frac{F_T}{0,7k \cdot l}, \text{ где } F_T = \frac{T}{a}.$$

$$\text{Тогда } \tau_T = \frac{T}{0,7k \cdot l \cdot a}.$$

При выводе формулы условно полагают, что напряжения  $\tau_T$  направлены вдоль швов и распределены по длине швов равномерно.

Напряжения от действия силы  $F$

$$\tau_F = \frac{F}{2 \cdot 0,7k \cdot l}.$$

В приведенных выше формулах выражение  $0,7k \cdot l$  характеризует площадь расчетного сечения одного шва.

Максимальные напряжения для наиболее нагруженного сварного шва равны в общем случае геометрической сумме напряжений  $\tau_T$  и  $\tau_F$ .

$$\vec{\tau}_{\max} = \vec{\tau}_F + \vec{\tau}_T.$$

В частном случае для рассматриваемого примера

$$\tau_{\max} = \tau_T + \tau_F$$



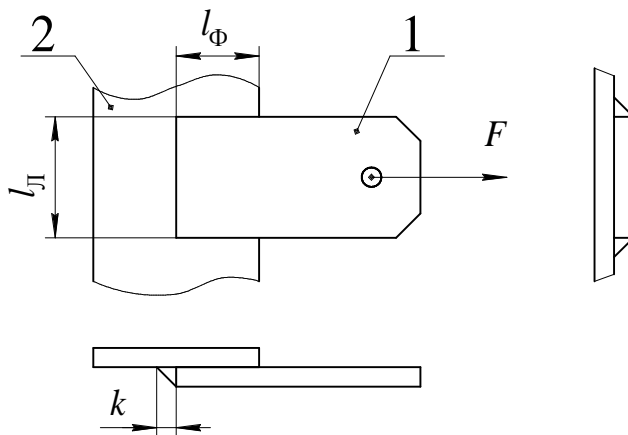
$$\tau_{\max} = \frac{3250 \cdot 10^3}{0,7 \cdot k \cdot 90 \cdot 100} + \frac{13 \cdot 10^3}{2 \cdot 0,7 \cdot k \cdot 100} = \frac{609}{k} \leq [\tau'] = 96 \text{ МПа}, \text{ тогда}$$

$$k \geq \frac{609}{96} = 6,3.$$

Ответ.  $k \geq 7 \text{ мм}$ .

2.4. Косынка 1 приварена к пластине 2 тремя угловыми швами с катетом  $k = 5 \text{ мм}$ . Проверить сварные швы на прочность, если нагрузка – постоянная сила  $F = 70 \text{ кН}$ , длина фланговых швов  $l_{\Phi} = 90 \text{ мм}$ , лобового шва  $l_{\text{л}} = 60 \text{ мм}$ .

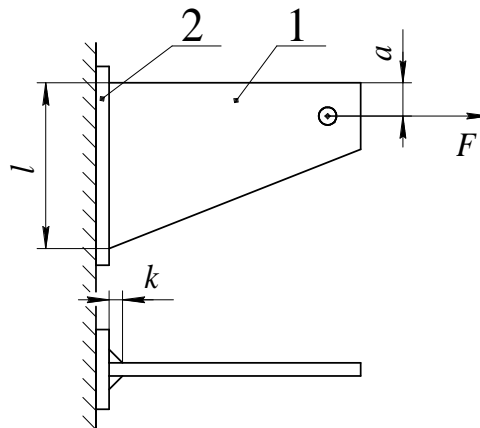
Механические характеристики материала свариваемых деталей  $\sigma_{\text{T}} = 250 \text{ МПа}$ ,  $\sigma_{\text{В}} = 420 \text{ МПа}$ , допускаемый коэффициент запаса прочности  $[s] = 2,0$ , коэффициент прочности сварного шва  $\phi = 0,6$ .



Ответ. Расчетные напряжения в сварных швах  $\tau = 83 \text{ МПа}$  больше допускаемых напряжений  $[\tau] = 75 \text{ МПа}$ . Прочность сварных швов не обеспечена.

