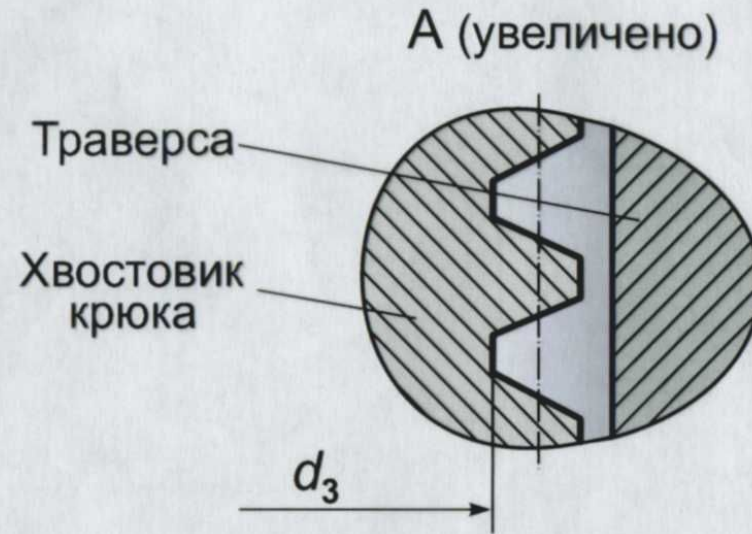
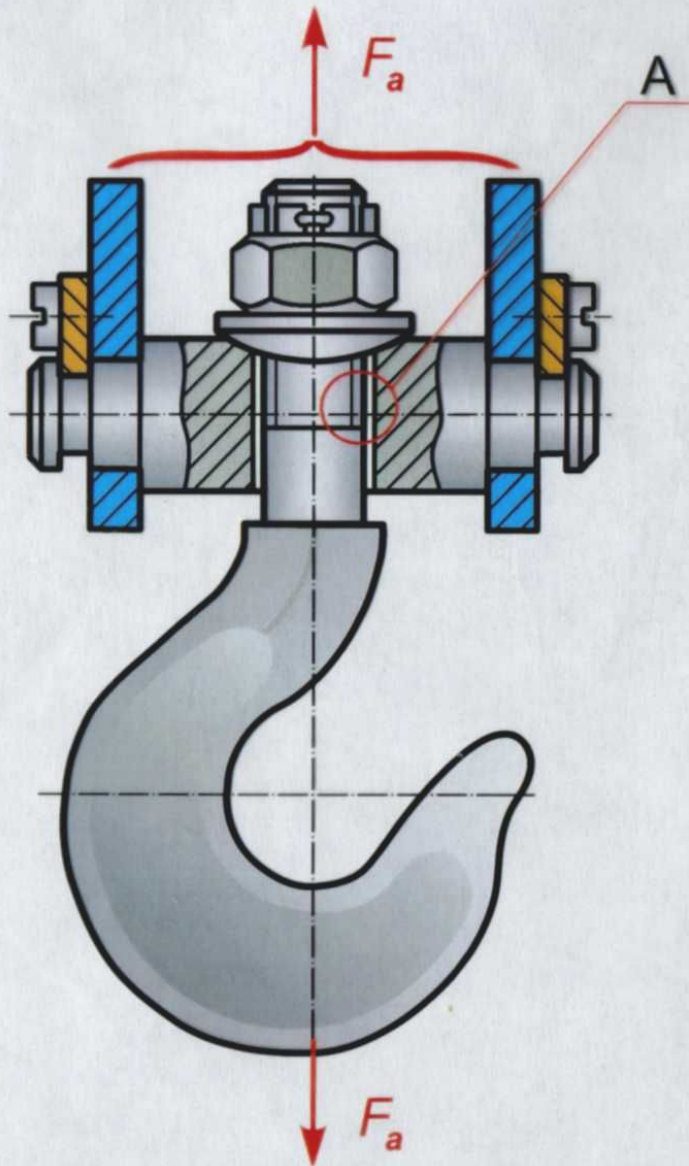


РЕЗЬБОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ БЕЗ ПРЕДВАРИТЕЛЬНОЙ ЗАТЯЖКИ, НАГРУЖЕННОЕ ОСЕВОЙ СИЛОЙ



Условие прочности резьбовой части стержня

$$\sigma_p = 4F_a / (\pi d_3^2) \leq [\sigma]_p$$

Внутренний диаметр резьбовой части стержня
определяют из расчета на растяжение

$$d_3 \geq \sqrt{4F_a / (\pi [\sigma]_p)}$$

ЗАТЯНУТОЕ РЕЗЬБОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ

В затянутом резьбовом соединении стержень болта испытывает сложное напряженное состояние - растяжение с кручением

