

## Оглавление

1. Резьбовые соединения. Их классификация.....	2
2. Геометрические параметры резьбы.....	3
3. Основные типы резьб по назначению.....	4
4. Конструктивные формы резьбовых соединений. ....	7
5. Условие прочности резьбы на смятие. ....	9
6. Условие прочности резьбы на срез.....	10
7. Силовые соотношения в винтовой паре. Окружная сила и сила трения. ....	11
8. Момент завинчивания в болтовом соединении. ....	13
9. Коэффициент полезного действия винтовой пары. ....	15
10. Расчеты на прочность болта при нагружении его растягивающей силой.....	15
11. Расчеты на прочность болта при его затягивании силой $F$ и отсутствии внешней нагрузки.....	16
12. Условие надежности болтового соединения, нагруженного поперечной силой $F$ , если болт поставлен с зазором.....	18
13. Условие надежности болтового соединения, нагруженного поперечной силой $F$ , если болт поставлен без зазора .....	20
14. Условие прочности болта при эксцентричном нагружении.....	22
15. Классы прочности резьбовых соединений .....	24
16. Шпоночные соединения. Условие прочности призматической шпонки на смятие.....	24
17. Шпоночные соединения. Условие прочности сегментной шпонки на смятие.....	26
18. Шпоночные соединения. Условие прочности цилиндрической шпонки на смятие.....	26
19. Шпоночные соединения. Условие прочности призматической шпонки на срез. ....	27
20. Шпоночные соединения. Условие прочности сегментной шпонки на срез. ....	27
21. Шлицевые соединения и их классификация. ....	28
22. Шлицевые соединения. Условие прочности шлицевого соединения.....	31
23. Подшипники скольжения. Условие прочности подшипников скольжения по среднему давлению и удельной работе сил трения. ....	32
24. Подшипники качения и их классификация. ....	33
25. Подшипники качения. Расчет эквивалентной нагрузки.....	34
27. Подшипники качения. Условие долговечности подшипников .....	39
28. Муфты. Классификация механических муфт. По каким параметрам подбирают муфты? .....	41
29. Сварные соединения. Классификация электрических способов сварки.....	44
30. Стыковые соединения дуговой сваркой. Условие прочности шва при растяжении.....	44
31. Нахлесточные соединения дуговой сваркой. Условие прочности флангового шва, нагруженного силой.....	46
32. Условие прочности лобового шва на срез при растяжении. ....	47

33. Соединение втавр дуговой сваркой. Условие прочности углового шва при нагружении растягивающей силой. ....	48
34. Контактная точечная сварка. Условие прочности соединения на срез. ....	49
35. Контактная шовная сварка. Условие прочности соединения на срез. ....	50

## 1. Резьбовые соединения. Их классификация.

Резьбовыми соединениями называют разъёмные соединения деталей, собираемые с помощью резьбовых крепёжных деталей (болтов, винтов, шпилек, гаек) или резьбы, непосредственно нанесённой на соединяемые детали.

Резьбы разделяют

1. В зависимости от формы поверхности, на которой образуется резьба:
  - цилиндрические;
  - конические.
2. По форме профиля:
  - треугольные;
  - упорные;
  - трапецеидальные;
  - прямоугольные;
  - круглые.
3. По направлению винтовой линии:
  - правые;
  - левые.
4. По числу заходов:
  - однозаходные (для закрепления деталей);
  - многозаходные (для передачи движения, т.к. КПД у них выше, чем у однозаходных резьб).
5. По назначению:
  - крепёжные;
  - крепежно-уплотняющие;
  - для передачи движения(ходовые).

## 2. Геометрические параметры резьбы

Основные геометрические параметры резьб представлены на рис. 2.

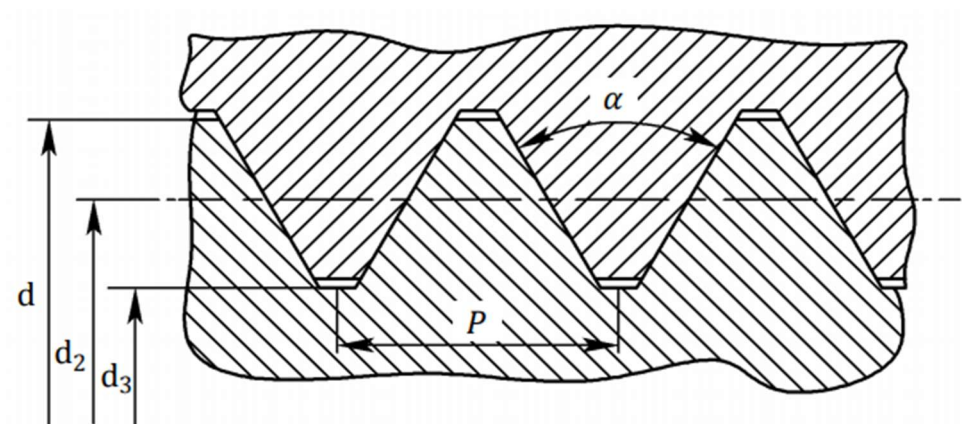


Рис. 2

Здесь  $d$  - наружный диаметр резьбы;

$d_3$  - внутренний диаметр резьбы;

$d_2$  – средний диаметр резьбы (диаметр воображаемого цилиндра на котором ширина витка равна ширине впадины);

$P$  – шаг резьбы – расстояние между одноимёнными сторонами двух соседних витков резьбы в осевом направлении;

$P_z$  - ход резьбы - расстояние между одноимёнными сторонами одного и того же витка резьбы в осевом направлении.

Для однозаходной резьбы:

$$P_z = P$$

Для многозаходных резьбы:

$$P_z = P * Z$$

Где  $Z$ - число заходов.

$\alpha$  - угол профиля резьбы

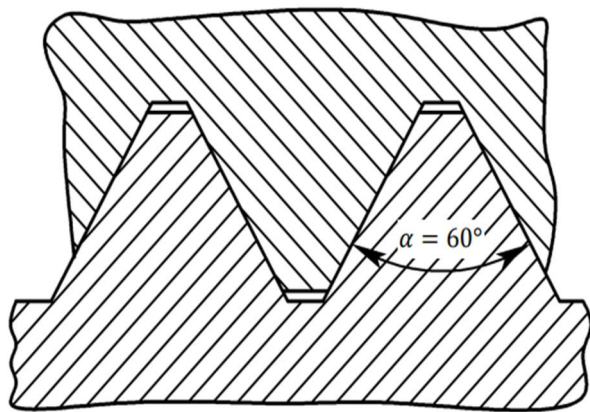
### 3. Основные типы резьб по назначению.

Резьбы классифицируют по назначению на следующие типы.

1. Крепёжные.
2. Крепёжно-уплотняющие.
3. Резьбы винтовых механизмов(ходовые резьбы)

#### Крепёжные резьбы

1. Метрическая резьба (рис. 3)



Это наиболее распространенные у нас в стране крепёжные резьбы с углом профиля  $\alpha = 60^\circ$

Метрические резьбы бывают:

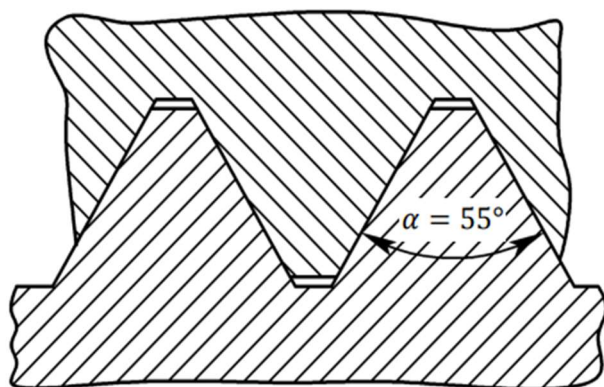
- с крупным шагом  $P$  (Это основная крепёжная резьба);
- с мелким шагом  $P_{\text{мелк}}$ .

Резьбы с мелким шагом различаются коэффициентом измельчения

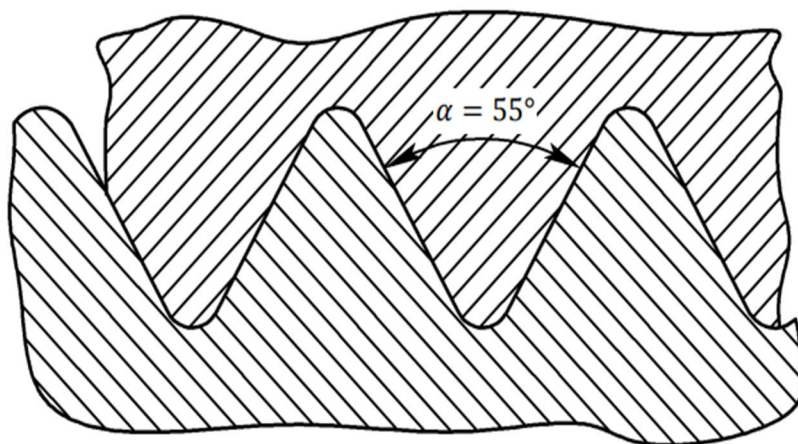
$$\lambda = \frac{P_{\text{осн}}}{P_{\text{мелк}}}$$

2. Дюймовая резьба (1 дюйм равен 25,4 мм.)

Резьба имеет профиль в виде равнобедренного треугольника с углом профиля  $\alpha = 55^\circ$ . Вместо шага задаётся питч – число витков на дюйм.



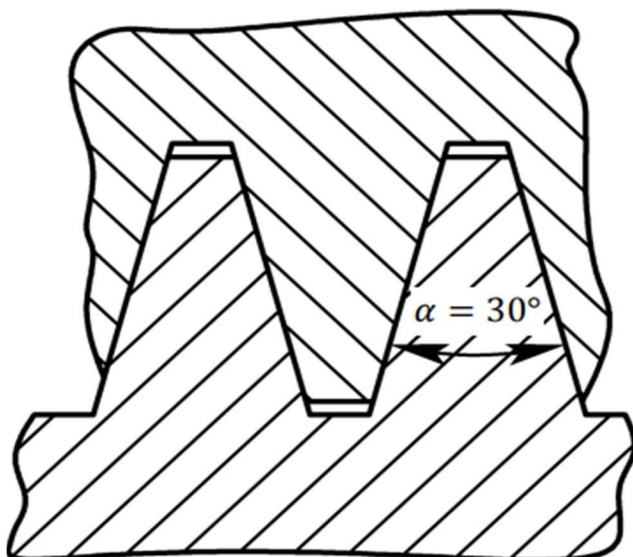
### **Крепёжно-уплотняющая резьба**



Трубная цилиндрическая резьба является мелкой дюймовой резьбой, но с закруглёнными выступами и впадинами. За основной размер, характеризующий резьбу и указываемый в обозначении, принят внутренний диаметр трубы в дюймах. Применяют для соединения труб. Отсутствие радиального зазора делает резьбовое соединение герметичным.

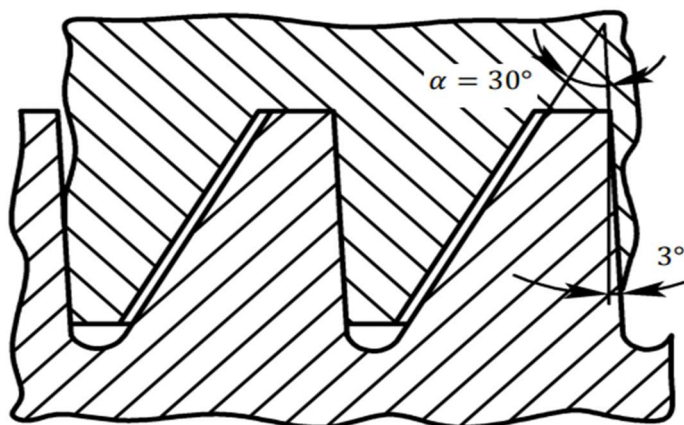
### **Резьбы винтовых механизмов (ходовые резьбы)**

1. Трапецеидальная резьба (рис. 6)



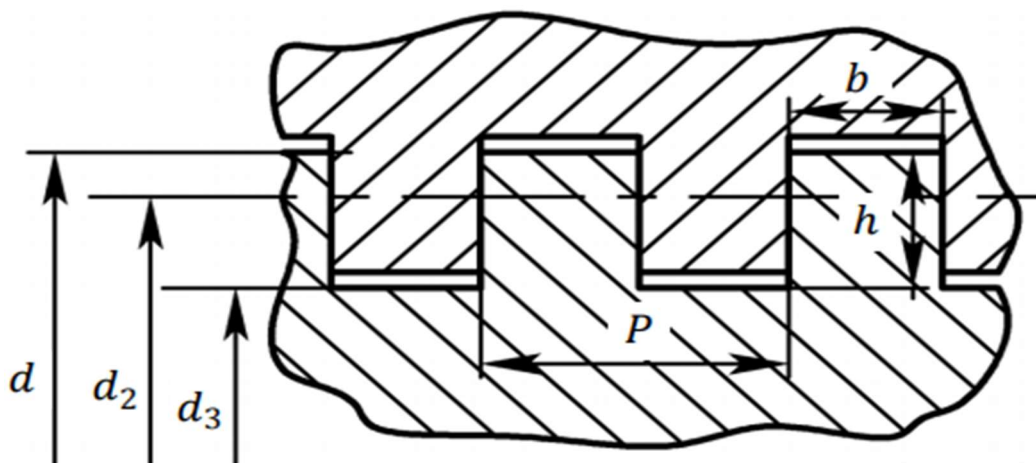
Это основная резьба в передачах винтгайка. Угол профиля  $\alpha = 30^\circ$ . Характеризуется небольшими потерями на трение, технологична. Применяют для передачи реверсивного движения под нагрузкой (ходовые винты станков, роботов, мехатронных устройств).