2.5. Кронштейн состоит из косынки 1 и основания 2, соединенных между собой двумя сварными угловыми швами с катетом  $k = 6 \text{ мм}$ .

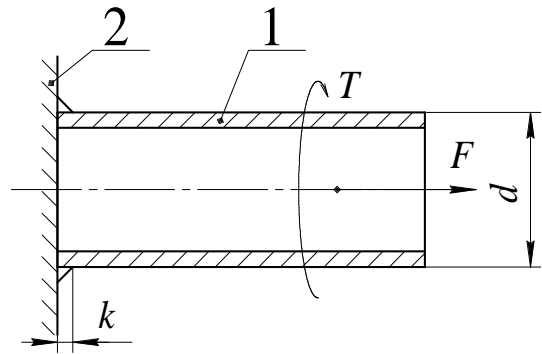
Проверить сварные швы на прочность, если нагрузка – постоянная сила  $F = 25 \text{ кН}$ , длина швов  $l = 120 \text{ мм}$ , размер  $a = 20 \text{ мм}$ , допускаемые напряжения растяжения для материала свариваемых деталей  $[\sigma_{\text{Р}}] = 160 \text{ МПа}$ , коэффициент прочности сварного шва  $\phi = 0,65$ .



Ответ. Расчетные напряжения в сварных швах  $\tau = 74,4 \text{ МПа}$  меньше допускаемых напряжений  $[\tau] = 104 \text{ МПа}$ . Прочность сварных швов обеспечена.

2.6. Труба 1 приварена к стенке 2 угловым швом с катетом  $k = 7$  мм.

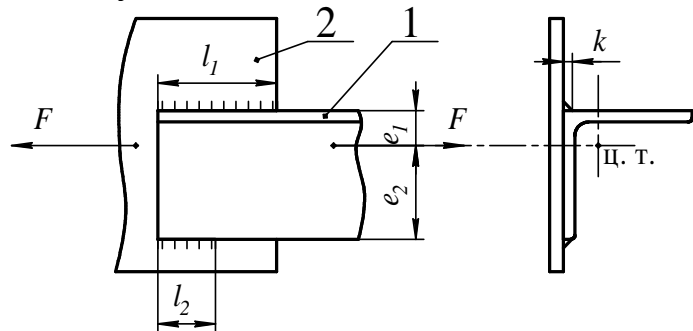
Проверить на прочность сварной шов, если нагрузка статическая (вращающий момент  $T = 1000$  Нм, сила  $F = 30$  кН), диаметр трубы  $d = 100$  мм, предел текучести материала свариваемых деталей  $\sigma_T = 220$  МПа, коэффициент прочности сварного шва  $\phi = 0,6$  допускаемый коэффициент запаса прочности  $[s] = 1,8$ .



Ответ. Расчетные напряжения в сварном шве  $\tau = 23$  МПа меньше допускаемых напряжений  $[\tau] = 73$  МПа. Прочность сварного шва обеспечена.

2.7. Уголок 1 приварен к листу 2 двумя угловыми швами с катетом  $k = 5$  мм. Нагрузка – постоянная сила  $F = 30$  кН. Линия действия силы  $F$  проходит через центр тяжести сечения уголка.

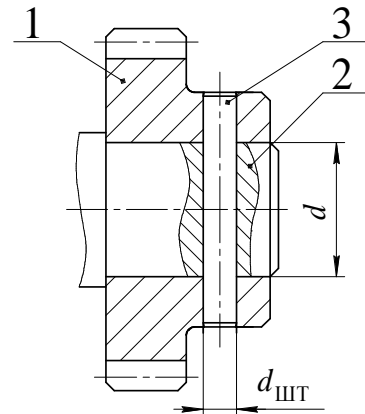
Определить минимальные значения длин швов  $l_1$  и  $l_2$  из условия их равнопрочности, если размеры  $e_1 = 15,2$  мм,  $e_2 = 40,8$  мм, допускаемое напряжение среза для сварного шва  $[\tau'] = 100$  МПа.