Эквивалентные напряжения

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} \leq [\sigma]_p.$$

Напряжения растяжения от силы затяжки

$$\sigma_p = 4F_{\text{зат}} / (\pi d_3^2).$$

Напряжения кручения при затяжке соединения моментом

$$\tau_k = T / W_p,$$

$$\text{где } T = 0,5 F_{\text{зат}} d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1);$$

$$W_p = \pi d_3^3 / 16;$$

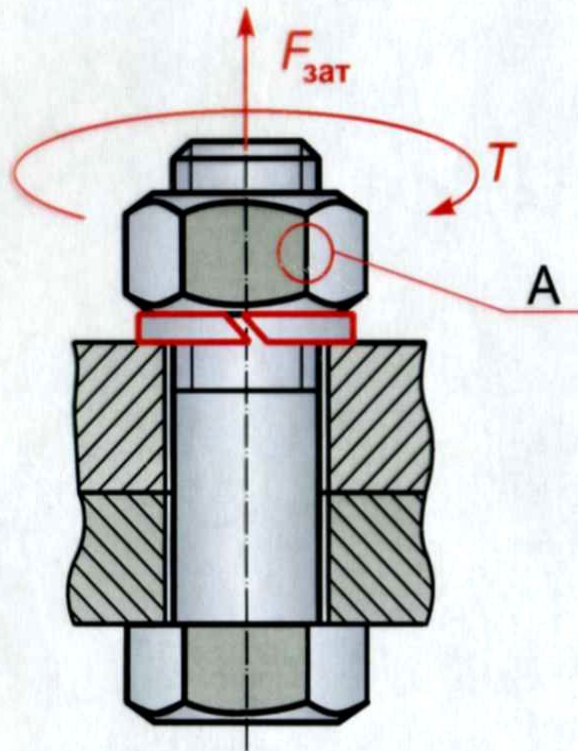
ψ - угол подъема витка винтовой линии резьбы, °;

φ_1 - приведенный угол трения в резьбе, °.

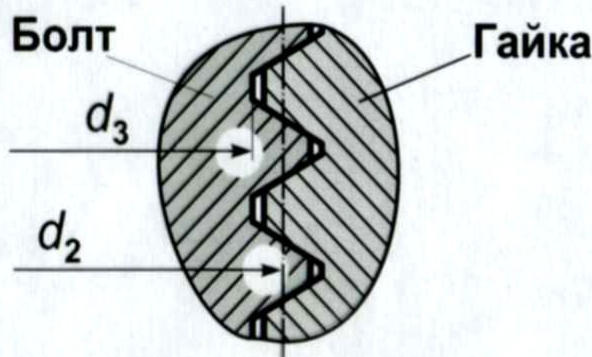
Для геометрически подобных резьб

$$\sigma_3 = \beta \sigma_p,$$

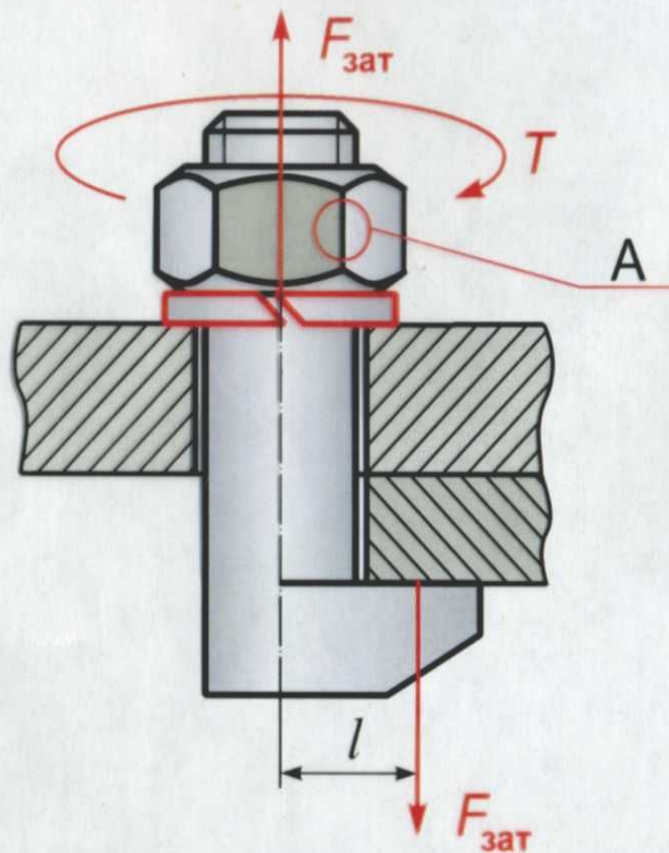
где $\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.