## 2. Упорная резьба (рис. 7)



Имеет профиль в виде не равнобочной трапеции с углом профиля  $\alpha = 33^\circ$  КПД выше, чем у трапецидальной резьбы. Применяют в передачах винт-гайка при больших односторонних осевых нагрузках (грузовые винты прессов, домкратов и т.д.)

## 3. Прямоугольная резьба (рис. 8)



Профиль резьбы – квадрат. Из всех резьб имеет самый высокий КПД, так как угол профиля  $\alpha = 0^\circ$ . Обладает пониженной прочностью.

При износе образуются осевые зазоры, которые трудно устранить. Стандарта нет. Имеет ограниченное применение в малонагруженных передачах винт-гайка. Для этой резьбы существуют следующие зависимости:

шаг резьбы

$$P = \frac{d_3}{4}$$

параметры профиля резьбы

$$b = h = \frac{P}{2}$$

нагруженный диаметр резьбы

$$d = d_3 + P = 1.25d_3$$

средний диаметр резьбы

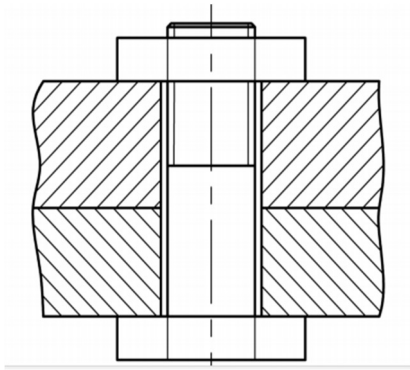
$$d_2 = \frac{d + d_3}{2}$$

## 4 Конструктивные формы резьбовых соединений.

### 1. Болтовые соединения (рис. 9)

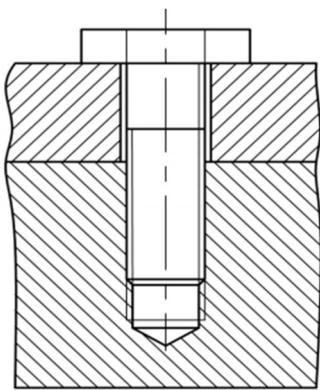
Наиболее простые и дешёвые соединения. Применяют для скрепления деталей небольшой толщины, а также деталей, материал который не обеспечивает достаточной прочности резьбы.





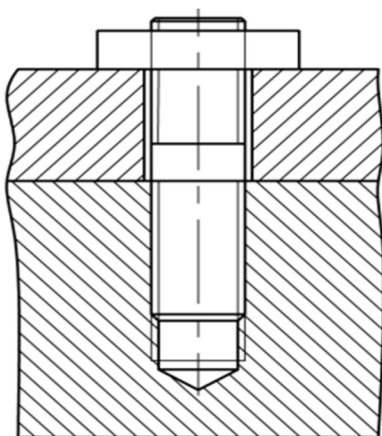
## 2. Винтовые соединения (рис. 10)

Применяют для скрепления деталей, одна из которых имеет большую толщину.



## 3. Соединения шпильками

Применяют тогда, когда по условия эксплуатации требуется частая разборка соединения деталей, одна из которых имеет наибольшую толщину.





## 5 Условие прочности резьбы на смятие.

### Расчёты резьбы на прочность

Расчёт резьбы на прочность проводят полагая, что все витки резьбы нагружены равномерно, хотя в действительности это не так.

Рассмотрим резьбовое соединение, нагруженное силой  $F$ .

Резьбу рассчитывают по следующим параметрам.

1. По напряжениям смятия на винтовой поверхности (рис. 12).  
Условие прочности резьбы по напряжениям смятия

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

Где  $Z = \frac{H}{P}$  – число витков резьбы в гайке высотой  $H$ .

2. По напряжениям среза в сечении  $ab$  винта или  $ce$  гайки (рис. 12).

Условие прочности резьбы винта по напряжениям среза

$$\tau = \frac{F}{\pi d_3 ab z} = \frac{F}{\pi d_3 ab \frac{H}{P}} = \frac{F}{\pi d_3 K H} \leq [\tau];$$

Условие прочности резьбы гайка по напряжениям среза

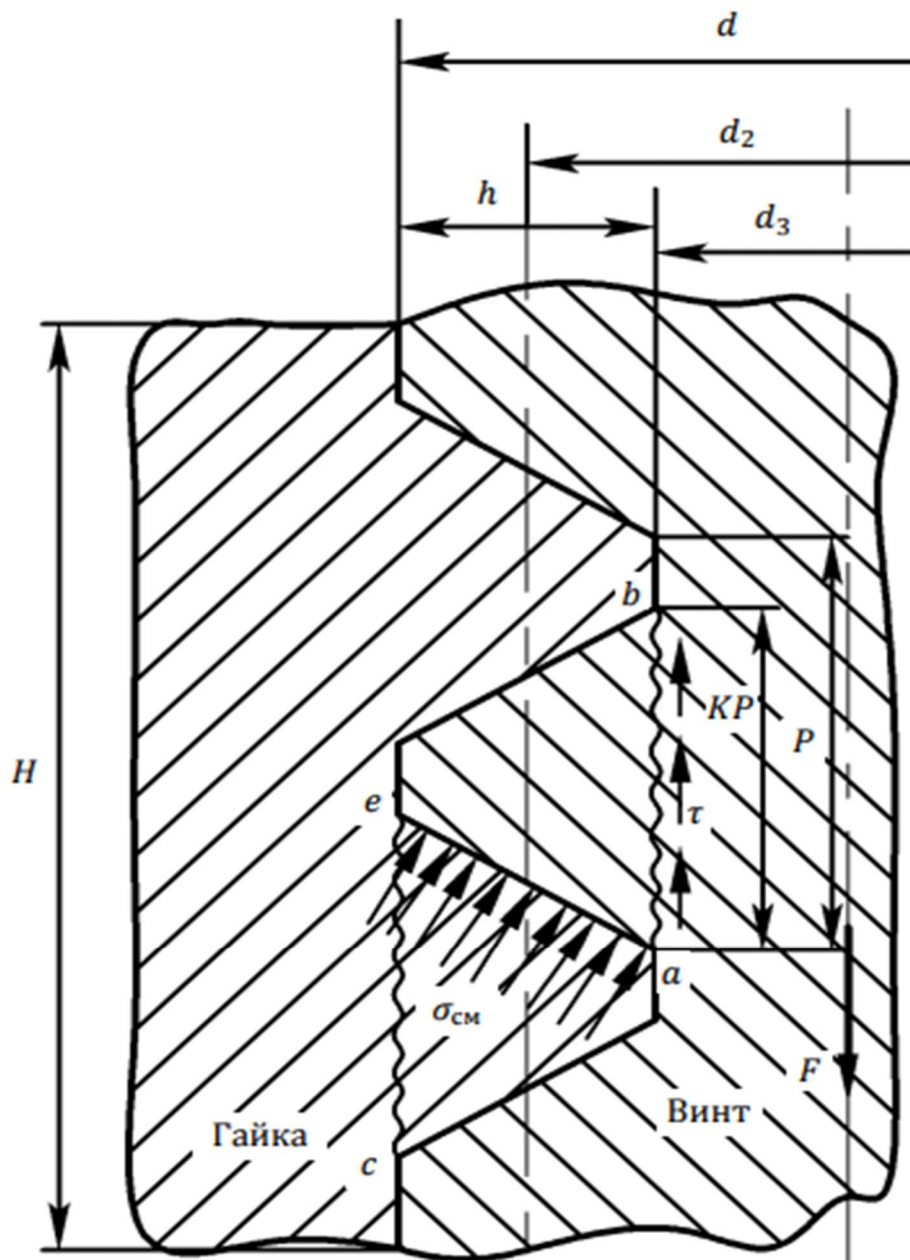
$$\tau = \frac{F}{\pi d_3 ce z} = \frac{F}{\pi d_3 ce \frac{H}{P}} = \frac{F}{\pi d_3 K H} \leq [\tau],$$

где  $K = \frac{ab}{P}$  или  $K = \frac{ce}{P}$  – коэффициент учитывающий тип резьбы.

Для прямоугольной резьбы  $K = 0,5$ .

Для трапецеидальной резьбы  $K = 0,65$ .

Для треугольной резьбы  $K = 0,8$ .



## 6. Условие прочности резьбы на срез.

Условие прочности резьбы винта по напряжениям среза:

$$\tau = \frac{F}{\pi d_3 a b z} = \frac{F}{\pi d_3 a b \frac{H}{P}} = \frac{F}{\pi d_3 K H} \leq [\tau]$$

Условие прочности резьбы гайки по напряжениям среза:

$$\tau = \frac{F}{\pi d_3 c e z} = \frac{F}{\pi d_3 c e \frac{H}{P}} = \frac{F}{\pi d_3 K H} \leq [\tau]$$

Где  $K = \frac{ab}{P}$  или  $K = \frac{ce}{P}$  – коэффициент учитывающий тип резьбы.

Для прямоугольной резьбы  $K = 0,5$ .

Для трапецеидальной резьбы  $K = 0,65$ .

Для треугольной резьбы  $K = 0,8$ .

Если материал винта и гайки одинаков, то по напряжениям среза рассчитывают только винт, так как  $d > d_3$

## 7. Силовые соотношения в винтовой паре. Окружная сила и сила трения.

Гайка нагружена осевой силой  $F$  и, равномерно вращаясь под действием окружной силы  $F_t$ , приложенной по касательной к окружности среднего диаметра резьбы  $d_2$ , перемещается вверх (рис. 1, а). Развернём виток резьбы в наклонную плоскость, а всю гайку представим в виде ползуна (рис. 1, б). При этом возникает нормальная реакция наклонной плоскости  $N$  и сила трения  $F_{тр} = Nf$ .

Заменим силы  $N$  и  $F_{тр}$  их равнодействующей  $R$ . Угол  $\rho$  между векторами сил

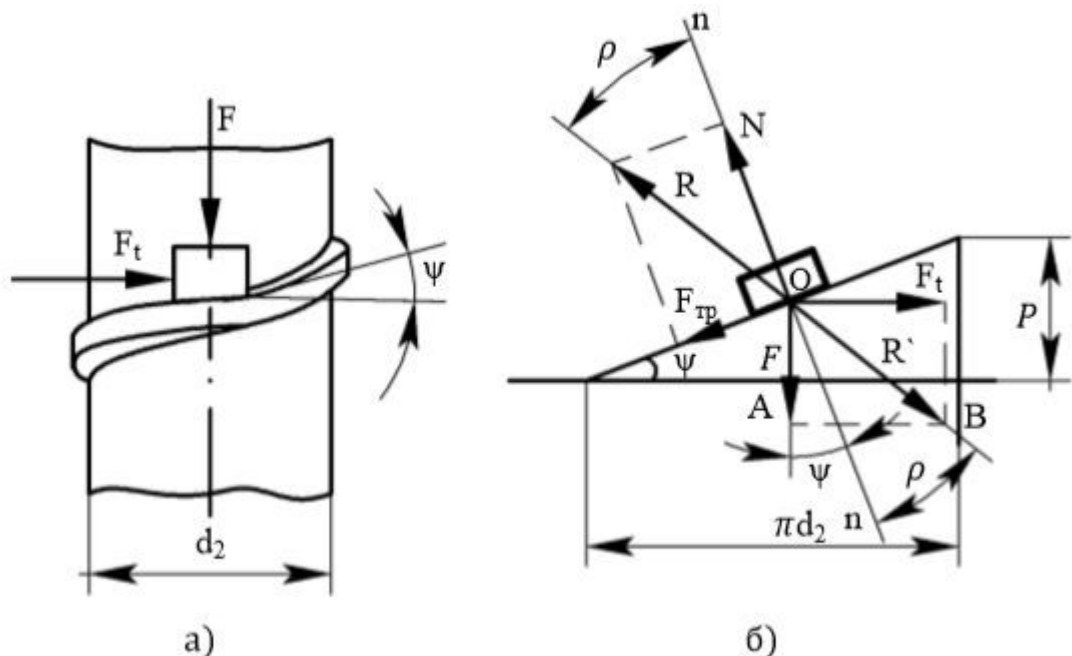


Рис. 1

$R$  и  $N$  называют углом трения.

$$\rho = \arctg \frac{F_{тр}}{N} = \arctg f$$

$R' = R$  и противоположно ей направлена. Угол между вектором  $R'$  и нормалью  $n$  -  $n$  будет угол трения  $\rho$ , а угол между вектором силы  $F$  и нормалью – угол подъема резьбы  $\psi$ .