Ответ. Минимальная длина сварных швов  $l_1 = 63$  ,  $l_2 = 23$  мм.

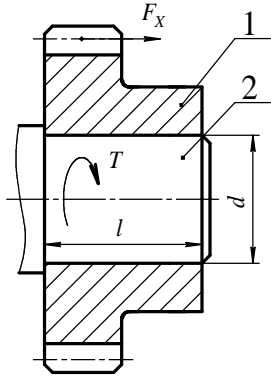
2.8. Прямозубое зубчатое колесо 1 закреплено на валу 2 с помощью штифтового соединения. Вращающий момент на колесе  $T = 300$  Нм.

Определить коэффициент запаса прочности соединения  $s$ , если известно, что диаметр вала  $d = 40$  мм, диаметр цилиндрического штифта 3  $d_{шт} = 10$  мм, предел текучести материала штифта  $\tau_T = 160$  МПа.



Ответ.  $s = 1,68$ .

2.9. Косозубое зубчатое колесо 1 установлено на вал 2 по посадке с гарантированным натягом. Вращающий момент на колесе  $T = 200$  Нм, осевая сила  $F_x = 2000$  Н.



Определить коэффициент запаса по сцеплению  $k$ , если известно, что давление  $p$  на поверхности контакта может меняться в зависимости от реализуемого натяга – от 15 до 20 МПа, коэффициент трения  $f$  в зависимости от состояния поверхностей от 0,10 до 0,12, длина и диаметр ступицы  $l = 70$  мм,  $d = 63$  мм.

Решение. Условие работоспособности соединения с гарантированным натягом по сцеплению

$$k = \frac{F_{\text{ТР}}}{F} \geq [k], \text{ где}$$

$k$  – коэффициент запаса по сцеплению;

$F_{\text{ТР}}$  – сила трения;

$F$  – сдвигающая сила.

Величину сдвигающей силы  $F$  находят как геометрическую сумму внешних сил, отнесенных к поверхности контакта.

$$F = \sqrt{F_x^2 + F_t^2}.$$

Здесь  $F_t = \frac{2 \cdot T}{d}$  – окружная сила.

$$F_t = \frac{2 \cdot 200 \cdot 10^3}{63} = 6349 \text{ Н};$$

$$F = \sqrt{2000^2 + 6349^2} = 6657 \text{ Н}.$$

Минимальное значение коэффициента запаса по сцеплению рассчитывают по минимальной величине силы трения

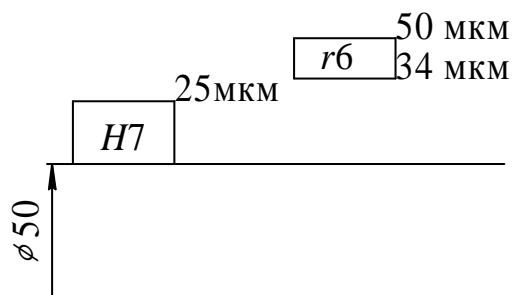
$$F_{\text{ТР}} = p_{\min} \cdot f_{\min} \cdot \pi \cdot d \cdot l.$$

$$F_{\text{ТР}} = 15 \cdot 0,10 \cdot \pi \cdot 63 \cdot 70 = 20782 \text{ Н}.$$

$$k = \frac{20782}{6349} = 3,1.$$

Ответ.  $k = 3,1$ .

2.10. На схеме посадки с гарантированным натягом приведены поля допусков вала и втулки.