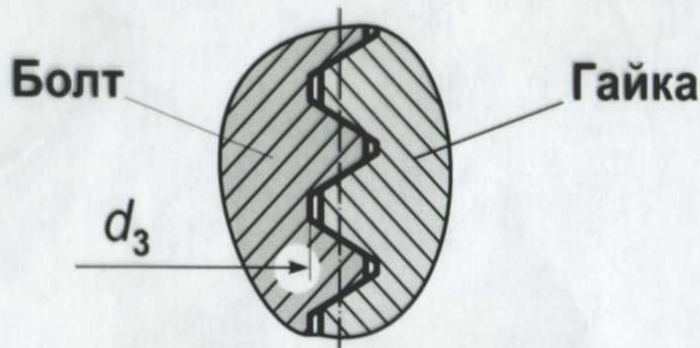
A (увеличено)



БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ С ЭКСЦЕНТРИЧНОЙ НАГРУЗКОЙ



А (увеличено)



Эквивалентные напряжения

$$\sigma_{\text{э}} = \beta \sigma_{\text{р}} + \sigma_{\text{и}} \leq [\sigma]_{\text{р}};$$

где $\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке;

$\sigma_{\text{р}}$ - напряжения растяжения от силы затяжки;

$\sigma_{\text{и}}$ - напряжения изгиба от действия эксцентричной нагрузки.