Из треугольника  $OAB$  определяем силу  $F_t$ :

$$F_t = Ftg(\psi + \rho)$$

При свинчивании гайки направление силы трения меняется на противоположное и сила  $F_t$  будет равна

$$F_t = Ftg(\rho - \psi)$$

При  $\psi > \rho$  гайка свинчиваются от воздействия усилия затяжки  $F$ .

При  $\psi < \rho$  самоотвинчивания не происходит.

Условие самоторможения в винтовой паре:

$$\psi < \rho$$

Все крепёжные резьбы самотормозящиеся.

В треугольной и трапецидальной резьбах сила трения больше, чем в прямоугольной резьбе. Связь между силами трения в прямоугольной и остроугольной резьбах получим, если предположить, что витки резьбы перпендикулярны к оси винта ( $\psi = 0$ ).

Это можно сделать потому, что при одинаковых средних диаметрах  $d_2$  и шагах  $P_z$ , наклон витков резьбы одинаков ( $\psi_{\text{прям}} = \psi_{\text{остр}}$ ).

В этом случае для прямоугольной (рис. 2, а) и косоугольной (рис. 2, б) резьб

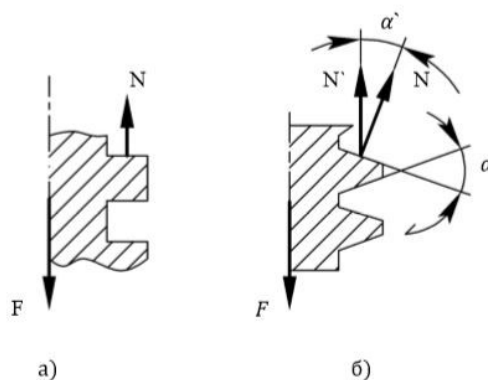


Рис. 2

найдем нормальные силы  $N$ .

Для прямоугольной резьбы:  $F_{тр} = Nf = Ff$

Для треугольно резьбы:  $F_{тр} = Nf = \frac{F}{\cos \alpha'} f = \frac{F}{\cos \frac{\alpha}{2}} f = Ff'$

Где  $f'$  - приведенный коэффициент трения,

$$f' = \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}$$

Аналогично углу трения  $\rho$  можно получить приведённый угол трения  $\rho'$ :

$$\rho' = \arctg f'$$

Тогда окружная сила равна:

При навинчивании гайки:  $F_t = Ftg(\psi + \rho')$

При свинчивании гайки:  $F_t = Ftg(\rho' - \psi)$

## 8. Момент завинчивания в болтовом соединении.

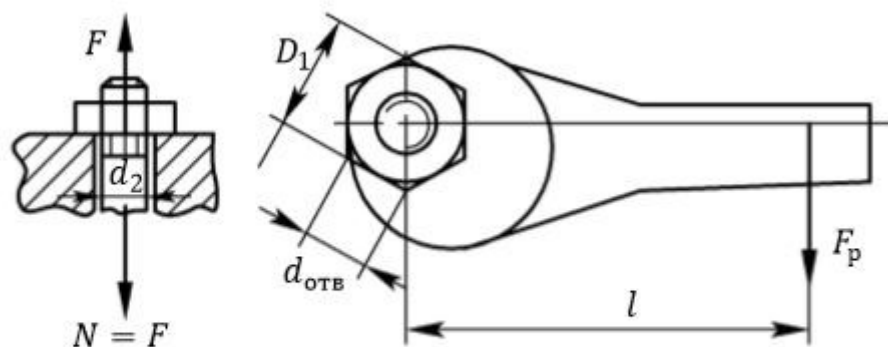


Рис. 3

При завинчивании гайки или винта к ключу прикладывают момент завинчивания (рис. 3)

$$T_{зав} = F_p l = T_p + T_T$$

Где  $T_p$  – момент в резьбе от силы  $F_t$

$$T_p = F_t \frac{d_2}{2} = Ftg(\psi + \rho') \frac{d_2}{2}$$

$T_T$  – момент трения на опорном торце гайки или головки винта. Для её определения рассмотрим гайку (рис. 4). Выделим на её поверхности радиусами  $r$  и  $dr$  элементарную площадь.  $d_{\text{отв}}$  – диаметр отверстия под болт.

Определяем удельное давление на торце гайки:

$$P = \frac{F}{\frac{\pi}{4}(D_1^2 - d_{\text{отв}}^2)}$$

Где  $d_{\text{отв}}$  – диаметр отверстия под болт.

Элементарный момент трения на торце гайки:  $dT_T = P 2\pi r dr r f = 2\pi P f r^2 dr$ .

Момент трения:

$$\begin{aligned} \int_{\frac{d_{\text{отв}}}{2}}^{\frac{D_1}{2}} 2\pi P f r^2 dr &= 2\pi P f \frac{r^3}{3} = \frac{2}{3} \pi P f \left( \frac{D_1^3}{8} - \frac{d_{\text{отв}}^3}{8} \right) \\ &= \frac{1}{3} f \frac{\pi}{4} P (D_1^2 - d_{\text{отв}}^2) \left( \frac{D_1^3 - d_{\text{отв}}^3}{D_1^2 - d_{\text{отв}}^2} \right) = F f R_{\text{пр}} \end{aligned}$$

Где  $R_{\text{пр}}$  – приведенный радиус сил трения

$$R_{\text{пр}} = \frac{1}{3} * \left( \frac{D_1^3 - d_{\text{отв}}^3}{D_1^2 - d_{\text{отв}}^2} \right)$$

Тогда момент завинчивания будет равен:

$$T_{\text{зав}} = F_p l = T_p + T_T = F \left[ tg(\psi + \rho') \frac{d_2}{2} + f R_{\text{пр}} \right]$$

Приближённо можно считать, что  $R_{\text{пр}} = \frac{D_{\text{ср}}}{2} = \frac{(D_1 + d_{\text{отв}})}{4}$ ,

Тогда

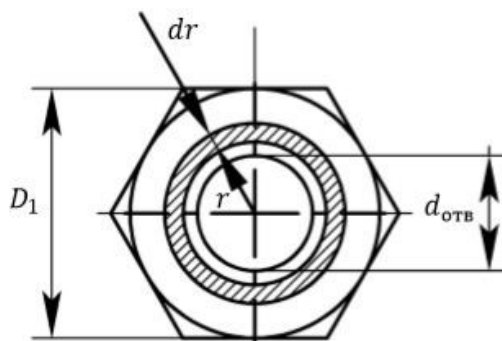


Рис. 4

$$T_{\text{зав}} = F_p l = F \left[ tg(\psi + \rho') \frac{d_2}{2} + f \frac{(D_1 + d_{\text{отв}})}{4} \right]$$

## 9. Коэффициент полезного действия винтовой пары.

Коэффициент полезного действия  $\eta$  винтовой пары определяют в виде отношения

$$\eta = \frac{A_{\text{п}}}{A_3}$$

Где  $A_{\text{п}}$  – полезная работа,  $A_3$  – затраченная

$$A_{\text{п}} = FP = F\pi d_2 tg\psi$$

$$A_3 = F_t \pi d_2 = F tg(\psi + \rho') \pi d_2$$

$$\text{Значит } \eta = \frac{A_{\text{п}}}{A_3} = \frac{F\pi d_2 tg\psi}{F tg(\psi + \rho') \pi d_2} = \frac{tg\psi}{tg(\psi + \rho')}$$

В самотормозящей винтовой паре при  $\psi < \rho'$  КПД винтовой пары  $\eta < 0,5$

Для увеличения  $\eta$  применяют многозаходную резьбу с крупным шагом и средства, понижающие трение в резьбе

## 10. Расчеты на прочность болта при нагружении его растягивающей силой.

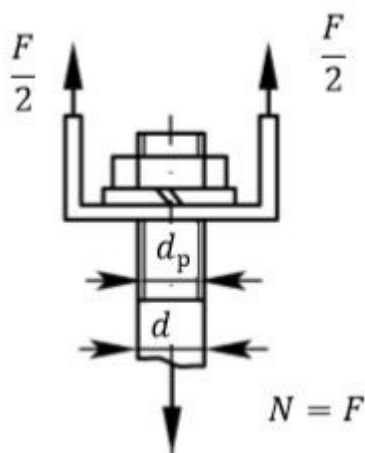


Рис. 5

Болт нагружен только внешней растягивающей силой  $F$  (рис. 5)



Условие прочности винта при растяжении:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_p^2} \leq [\sigma]_p$$

Откуда расчетный диаметр винта равен:

$$d_p = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_p}}$$

Где  $[\sigma]_p$  – допускаемое напряжение материала болта при растяжении

$$[\sigma]_p = \frac{\sigma_{тр}}{[n]_T}$$

$\sigma_{тр}$  – предел текучести материала винта при растяжении,  $[n]_T$  – требуемый (допускаемый) коэффициент запаса прочности при растяжении,  $[n]_T = 2 \dots 5$  при постоянной нагрузке,  $[n]_T = 5 \dots 10$  при переменной нагрузке.

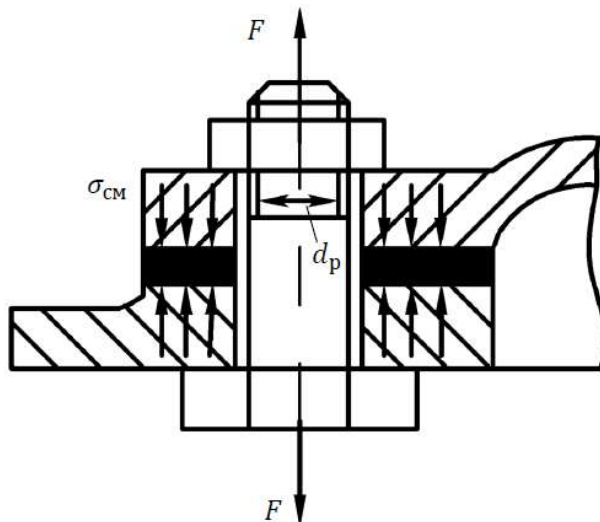
Внешний (максимальный) диаметр винта:  $d \approx d_p + 0,94P$

## 11 Расчеты на прочность болта при его затягивании силой F и отсутствии внешней нагрузки

**Болт затянут силой F, внешняя нагрузка отсутствует.**

Примером являются болты для крепления герметичных крышек корпусов механизмов и машин (рис. 6)

В период затягивания болт растягивается силой F и закручивается моментом сил в резьбе  $T_r$ .