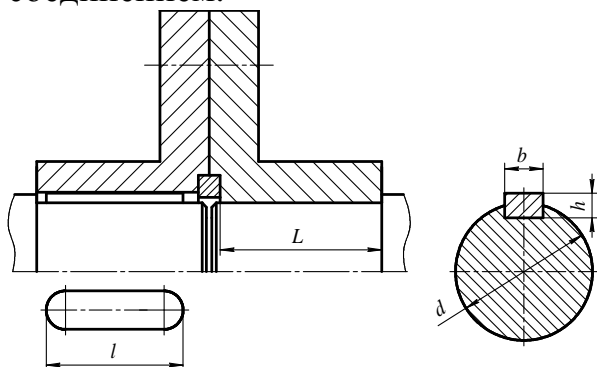
Ответ.  $t_2 = 120^\circ \text{C}$ .

Диаметр вала  $d = 50 \text{ мм}$ . Коэффициент линейного расширения материала втулки  $\alpha_2 = 12 \cdot 10^{-6} \text{ 1/град}$ . Температура вала  $t_1 = 20^\circ \text{C}$ .

Определить минимальную температуру нагрева втулки  $t_2$  при условии, что зазор  $\delta$  при сборке должен быть не менее 10 мкм.

2.11. Фланцевая муфта соединяет два вала диаметром  $d = 50 \text{ мм}$ . Длина ступицы каждой полумуфты  $L = 63 \text{ мм}$ . Для одной полумуфты выполнено шпоночное соединение с валом, для другой соединение с гарантированным натягом. Размеры призматической шпонки со скругленными торцами  $b = 14 \text{ мм}$ ,  $h = 9 \text{ мм}$ ,  $l = 50 \text{ мм}$ .

Определить минимальное давление  $p$  в соединении с гарантированным натягом из условия равнопрочности со шпоночным соединением.



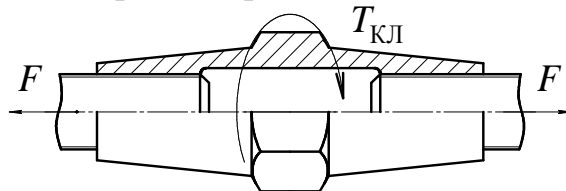
Принять допускаемое напряжение смятия  $[\sigma_{\text{см}}] = 120 \text{ МПа}$ , допускаемый коэффициент запаса по сцеплению  $[k] = 1,6$ , минимальное значение коэффициента трения  $f = 0,1$ .

При расчете шпоночного соединения на смятие натягом в соединении можно пренебречь.

Ответ.  $p = 25 \text{ МПа}$ .

2.12. Винтовая стяжка имеет правую и левую резьбу М30х1,5, средний диаметр резьбы  $d_2 = 29,026 \text{ мм}$ , коэффициент трения в резьбе  $f = 0,2$ .

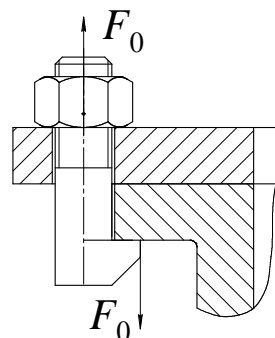
Определить момент на ключе  $T_{\text{кл}}$ , приложенный к винтовой стяжке, для создания усилия  $F = 30 \text{ кН}$ .



Ответ.  $T_{\text{кл}} = 216 \text{ Нм}$ .

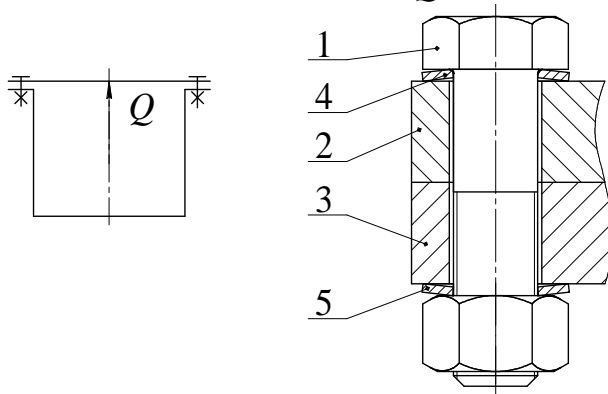
2.13. Болт с эксцентричной головкой имеет резьбу М20х2,5 (внутренний диаметр резьбы  $d_1 = 17,294$  мм).