Напряжение растяжения от силы F

$$\sigma_p \geq \sqrt{\frac{F}{\frac{\pi d_p^2}{4}}}.$$

Напряжение кручения от момента в резьбе

$$\tau_k = \frac{T_p}{W_p} = \frac{\frac{1}{2} F d_2 t g(\psi + \rho')}{\frac{\pi d_p^3}{16}}.$$

Прочность болта определяем по энергетической гипотезе прочности

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} = \sigma_p \sqrt{1 + 3\left(\frac{\tau_k}{\sigma_p}\right)^2} \leq [\sigma]_p.$$

Отношение напряжений

$$\frac{\tau_k}{\sigma_p} = \frac{\frac{1}{2} F d_2 t g(\psi + \rho') \frac{\pi d_p^2}{4}}{\frac{\pi d_p^3}{16} F} = 2 \frac{d_2}{d_p} t g(\psi + \rho').$$

Для метрической резьбы с крупным шагом

$$d_2 = 1,1 d_p; \quad \psi = 2^\circ 30'; \quad \rho' = 9^\circ 45'$$

Тогда после подстановки

$$\frac{\tau_k}{\sigma_p} \approx 0,5.$$

Следовательно

$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = \sigma_p \sqrt{1 + 3(0,5)^2} = \sigma_p \sqrt{1,75} \approx 1,3[\sigma]_p.$$

Отсюда

$$\sigma_{\text{экв}} = \frac{1,3F}{\frac{\pi d_p^2}{4}} = \frac{5,2F}{\pi d_p^2} \leq [\sigma]_p.$$

Таким образом, расчет болта при совместном действии растяжения и кручения можно заменить расчетом на просто растяжение силой  $1,3F$ . Расчетный диаметр болта будет равна

$$d_p \geq \sqrt{\frac{5,2F}{\pi[\sigma]_p}}.$$

Для силовых соединений не допускаются болты диаметром  $d_p$  меньше 8 мм, так как болты малых диаметров легко разрушаются

## 12 Условие надежности болтового соединения, нагруженного поперечной силой $F$ , если болт поставлен с зазором

**Болтовое соединение нагружено поперечной силой  $F_r$ .**

Условием надежности соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке. Конструкция может быть выполнена в двух вариантах.

□ Болт поставлен с зазором (рис. 1)

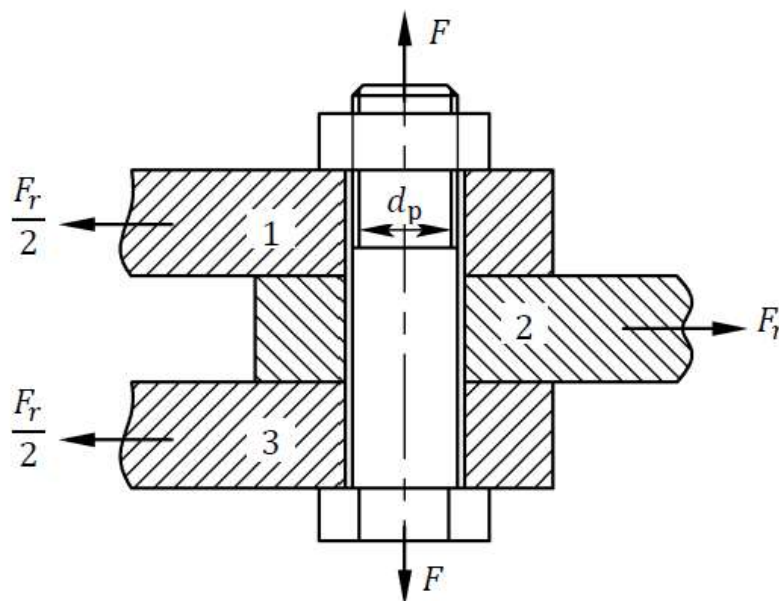


Рис. 1

Внешнюю нагрузку  $F_r$  уравнивают силами трения в стыке, которые образуются от затяжки болта.

Рассмотрим равновесие детали 2 (рис. 2)

$$F_r \leq F_t i = F f i,$$

где  $i = 1, 2$  – число стыков;  $F_t$  – сила трения;  $f$  – коэффициент трения. Для стальных деталей  $f = 0,15 \dots 0,20$ ;  $F$  – сила затяжки.

$$F \geq \frac{F_r}{if}.$$

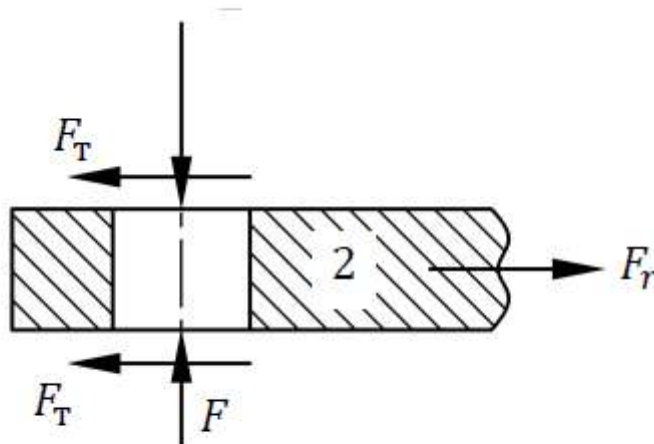


Рис. 2

Для того, чтобы отсутствовал сдвиг деталей вводят коэффициент запаса по сдвигу  $K = 1,4 \dots 2,0$ .

Тогда

$$F = \frac{K F_r}{if}.$$

При затяжке нескольких болтов

$$F = \frac{K F_r}{ifz},$$

где  $z$  – число болтов

При затяжке болт работает на растяжение и кручение. Расчетный диаметр болта определяют по формуле

$$d_p \geq \sqrt{\frac{5.2F}{\pi[\sigma]_p}} = \sqrt{\frac{5.2KF_r}{\pi[\sigma]_p i f z'}}$$

В болтах, поставленных с зазором, сила затяжки  $F$  значительно больше поперечной силы  $F_r$ , что требует больших диаметров болтов или большого их числа.

### 13 Условие надежности болтового соединения, нагруженного поперечной силой $F$ , если болт поставлен без зазора

**Болт поставят без зазора (рис. 3).**

В этом случае отверстие калибруют разверткой, а диаметр стержня болта выполняют с допуском, обеспечивающим посадку типа напряженной.

При расчете прочности соединения не учитывают силы трения в стыке, так как затяжка болта необязательна. Следовательно, болт можно заменить штифтом.

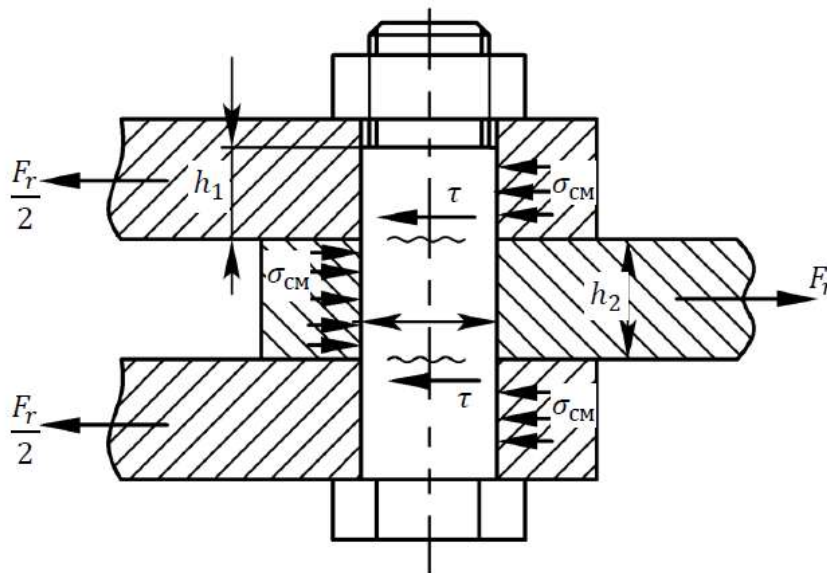


Рис. 3

Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия.  
Условие прочности по напряжениям среза

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{4F_r}{\pi d_0^2 i} \leq [\tau]_{\text{ср}}.$$

Откуда диаметр болта

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi [\tau]_{\text{ср}} i}},$$

где  $i = 1, 2$  – число плоскостей среза.

Условия прочности по напряжениям смятия:  
для средней детали

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_r}{d_0 h_2} \leq [\sigma]_{\text{см}};$$

для крайней детали

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F_r}{2d_0 h_1} \leq [\sigma]_{\text{см}}.$$

Эти формулы справедливы для болта и для деталей. Из двух значений  $\sigma_{\text{см}}$  в этих формулах расчет прочности выполняют по наибольшему значению, а допускаемое напряжение определяют по более слабому материалу болта или детали.

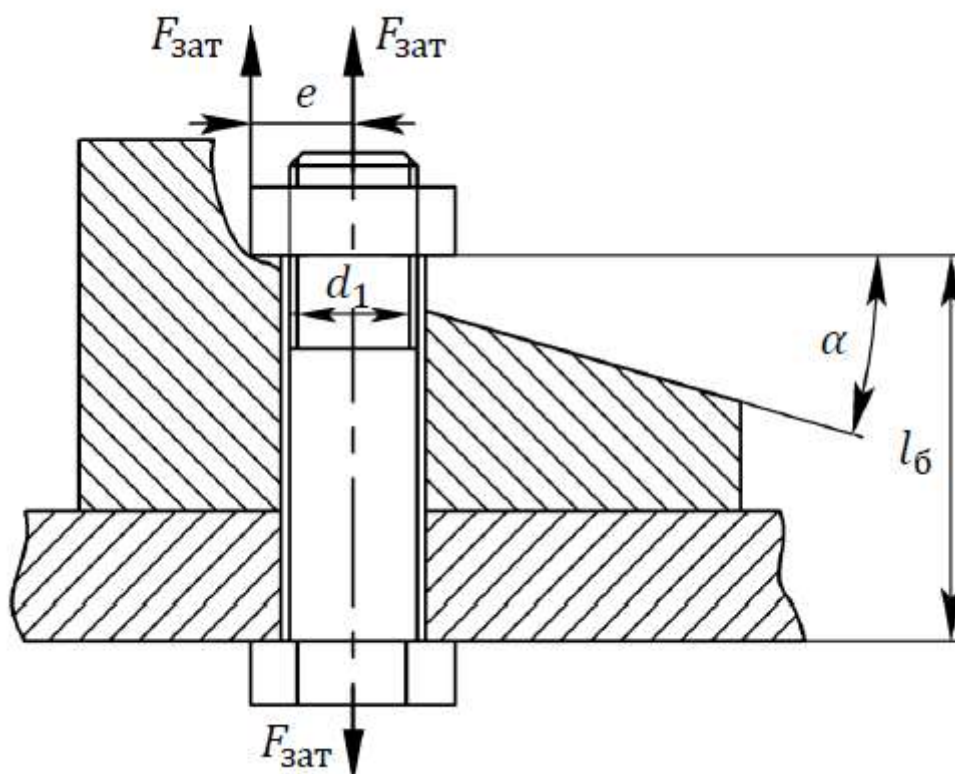
Сравнивая варианты установки болтов с зазором и без зазора, следует отметить, что первый вариант дешевле второго, так как он не требует точных размеров болтов и отверстия. Однако условия работы болта, поставленного с зазором, хуже, чем без зазора.

Расчетная нагрузка болта с зазором приблизительно в 7,5 раза превышает внешнюю нагрузку, т.е.  $F \approx 7,5F_r$ . Кроме того, вследствие неустойчивости величины коэффициента трения и трудности контроля затяжки работа таких соединений при сдвигающей нагрузке недостаточно надежна.

## 14 Условие прочности болта при эксцентричном нагружении

### Эксцентричное нагружение болта

Эксцентричное нагружение болта возникает из-за непараллельности опорных поверхностей детали и гайка или головка болта (рис. 5).



В этом случае болт растягивается и изгибается.  
Напряжение растяжения равно

$$\sigma_p = \frac{F_{зат}}{A} = \frac{F_{зат}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} = \frac{4F_{зат}}{\pi d_1^2}.$$

Напряжение изгиба



$$\sigma_{\text{и}} = \frac{M_{\text{и}}}{W_{\text{ос}}} = \frac{F_{\text{зат}} e}{\frac{\pi d_1^3}{32}} = \frac{32 F_{\text{зат}} e}{\pi d_1^3}.$$

Если принять  $e = d_1$ , то

$$\sigma_{\text{и}} = \frac{F_{\text{зат}}}{\frac{\pi d_1^2}{32}} = \frac{32 F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2}.$$

Полное напряжение

$$\sigma = \sigma_p + \sigma_{\text{и}} = \frac{4 F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} + \frac{32 F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} = \frac{36 F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2}.$$

**Условие прочности болта**

$$\sigma = \frac{36 F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma].$$

Найдем отношение

$$\frac{\sigma_{\text{и}}}{\sigma_p} = \frac{32 F_{\text{зат}} \pi d_1^2}{\pi d_1^2 4 F_{\text{зат}}} \approx 8$$

Видно, что напряжение изгиба приблизительно в 8 раз больше напряжения растяжения.

Таким образом, эксцентричное нагружение болта значительно уменьшает его прочность за счет появления изгиба и соответственно возникновения напряжения изгиба.

При разработке и изготовлении конструкции соединения необходимо принимать все меры, устраняющие эксцентричное нагружение, например, подкладывать под гайку косую шайбу.

## 15 Классы прочности резьбовых соединений

### Классы прочности резьбовых деталей

Стальные винты, болты и шпильки изготавливают 12 классов прочности, которые обозначают двумя числами: 3.6, 4.6, 4.8, 5.6, 5.8, 6.6, 6.8, 6.9, 8.8, 10.9, 12.9, 14.9.

Первое число умноженное на 100 указывает минимальное значение предела прочности  $\sigma_B$  в МПа. Для второго класса  $\sigma_B = 4 \times 100 = 400$  МПа.

Произведение чисел, умноженное на 10, определяет величину предела текучести  $\sigma_T$  в МПа

$\sigma_T = 4 \times 6 \times 10 = 240$  МПа.

При выборе класса прочности для резьбовых деталей необходимо учитывать величину и характер нагрузки, условия работы, способ изготовления.

## 16. Шпоночные соединения. Условие прочности призматической шпонки на смятие.

Соединение призматической шпонкой. Запишем условие прочности призматической шпонки на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma]_{см},$$

где  $F_t$  - окружная сила, передаваемая шпонкой

$$F_t = \frac{2T}{d};$$

$A_{см}$  - площадь смятия шпонки

$$A_{см} = (h - t_1 - f) * l_p = (h - t_1 - 0,06h) * l_p = 0,94h - t_1 * l_p,$$

где  $t_1$  - глубина захода шпонки в вал

$$t_1 > t_2,$$

$t_2$  - глубина захода шпонки в ступицу;

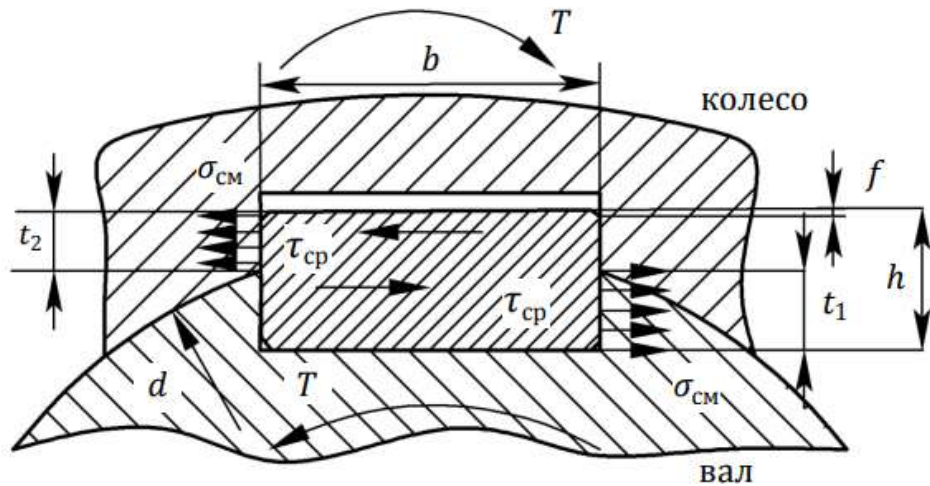


Рис. 8

$f = 0,06h$  - фаска шпонки;

$\sigma_{cm}$  – допускаемое напряжение материала шпонки на смятие.

Тогда

$$\sigma_{cm} = \frac{2T}{d(0,94h - t_1)l_p} \leq [\sigma]_{cm}.$$

Приближённое условие прочности шпонки на смятие при  $t_1 = \frac{h}{2}$ ;

$$\sigma_{cm} = \frac{4T}{hl_p d} \leq [\sigma]_{cm},$$

где  $T$  – передаваемый момент;  $d$  – диаметр вала.

Условие прочности шпонки на срез

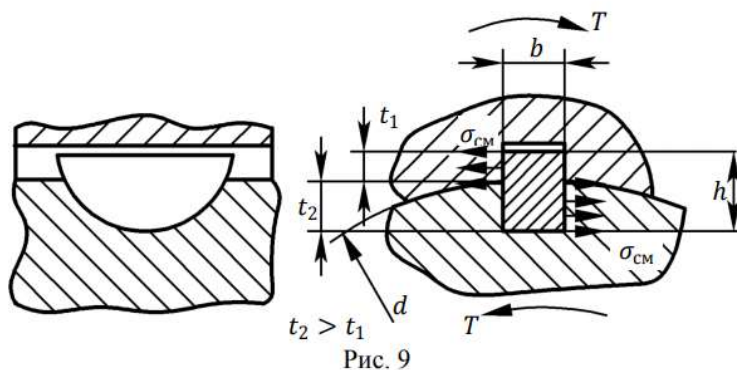
$$\tau_{cp} = \frac{2T}{bl_p d} \leq [\tau]_{cp}.$$

$[\tau]_{cp}$  – допускаемое напряжение материала шпонки на срез.

У стандартных шпонок размера  $b$  и  $h$  подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают напряжения смятия. Поэтому при расчётах обычно используют только условие прочности на смятие.

## 17.Шпоночные соединения. Условие прочности сегментной шпонки на смятие.

Соединение сегментной шпонкой (рис. 9).



Условие прочности сегментной шпонки на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d(h - t_1)l} \leq [\sigma]_{\text{см}}.$$

## 18.Шпоночные соединения. Условие прочности цилиндрической шпонки на смятие.

Условие прочности цилиндрической шпонки на смятие

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d \frac{d_{\text{ш}}}{2} l} = \frac{4T}{d_{\text{ш}} l d} \leq [\sigma]_{\text{см}}.$$

Клиновые шпонки в настоящее время применяют ограниченно. Поэтому рассматривать их не будем.

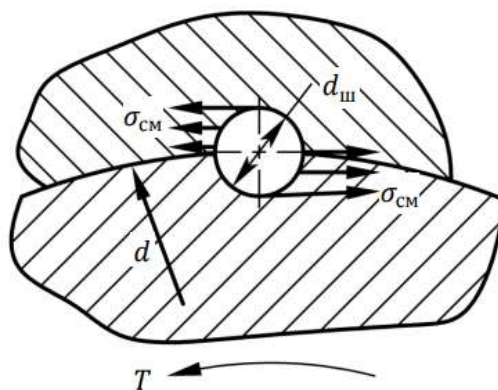


Рис. 10

## 19.Шпоночные соединения. Условие прочности призматической шпонки на срез.

Условие прочности шпонки на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{bl_p d} \leq [\tau]_{\text{ср}}.$$

$[\tau]_{\text{ср}}$ - допускаемое напряжение материала шпонки на срез.

У стандартных шпонок размера  $b$  и  $h$  подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают напряжения смятия. Поэтому при расчётах обычно используют только условие прочности на смятие.

## 20.Шпоночные соединения. Условие прочности сегментной шпонки на срез.

Условие прочности шпонки на срез

$$\tau_{\text{ср}} = \frac{2T}{bl_p d} \leq [\tau]_{\text{ср}}.$$

$[\tau]_{\text{ср}}$ - допускаемое напряжение материала шпонки на срез.

У стандартных шпонок размера  $b$  и  $h$  подобраны так, что нагрузку соединения ограничивают напряжения смятия. Поэтому при расчётах обычно используют только условие прочности на смятие.

## 21. Шлицевые соединения и их классификация.

Шлицевые соединения образуются выступами-зубьями на валу и соответствующими впадинами-пазами в ступице (рис. 11).

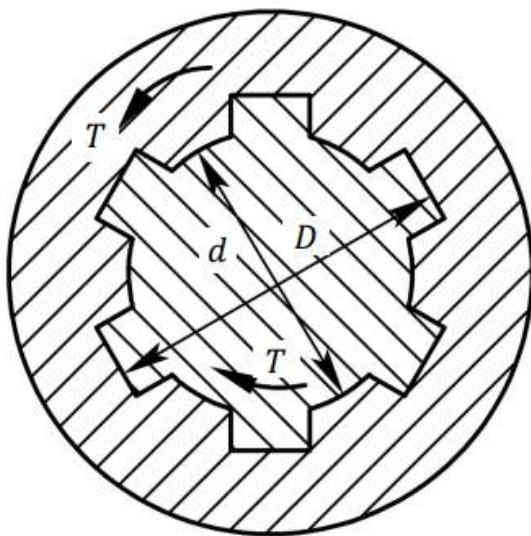


Рис. 11

Рабочими поверхностями являются боковые стороны зубьев. Зубья вала фрезеруют по методу обкатки и накатывают в холодном состоянии профильными роликами по методу продольной накатки. Пазы отверстия ступицы изготовляют протягиванием.

Размеры шлицевых соединений стандартизованы (прямобочных и эвольвентных). Треугольных – не стандартизированы.

### **Классификация шлицевых соединений**

Шлицевые соединения классифицируют:

I. По характеру соединения:

1. неподвижные – для закрепления детали на валу;
2. подвижные – допускающие перемещение детали вдоль вала.

II. По форме зуба:

1. Прямобочные:

- лёгкой серии с числом зубьев  $z=6\ldots10$ ;
- средней серии с числом зубьев  $z=11\ldots15$ ;
- тяжёлой серии с числом зубьев  $z=16\ldots20$ .



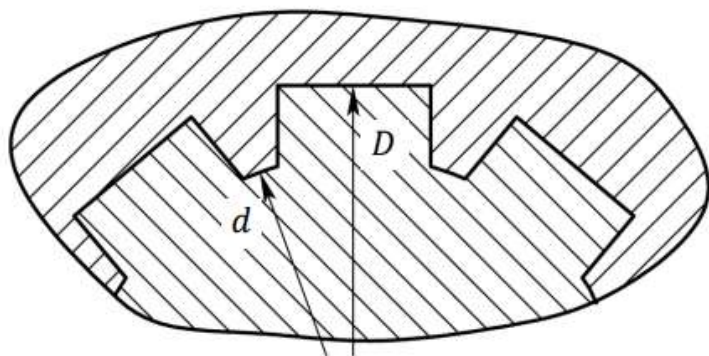


Рис. 12

2. Эвольвентные (рис.13). Профиль зуба очерчен по эвольвенте.

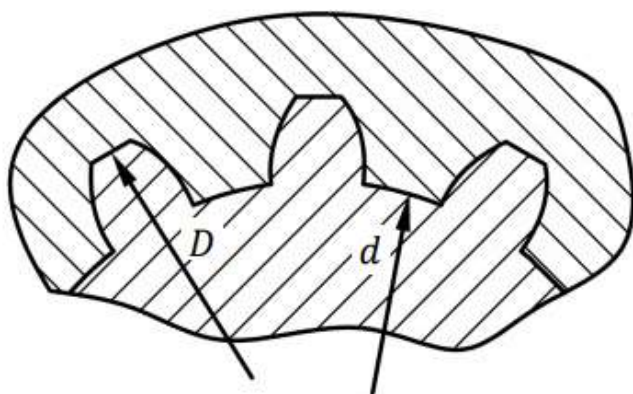


Рис. 13

3. Треугольные (рис. 14). Профиль зуба имеет треугольную форму.