Определить величину максимальных нормальных напряжений в стержне болта при его затяжке, если осевое усилие затяжки  $F_0 = 5$  кН, эксцентриситет  $e = d$ .



Ответ.  $\sigma = 215$  МПа.

2.14. Круглая крышка сосуда давления крепится к корпусу при помощи двенадцати болтов М16х65.56. Внутренний диаметр резьбы  $d_1 = 13,835$  мм, осевое усилие от предварительной затяжки каждого болта  $F_0 = 16$  кН. Сила, действующая на крышку сосуда, меняется от нуля до максимального значения  $Q = 120$  кН.



Определить коэффициенты запаса прочности при статическом и циклическом нагружении болтовых соединений, если коэффициенты податливости болта  $\lambda_1 = 1,6 \cdot 10^{-6}$  мм/Н, фланцев  $\lambda_2 = \lambda_3 = 0,8 \cdot 10^{-6}$  мм/Н, пружинных шайб  $\lambda_4 = \lambda_5 = 1,3 \cdot 10^{-6}$  мм/Н, предел выносливости болта  $\sigma_{-1Д} = 55$  МПа.

Решение. Считаем, что болты расположены равномерно по окружности крышки и следовательно работают в одинаковых условиях. Тогда максимальное значение внешней нагрузки, приходящейся на одно болтовое соединение

$$F_{\max} = \frac{Q}{z}.$$

$$F_{\max} = \frac{120 \cdot 10^3}{12} = 10 \text{ кН}.$$

Максимальная сила, действующая на болт

$$F_B = F_0 + \chi F_{\max}, \text{ где}$$

$$\chi = \frac{\lambda_{\Phi}}{\lambda_B + \lambda_{\Phi}} - \text{коэффициент основной нагрузки}.$$

Здесь  $\lambda_{\Phi}$  и  $\lambda_B$  – коэффициенты податливости деталей системы “Фланец” и “Болт”.

$$\lambda_{\Phi} = \lambda_2 + \lambda_3;$$

$$\lambda_{\text{Б}} = \lambda_1 + \lambda_4 + \lambda_5.$$

$$\lambda_{\Phi} = (0,8 + 0,8) \cdot 10^{-6} = 1,6 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н};$$

$$\lambda_{\text{Б}} = (1,6 + 1,3 + 1,3) \cdot 10^{-6} = 4,2 \cdot 10^{-6} \text{ мм/Н};$$

$$\chi = \frac{1,6 \cdot 10^{-6}}{4,2 \cdot 10^{-6} + 1,6 \cdot 10^{-6}} = 0,276;$$

$$F_{\text{Б}} = 16 + 0,276 \cdot 10 = 18,76 \text{ кН}.$$

Максимальные напряжения растяжения в опасном сечении болта с расчетным диаметром  $d_1$

$$\sigma_{\text{max}} = \frac{4 \cdot F_{\text{Б}}}{\pi \cdot d_1^2}; \quad \sigma_{\text{max}} = \frac{4 \cdot 18760}{\pi \cdot (13,835)^2} = 125 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса прочности по максимальным напряжениям

$$s_{\text{T}} = \frac{\sigma_{\text{ТД}}}{\sigma_{\text{max}}}; \quad s_{\text{T}} = \frac{300}{125} = 2,4.$$

Амплитудная составляющая нагрузки на болт

$$F_a = \frac{\chi \cdot F_{\text{max}}}{2}; \quad F_a = \frac{0,276 \cdot 10}{2} = 1,38 \text{ кН}.$$

Амплитуда изменения напряжений в опасном сечении болта

$$\sigma_a = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2}; \quad \sigma_a = \frac{4 \cdot 1380}{\pi \cdot (13,835)^2} = 9 \text{ МПа}.$$