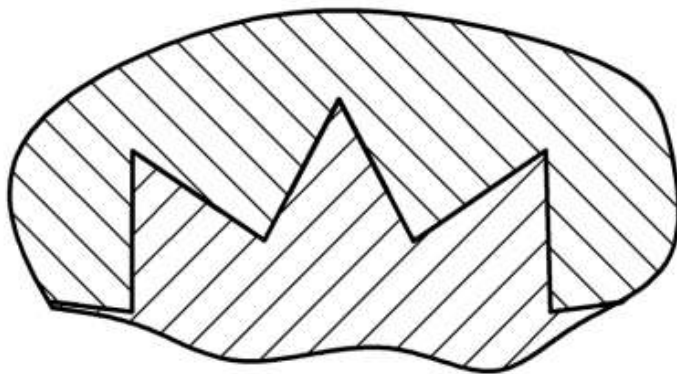


Рис. 14

III. По способу центрирования ступицы относительно вала:



1. С центрированием по наружному диаметру  $D$  при твердости ступицы  $HB < 350$  для прямобочных зубьев (рис. 15);

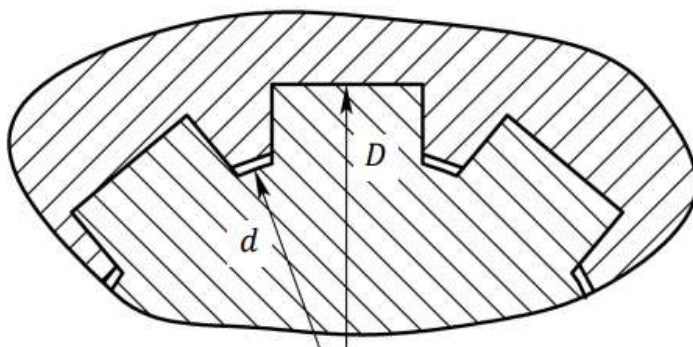


Рис. 15

2. С центрированием по внутреннему диаметру  $d$  при твердости ступицы  $HB > 350$  для прямобочных зубьев (рис. 16);

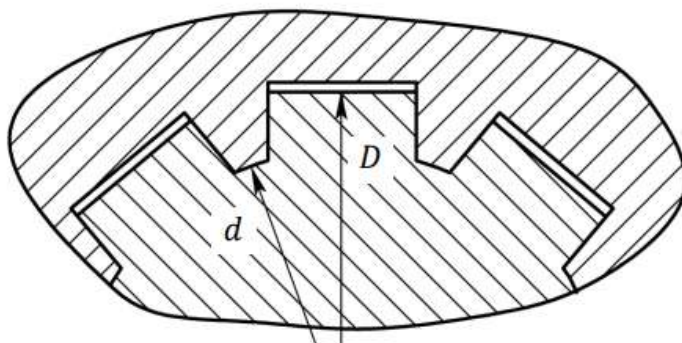


Рис. 16

3. С центрирование по боковым поверхностям зубьев применяют при тяжёлых условиях работы (большие напряжения, ударные и реверсивные нагрузки) для прямобочных зубьев, а также для эвольвентных и треугольных зубьев (рис. 17).

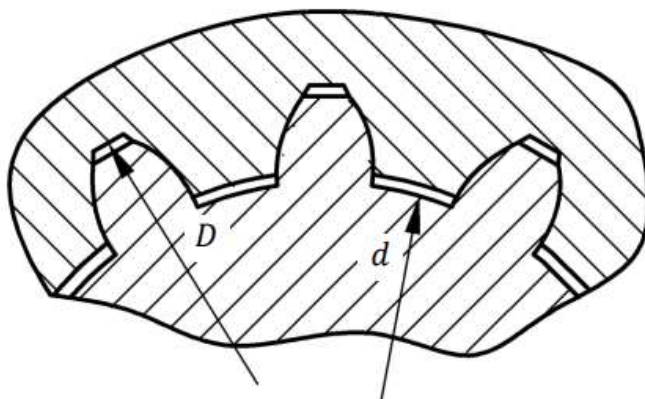


Рис. 17

## 22. Шлицевые соединения. Условие прочности шлицевого соединения.

Шлицевые соединения образуются выступами-зубьями на валу и соответствующими впадинами-пазами в ступице.

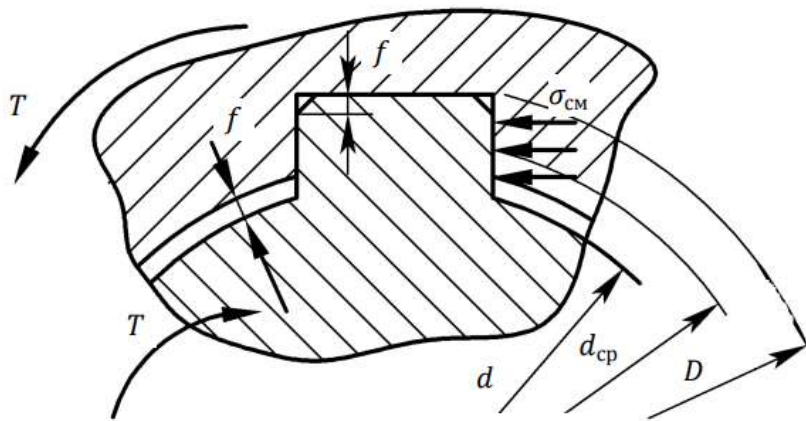


Рис. 18

Условие прочности зуба на смятие (рис. 18):

$$\sigma_{cm} = \frac{F_t}{A_{cm}} \leq [\sigma]_{cm},$$

где  $F_t$  - сила передаваемая одним зубом:

$$F_t = \frac{2T}{kz d_{cp}};$$

$T$  – вращающий момент;

$k = 0,7 \dots 0,8$  – коэффициент, учитывающий неравномерность распределения нагрузки между зубьями;

$z$  – число зубьев;

$d_{cp} = (D+d)/2$  - средний диаметр прямобочного соединения;

$A_{cm}$  - площадь смятия рабочей поверхности одного зуба;

Для соединения с прямобочным и треугольным профилем зубьев:

$$A_{cm} = \left( \frac{D-d}{2} - 2f \right) l_p,$$

где  $l_p$  - рабочая длина зуба.

Для соединения с эвольвентным профилем зубьев:

$$A_{\text{см}} = 0,8ml_p,$$

$$d_{\text{ср}} = mz,$$

где  $m$  – модуль зубьев.

Следовательно:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{kzd_{\text{ср}}A_{\text{см}}} \leq [\sigma]_{\text{см}},$$

## 23. Подшипники скольжения. Условие прочности подшипников скольжения по среднему давлению и удельной работе сил трения.

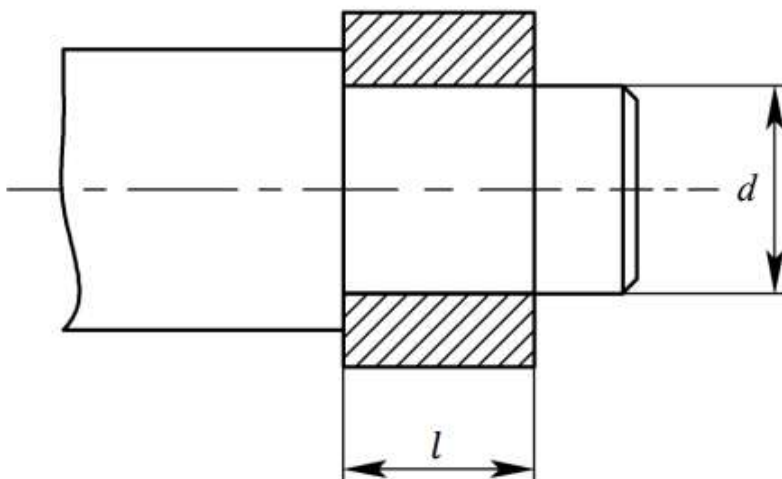
Основным элементом подшипника скольжения является вкладыш, который устанавливают в корпус подшипника или непосредственной в станину или раму машины.

**Условие прочности по среднему давлению:**

$$P = \frac{F_r}{A} \leq [P],$$

где  $F_r$  – радиальная нагрузка на подшипник;  $A$  – площадь проекции вала входящего в подшипник, на диаметрную плоскость.

$$A = dl;$$



$d$  и  $l$  – диаметр и длина шейки вала соответственно

$$l = (0,5 \dots 1,3)d;$$

$[P]$  – допускаемое давление

**Условие прочности по удельной работе сил трения:**

$$PV < [PV],$$

где  $V$  - окружная скорость шейки вала;

$[PV]$  – допускаемая удельная работа сил трения;

$[P]$  и  $[PV]$  – зависят от материала вкладыша и определяются по таблице.

## 24. Подшипники качения и их классификация.

Подшипник качения представляют собой готовый узел, основным элементом которого являются тела качения – шарики или ролики, установленные между кольцами и удерживаемые на определенном расстоянии друг от друга обоймой, называемой сепаратором (рис. 5).

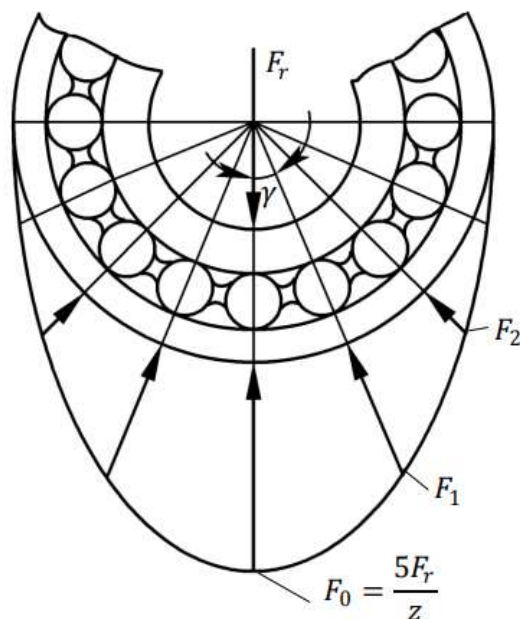


Рис 5.

### Классификация подшипников качения

#### I. По форме тел качения

1. Шариковые.
2. Роликовые:
  - а) цилиндрические
  - б) конические
  - в) бочкообразные
  - г) игольчатые
  - д) витые

#### II. По направлению воспринимаемой нагрузки

1. Радиальные – воспринимают радиальные нагрузки, перпендикулярные к оси вращения (шариковые и роликовые) (рис. 6,а).
2. Радиально-упорные – воспринимают радиальные и осевые нагрузки (шариковые и роликовые конические) (рис. 6,б).
3. Упорные – воспринимают осевые нагрузки (рис. 6,в).

#### III. По числу рядов тел качения

1. Однорядные.
  2. Многорядные.
- IV. По способности самоустанавливаться
1. Несамустанавливающиеся.
  2. Самустанавливающиеся (сферические).
- V. По габаритным размерам делят на серии
1. В зависимости от размера наружного диаметра подшипника серии бывают:
    - а) сверхлёгкие;
    - б) особо легкие;
    - в) лёгкие;
    - г) средние;
    - д) тяжёлые.
  2. В зависимости от ширины подшипника серии подразделяют:
    - а) особо узкие;
    - б) узкие;
    - в) нормальные;
    - г) широкие;
    - д) особо широкие.
- VI. По классам точности
- а) нормального класса – 0;
  - б) повышенного – 6;
  - в) высокого – 5;
  - г) особо высокого – 4;
  - д) сверхвысокого – 2.

## 25. Подшипники качения. Расчет эквивалентной нагрузки.

Эквивалентная нагрузка учитывает характер и направление действующих на подшипник нагрузок, условие работы и зависит от типа подшипника.

**Эквивалентная нагрузка** – это такая условная постоянная для радиальных и радиально-упорных подшипников радиальная нагрузка (для упорных и упорно-радиальных подшипников осевая нагрузка), которая при приложении её к подшипнику с вращающимся внутренним кольцом и неподвижным наружным обеспечивает такую же долговечность, как и при действительных условиях нагружения и вращения.

*Для радиальных шариковых и радиально-упорных шарико- и ролико- подшипников эквивалентную нагрузку определяют по формуле:*

$$P = (XVF_r + YF_a)K_\delta K_T.$$

*Для упорных шариковых и роликовых подшипников:*

$$P = F_a K_\delta K_T.$$

Для радиальных роликовых подшипников с короткими цилиндрическими роликами:

$$P = F_r V K_\delta K_T;$$

где  $F_r$  - суммарная радиальная нагрузка на подшипник (суммарная опорная реакция), Н:

$$F_r = \sqrt{(R_A^r)^2 + (R_A^B)^2};$$

$R_A^r$  и  $R_A^B$  – горизонтальная и вертикальная реакции в опоре А;

$F_a$  – осевая нагрузка на подшипник, Н;

$X$  и  $Y$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузок (указываются в каталоге);

$V$  – коэффициент вращения, зависящий от того, какое кольцо подшипника вращается;

$V = 1$  – при вращении внутреннего кольца;

$V = 1, 2$  – при вращении нагруженного кольца;

$K_\delta$  - коэффициент безопасности, учитывающий характер нагрузки;  $K_\delta = 1$  – спокойная нагрузка,  $K_\delta = 1,3 \dots 1,8$  - умеренные толчки,  $K_\delta = 2 \dots 3$  - удары;

$K_T$  – температурный коэффициент

Осевая нагрузка  $F_a$  не оказывает влияния на величину эквивалентной нагрузки  $P$ , пока отношение  $F_a/VF_r$  не превышает величины  $e$  – коэффициента осевого нагружения (указывается в таблицах), т.е.

$$\frac{F_a}{VF_r} \leq e.$$

При переменных режимах нагружения, когда задана циклограмма нагружения (рис. 7) в формулах эквивалентную нагрузку  $P$  заменяют на приведенную динамическую нагрузку  $P_{пр}$ , определяемую в виде:

$$P_{пр} = P \sqrt[3]{\sum_{i=1}^n \left(\frac{T_i}{T_{max}}\right)^3 \frac{t_i}{t_{ц}}}$$

где  $T_i$  –  $i$ -й вращающий момент на валу на  $i$ -м участке циклограммы нагружения;  $T_{max}$  – максимальный вращающий момент;  $t_i$  – длительность  $i$ -го участка нагружения;  $t_{ц}$  – длительность цикла нагружения.