Коэффициент запаса прочности по амплитуде напряжений

$$s_a = \frac{\sigma_{-1\text{Д}}}{\sigma_a}; \quad s_a = \frac{55}{9} = 6,1.$$

Коэффициент запаса прочности при затяжке болтового соединения

$$s_{\text{T}} = \frac{\sigma_{\text{ТД}}}{\sigma_{\text{ЭКВ}}}, \text{ где}$$

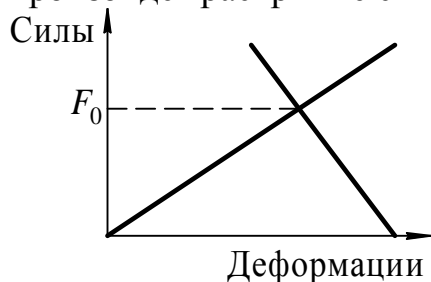
$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \beta \cdot \sigma_0$  - эквивалентные напряжения в опасном сечении болта.

Здесь  $\sigma_0$  – напряжения растяжения от действия силы предварительной затяжки  $F_0$ , коэффициент  $\beta$  учитывает напряжения кручения от момента сил сопротивления в резьбе. Для стандартной метрической резьбы  $\beta \approx 1,3$ .

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{4 \cdot \beta \cdot F_0}{\pi \cdot d_1^2}; \quad \sigma_{\text{ЭКВ}} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 16000}{\pi \cdot (13,835)^2} = 138 \text{ МПа}; \quad s_{\text{T}} = \frac{300}{138} = 2,2.$$

Ответ. Коэффициент запаса прочности при статическом нагружении  $s_{\text{T}} = 2,2$ , при циклическом  $s_a = 6,1$ .

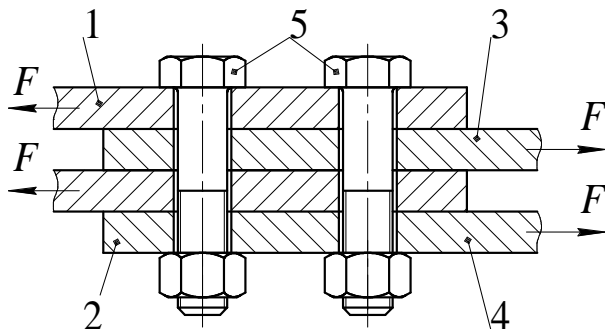
2.15. Определить, пользуясь силовой диаграммой напряженного резьбового соединения величину внешней силы  $F$ , при действии которой произойдет раскрытие стыка фланцев.



Принять во внимание, что коэффициент податливости деталей системы «Болт» в два раза больше коэффициента податливости деталей системы «Фланец», а сила предварительной затяжки  $F_0 = 10$  кН.

Ответ.  $F \geq 15$  кН.

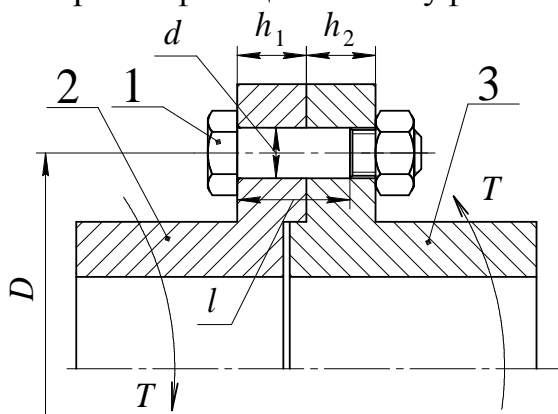
2.16. Тяги 1, 2, 3, 4 соединены двумя болтами 5, поставленными в отверстия с зазорами. Нагрузки на тяги в виде сил  $F$  действуют в одной плоскости с осями болтов и не зависят друг от друга.



Определить минимальную величину силы  $F_0$  затяжки болтов при условии, что сила  $F = 4000$  Н, коэффициент трения на стыках тяг  $f = 0,2 \dots 0,25$ , допускаемое значение коэффициента запаса сцепления  $[k] = 1,6$ .