## 26. Расчёт подшипников на статическую грузоподъёмность

Не вращающиеся подшипники или медленно вращающиеся  $\omega < 0,1$  рад/с ( $n < 1$  об/мин) рассчитывают на статическую грузоподъемность.

Работоспособность таких подшипников оценивают допускаемой статической грузоподъемностью  $C_0$ , т.е. такой статической силой, при которой общая пластическая деформация тел качения или конец в наиболее нагруженной точке контакта не превышает 0,0001 диаметра тела качения. Подбор подшипников по статической грузоподъемности выполняют по формуле

$$C_0 \geq P_0$$

где  $C_0$  - допускаемая статическая грузоподъемность (приводят в каталогах);  $P_0$  – эквивалентная статическая нагрузка.

Для радиальных шарикоподшипников и радиально-упорных шарико- и роликоподшипников

$$P_0 = X_0 F_r + Y_0 F_a \geq F_r$$

, где  $F_r$  и  $F_a$  - суммарная радиальная и осевая нагрузки подшипников, Н;  $X_0$  и  $Y_0$  – коэффициенты радиальной и осевой нагрузки (в каталоге);  $X_0 = 0,6$  и  $Y_0 = 0,5$  – радиальные шарикоподшипники однорядные и двухрядные;  $X_0 = 0,5$  и  $Y_0 = 0,43 \dots 0,26$  (при  $\alpha = 18 \dots 40^\circ$ ) – радиально-упорные однорядные шарикоподшипники;  $X_0 = 0,5$  и  $Y_0 = 0,22 \operatorname{ctg} \alpha$  – конические роликовые и самоустанавливающиеся однорядные шарико- и роликоподшипники. Для двухрядных подшипников  $X_0$  и  $Y_0$  удваивают.

Последовательность подбора подшипников

1. Определяем диаметр вала, на который необходимо установить подшипник.
2. Определяем радиальные опорные реакции в вертикальной  $F_{rA}^B$  и  $F_{rB}^B$ , а также в горизонтальной  $F_{rA}^r$  и  $F_{rB}^r$  плоскостях.
3. Вычисляем суммарные опорные реакции

$$F_{rA} = \sqrt{(F_{rA}^B)^2 + (F_{rA}^r)^2}; \quad F_{rB} = \sqrt{(F_{rB}^B)^2 + (F_{rB}^r)^2}.$$

4. Выбираем тип подшипника по диаметру вала, ориентируясь на легкую серию:

- для радиальных подшипников по табл. П.112;



- для радиально-упорных подшипников типа 36000 с углом контакта  $12^\circ$  по табл. П.113;

- для конических роликовых по табл. П.114, и выписывают его обозначение и все геометрические параметры, а также динамическую  $C_r$  и статическую  $C_{or}$  грузо-подъёмностью в Н.

5. Задаёмся коэффициентами  $V = 1; K_\delta = 1,3 \dots 1,8; K_T = 1$ . 18 6. Определяем отношение  $F_a / C_{or}$  и определяем  $e$  по табл. 2 7. Определяем осевые составляющие полной реакции под шипника:

- для шариковых радиально-упорных

$$R_{sA} = eF_{rA}; R_{sB} = eF_{rB};$$

- для роликовых конических  $R_{sA} = 0,83eF_{rA}; R_{sB} = 0,83eF_{rB}$ .

8. Определяем отношения  $F_{aA} / VF_{rA}$  и  $F_{aB} / VF_{rB}$  и сравниваем с  $e$ .

9. Находим коэффициенты  $X, Y$  по табл. П.111.

10. Определяем эквивалентную нагрузку  $P$  для подшипников  $A$  и  $B$  и

$$P_{A(B)} = (XVF_{rA(B)} + YF_{aA(B)})K_\delta K_T.$$

выбираем большую

11. Задаёмся требуемой долговечностью, ч.

$$[L]_h = (2 \dots 20) \cdot 10^3 \text{ ч}$$

12. Определяем расчётную долговечность, ч

$$L_h = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^m \geq [L]_h.$$

Если окажется, что  $L_h < [L]_h$ , то необходимо взять подшипник более тяжёлой серии.

Тип менее нагруженного подшипника принимаем таким же, как и более нагруженный подшипник.

### **Достоинства подшипников качения**

1. Сравнительно малая стоимость вследствие массового производства.
2. Малые потери на трение и незначительный нагрев.
3. Высокая степень взаимозаменяемости.
4. Малый расход смазки.

## 27. Подшипники качения. Условие долговечности подшипников

### Расчёт подшипников качения на долговечность

Расчёт на долговечность выполняют для подшипников вращающихся с угловой скоростью  $\omega \geq 1 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$  ( $n \geq 10 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ ).

Не вращающиеся подшипники или медленно вращающиеся  $\omega < 0,1 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$  ( $n < 1 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ ) рассчитывают на статическую грузоподъёмность.

Расчёт на долговечность подшипников основан на динамической грузоподъёмности  $C$  подшипника, представляющей для радиальных и радиально-упорных подшипников постоянную радиальную нагрузку (для упорных и упорно-радиальных подшипников осевую нагрузку), которую подшипник может выдержать в течение  $10^6$  оборотов без появления признаков усталости материала любого кольца или тела качения.

Расчётную долговечность подшипника качения определяют по эмпирической формуле при  $\omega \geq 1 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$  ( $n \geq 10 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ )

$$L_h = \frac{10^6}{573\omega} \left( \frac{C}{P} \right)^m = \frac{10^6}{60n} \left( \frac{C}{P} \right)^m \geq [L_h] \text{ час},$$

где  $L_h = (10 \dots 40)10^3$  ч – расчётная долговечность подшипника, ч;  $\omega$  – угловая скорость,  $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$ ;  $C$  – динамическая грузоподъёмность,  $H$ . (приводится в каталогах);  $P$  – эквивалентная нагрузка,  $H$ ;  $m$  – показатель степени;  $m = 3$  – для шариковых подшипников,  $m = \frac{10}{3} = 3,33$  – для роликовых подшипников.

Формула справедлива при  $\omega \geq 1 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ . При  $\omega = 0,1 \dots 1 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$  в неё подставляют  $\omega = 1 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ . Аналогично при  $n \geq 10 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$  формула справедлива. При  $n = 1 \dots 10 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$  в формулу подставляют  $n = 10 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ .

**Подшипник качения** представляют собой готовый узел, основным элементом которого являются тела качения – шарики или ролики, установленные между кольцами и удерживаемые на определённом расстоянии друг от друга обоймой, называемой сепаратором (рис. 5).

Распределение нагрузки между телами качения неравномерную и зависит от величины радиального зазора в подшипнике и от геометрической формы его деталей. Усилие, приходящееся на  $n$ -й шарик равно

$$F_n = \frac{5F_r}{z} \cos^{\frac{3}{2}} n\gamma,$$

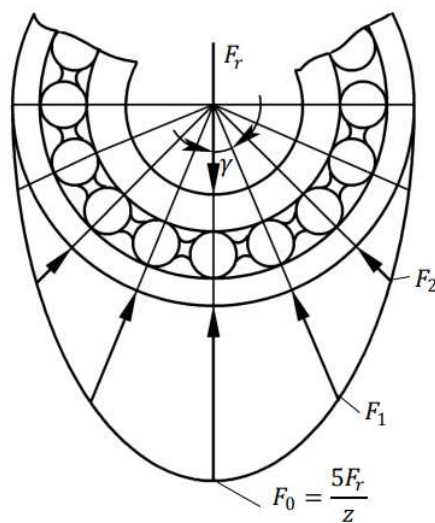


Рис 5.

где  $z$  – число шариков,  $n$  – число углов  $\gamma$  между шариками

**Расчёт на долговечность** выполняют для подшипников вращающихся с угловой скоростью  $\omega \geq 1$  рад/с ( $n \geq 10$  об/мин).

Не вращающиеся подшипники или медленно вращающиеся  $\omega < 0,1$  рад/с ( $n < 1$  об/мин) рассчитывают на статическую грузоподъемность. Расчёт на долговечность подшипников основан на динамической грузоподъёмности  $C$  подшипника, представляющей для радиальных и радиально-упорных подшипников постоянную радиальную нагрузку (для упорных и упорно-радиальных подшипников осевую нагрузку), которую подшипник может выдержать в течение  $10^6$  оборотов без появления признаков усталости материала любого кольца или тела качения. Расчётную долговечность подшипника качения определяют по эмпирической формуле при  $\omega \geq 1$  рад/с ( $n \geq 10$  об/мин)

$$L_h = \frac{10^6}{573\omega} \left(\frac{C}{P}\right)^m = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P}\right)^m \geq [L_h] \text{ час,}$$

где  $L_h = (10 \dots 40)10^3$  ч – расчётная долговечность подшипника, ч;  $\omega$  – угловая скорость,  $\frac{\text{рад}}{\text{с}}$ ;  $C$  – динамическая грузоподъёмность,  $H$ . (приводится в каталогах);  $P$  – эквивалентная нагрузка,  $H$ ;  $m$  – показатель степени;  $m = 3$  – для шариковых подшипников,  $m = \frac{10}{3} = 3,33$  – для роликовых подшипников.

Формула справедлива при  $\omega \geq 1 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ . При  $\omega = 0,1 \dots 1 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$  в неё подставляют  $\omega = 1 \frac{\text{рад}}{\text{с}}$ . Аналогично при  $n \geq 10 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$  формула справедлива. При  $n = 1 \dots 10 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$  в формулу подставляют  $n = 10 \frac{\text{об}}{\text{мин}}$ .

## 28. Муфты. Классификация механических муфт. По каким параметрам подбирают муфты?

Муфтой называют устройство для соединения концов валов или для соединения валов со свободно сидящими на них деталями (зубчатые колеса, звёздочки). Муфты предназначены для передачи вращающего момента без изменения его величины и направления. В ряде случаев муфты дополнительно поглощают вибрации и толчки, предохраняют машину от аварии при перегрузках, а также используется для включения и выключения рабочего механизма машины без остановки двигателя

### Классификация механических муфт

I. Постоянные (неуправляемы) – осуществляют постоянное соединение валов между собой

1. Глухие:

- втулочные;

- фланцовые.

2. Жёсткие компенсирующие – для соединения валов с компенсацией радиальных, осевых и угловых смещений вследствие неточности изготовления и монтажа:

- зубчатые;
- кулачково-дисковые.

3. Упругие – для смягчения толчков и ударов. Допускают сравнительно большие смещения осей соединяемых валов:

- упругие втулочно-пальцевые (МУВП);
- с резиновой звёздочкой;
- упругие с торообразной оболочкой; • с цилиндрическими пружинами;
- со змеевидной пружиной.

II. Сцепные (управляемые) – предназначены для быстрого соединения и разъединения валов при работающем двигателе при строгой соосности валов.

1. Кулачковые.

2. Фрикционные – для плавного сцепления валов под нагрузкой на ходу при любых скоростях:

- дисковые;
- конусные;
- цилиндрические.

III. Самоуправляемые (автоматические) – предназначены для автоматического сцепления и расцепления валов при изменении заданного режима работы машины.

1. Обгонные (свободного хода) - предназначены для передачи вращающего момента в одном направлении.

2. Центробежные – предназначены для автоматического включения и выключения ведомого вала при достижении ведущим валом заданной угловой скорости.

3. Предохранительные - предназначены для предохранения машин от перегрузок:

- пружинно-кулачковые;
- фрикционные;
- с разрушающимся элементом.

### Подбор муфт

Основной характеристикой муфт является передаваемый вращающий момент

$$T = P / \omega .$$

Муфты подбирают по ГОСТу или ведомственным нормам по большему диаметру соединяемых валов и расчётному моменту.

$$T_{\text{расч}} = KT$$

, где  $T$  - крутящий момент;  $K$  - коэффициент режима работы муфты:

$K = 1,15 \dots 1,4$  – при спокойной нагрузке;

$K = 1,5 \dots 2$  – при переменной нагрузке;

$K = 2,5 \dots 4$  – при ударной нагрузке.