Ответ.  $F_0 = 16$  кН.

2.17. Три болта 1 повышенной точности с резьбой М10 установлены в отверстия фланцев 2 и 3 муфты без зазора.



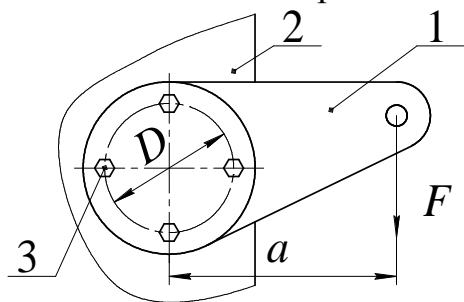
Проверить прочность болтовых соединений, если момент передаваемый муфтой  $T = 600$  Нм, допускаемые напряжения болтов при смятии  $[\sigma_{\text{см}}] = 100$  МПа, при срезе  $[\tau_{\text{ср}}] = 60$  МПа.

Диаметр и длина цилиндрической части болта соответственно  $d = 11$  мм,  $l = 25$  мм, толщина фланцев  $h_1 = h_2 = 15$  мм, диаметр  $D = 140$  мм.

Ответ. Расчетные напряжения среза  $\tau_{\text{ср}} = 30$  МПа меньше допускаемого значения  $[\tau_{\text{ср}}] = 60$  МПа. Расчетные напряжения смятия  $\sigma_{\text{см}} = 26$  МПа меньше допускаемого значения  $[\sigma_{\text{см}}] = 100$  МПа.

Прочность болтовых соединений обеспечена.

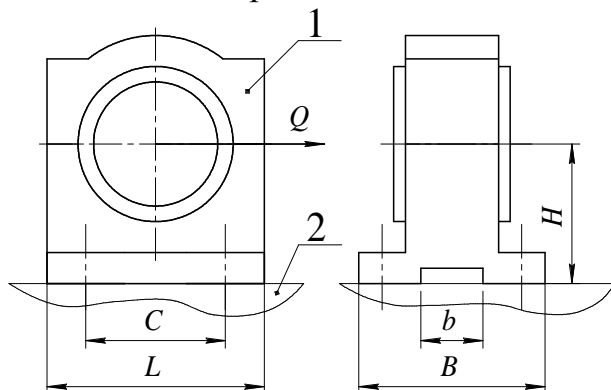
2.18. Кронштейн 1 крепится к стенке 2 четырьмя болтами 3, установленными в отверстия с зазором.



Определить усилие  $F_0$ , которым необходимо затянуть болты для обеспечения в соединении коэффициента запаса по сцеплению  $k = 2$ , если внешняя нагрузка – сила  $F = 3$  кН,  $D = 280$  мм,  $a = 200$  мм, коэффициент трения  $f = 0,1$ .

Ответ.  $F_0 = 36,4$  кН.

2.19. Корпус подшипника скольжения 1 закреплен на станине 2 с помощью четырех шпилечных соединений.



Определить усилие предварительной затяжки шпилечных соединений  $F_0$  из условия нераскрытия стыка фланцев, если внешняя нагрузка – сила  $Q = 25$  кН, коэффициент основной нагрузки  $\chi = 0,2$ .

Размеры фланцев:  $L=B= 200$  мм,  $b=100$  мм,  $C = 160$  мм,  $H = 120$  мм.

Ответ.  $F_0 \geq 18$  кН.

## ЛИТЕРАТУРА

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. М.: Машиностроение, 1979 – 704 с.
2. Иванов М.Н., Финогенов В.А. Детали машин. – М.: Высшая школа, 2008 – 408 с.
3. Иосилевич Г.Б. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1988 – 368 с.
4. Комков В.Н. Основы расчета на прочность деталей машин. Учебное пособие. Л.: ЛПИ, 1988 – 92 с.