Муфты каждого размера выполняют для некоторого диапазона диаметров вала, которые могут быть различными при одном и том же вращающем моменте по причине разных материалов и различных изгибающих моментов. Наиболее слабые звенья выбранной муфты проверяют на прочность по расчётному моменту  $T_{\text{расч}}$ .



## 29. Сварные соединения. Классификация электрических способов сварки.

Сварное соединение – неразъёмное соединение деталей с помощью сварного шва.

Сварка деталей основана на использовании сил молекулярного сцепления при местном нагреве деталей до плавления (термическая, газовая, электродуговая) или разогреве стыка с применением давления (кузнечная, трением, индукционная, электроконтактная ).

В современном машиностроении применяют различные способы сварки. Рассмотрим электрические способы сварки.

### Классификация электрических способов сварки

1. Дуговая сварка – основана на использовании тепла электрической дуги для расплавления металла

- Автоматическая сварка под флюсом. Применяют для конструкции с длинными швами.
- Полуавтоматическая сварка под флюсом. Применяют для конструкций с короткими прерывистыми швами
- Ручная сварка. Применяют в тех случаях, когда другие способы дуговой сварки не рациональны. Малопроизводительна. Качество шва зависит от квалификации сварщика.

2. Контактная сварка – основана на использовании повышенного омического сопротивления в стыке деталей.

- Точечная сварка.
- Шовная сварка.
- Стыковая сварка.

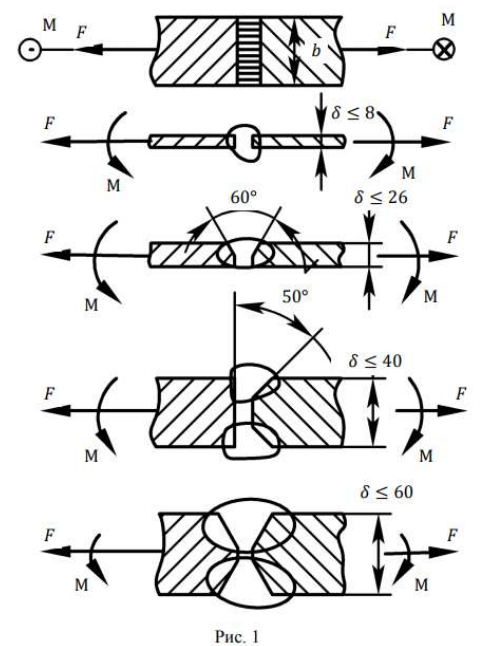
## 30. Стыковые соединения дуговой сваркой. Условие прочности шва при растяжении.

Разновидности сварных соединений дуговой сварки

1. Стыковые соединения.
2. Нахлесточные соединения.
3. Соединения втавр.

### Стыковые соединения

В зависимости от толщины соединяемых элементов их выполняют по одному из вариантов (рис. 1) Выпуклость стыкового шва увеличивает концентрацию напряжений, поэтому в ответственных соединениях её удаляют механическими способом.



Расчёт на прочность швов стыковых соединений проводят по сечению соединяемых деталей без учёта утолщения шва.

Условие прочности шва при растяжении и изгибе

$$\sigma'_p = \frac{F}{\delta b} + \frac{M}{\frac{b\delta^2}{6}} \leq [\sigma'_p]$$

где  $F$  – растягивающая нагрузка;

$\delta$  – толщина соединяемых элементов;

$b$  – длина шва;

$M$  – изгибающий момент;

$[\sigma'_p]$  – допускаемые напряжения на растяжения (сжатие) для шва

$$[\sigma'_p] = (0,9 \dots 1,0)[\sigma_p],$$

$[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение для основного материала детали.

Соединение стыковое почти равноправного с соединенными деталями.

## 31. Нахлёсточные соединения дуговой сваркой.

### Условие прочности флангового шва, нагруженного силой.

Нахлёсточные соединения выполняют с помощью угловых швов.

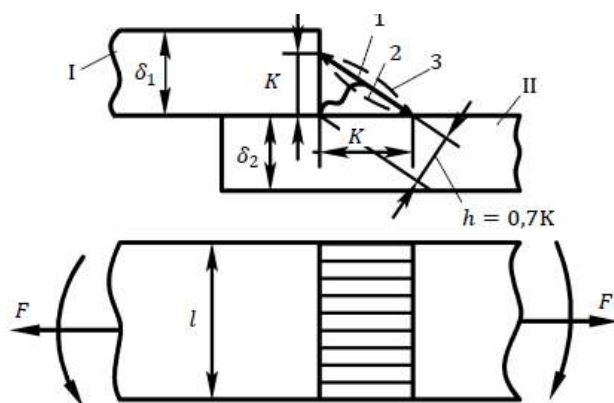
Виды угловых швов:

1. В зависимости от формы поперечного сечения,:

А. Нормальные(1)

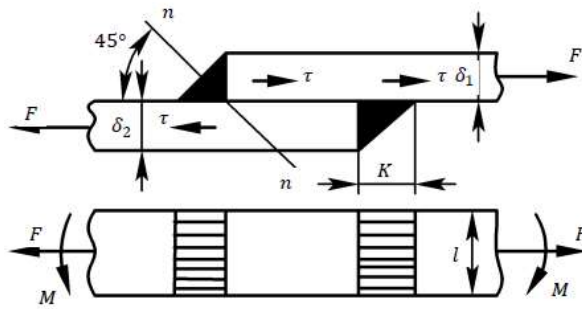
Б. Вогнутые(2)

В. Выпуклые(3)

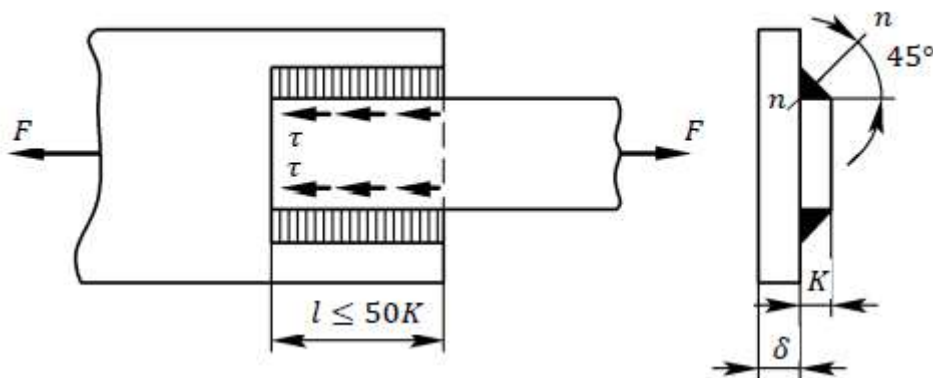


2. В зависимости от расположения:

А. Лобовые – шов расположен перпендикулярно линии действия нагружающей силы  $F$ .



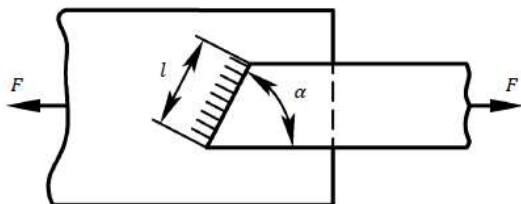
Б. Фланговые – шов расположен параллельно линии действия нагружающей силы.



Условие прочности шва

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{2l \cdot 0,7K} \leq [\tau'_{\text{ср}}];$$

В. Косой шов.



32. Условие прочности лобового шва на срез при растяжении.

Условие прочности одного шва на срез при растяжении и изгибе

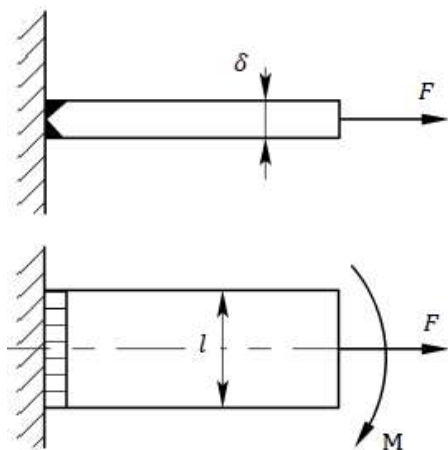
$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{0,7Kl} + \frac{M}{\frac{1}{6} \cdot 0,7Kl^2} \leq [\tau'_{\text{ср}}],$$

### 33. Соединение втавр дуговой сваркой. Условие прочности углового шва при нагружении растягивающей силой.

Втавр (впритык) соединяют элементы, расположенные во взаимно перпендикулярных плоскостях.

Соединение втавр выполняют:

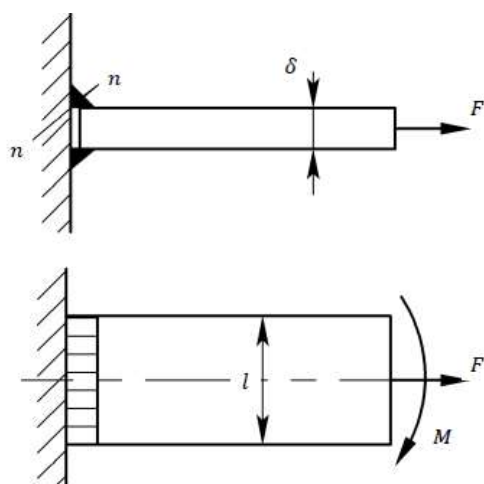
стыковым швом с разделкой кромок



Условие прочности шва

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

угловым швом без разделки кромок

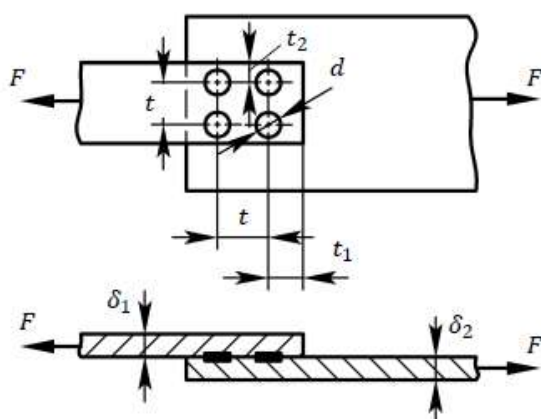


Условие прочности шва

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{2 \cdot 0,7 K l} + \frac{M}{2 \cdot \frac{1}{6} \cdot 0,7 K l^2} \leq [\tau'_{\text{ср}}].$$

### 34. Контактная точечная сварка. Условие прочности соединения на срез.

Точечную сварку применяют преимущественно для соединения деталей из тонкого листового материала при соотношении толщин  $\delta \leq 3 \text{ мм}$



Диаметр  $d$  сваркой точки выбирают в зависимости от толщины меньшей из свариваемых деталей:

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

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

Минимальный шаг  $t = 3d$ . Расстояние от кромок  $t_1 = 2d$ .

$$t_2 = 1,5d.$$

Соединения точечной сваркой работают преимущественно на срез.

Полагают, что нагрузка распределяется равномерно по всем точкам. Неточность расчета компенсируют уменьшением допускаемых напряжений.

Условие прочности соединения на срез

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{z i \pi d^2} \leq [\tau'_{\text{ср}}].$$

где  $z$  - число сварных точек;  $i$  – число плоскостей среза.

Для данной схемы  $z = 4$ ;  $i = 1$ .

Точечному соединению свойственная высокая концентрация напряжений. Поэтому оно сравнительно плохо работает при переменных нагрузках. Их чаще всего применяют не как рабочие, а как связывающие, например, крепление обшивки к каркасу.

### 35. Контактная шовная сварка. ,Условие прочности соединения на срез.

Условие прочности соединения на срез (рис. 12).

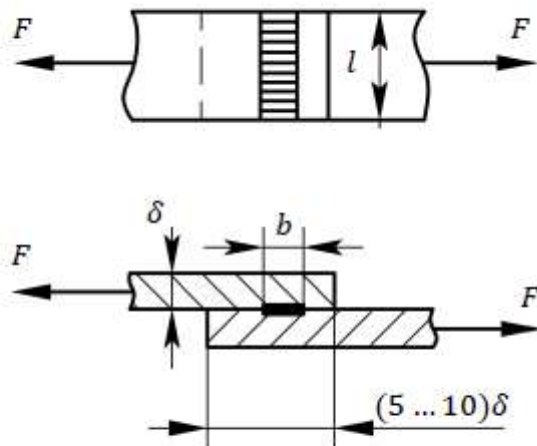


Рис. 12

$$\tau'_{\text{ср}} = \frac{F}{bl} \leq [\tau'_{\text{ср}}].$$