Напряжения растяжения

$$\sigma_{\text{р}} = 4F_{\text{зат}} / (\pi d_3^2).$$

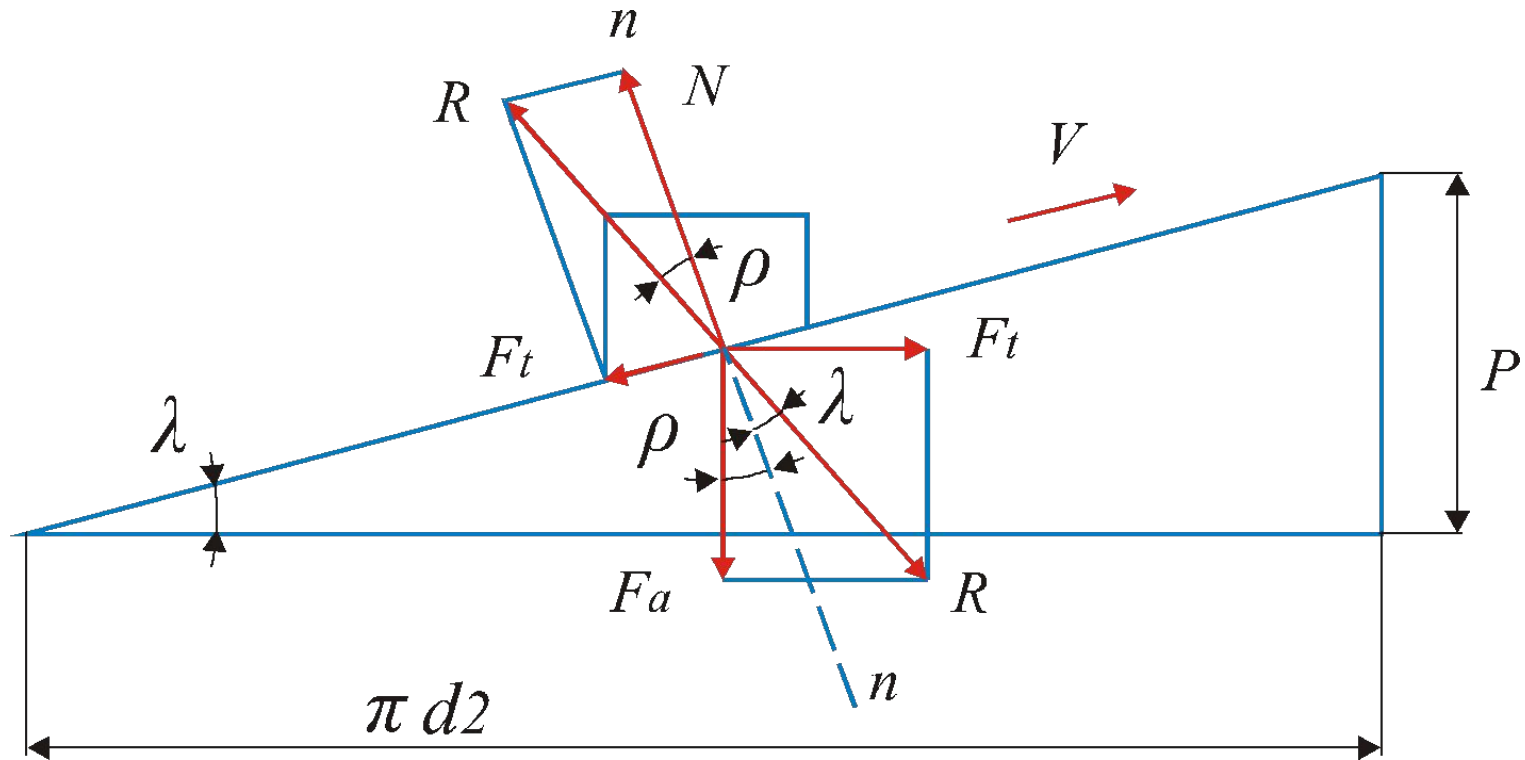
Напряжения изгиба

$$\sigma_{\text{и}} = M / W_{\text{х}} = F_{\text{зат}} l / (\pi d_3^3 / 32).$$

При $l = d_3$ $\sigma_{\text{и}} = 8\sigma_{\text{р}}$, $\sigma_{\text{э}} = \sigma_{\text{р}}(\beta + 8)$;

$$\sigma_{\text{э}} \gg \sigma_{\text{р}}.$$

Теория зубовой пары.

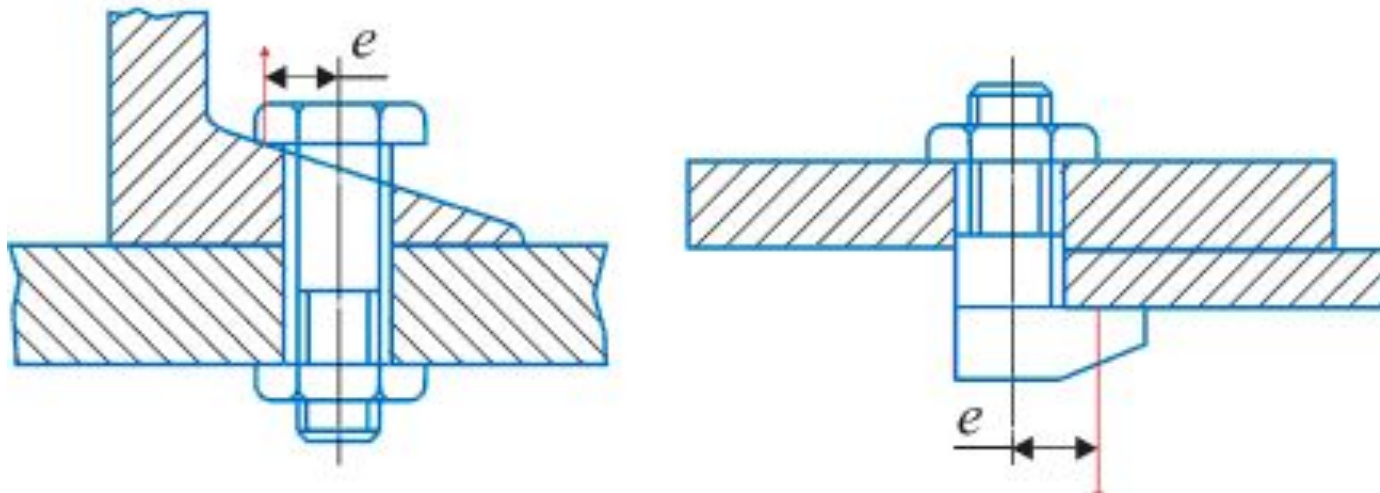


$$F_t = F_a \operatorname{tg} (\lambda + \rho), \text{ Н,}$$

$$T_{\text{зае}} = F_t * d_2 / 2 = F_a * d_2 / 2 \operatorname{tg} (\lambda + \rho), \text{ Н*мм}$$

$$T_{\text{оме}} = F_t * d_i / 2 = F_a * d_2 / 2 \operatorname{tg} (\lambda - \rho), \text{ Н*мм}$$

Расчет резьбовых соединений с эксцентрично приложенной осевой нагрузкой

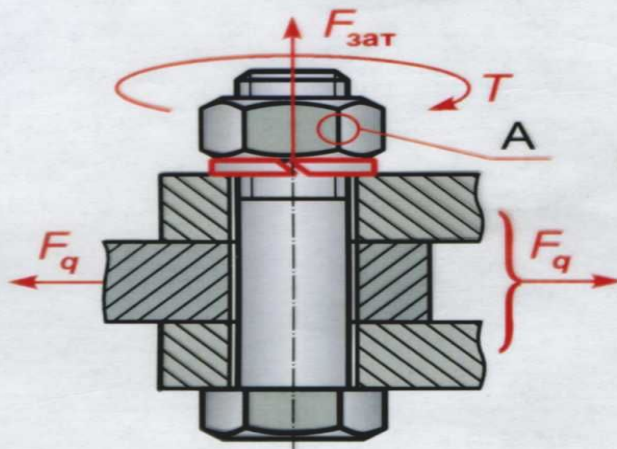


При перекосе опорных поверхностей или эксцентричной головке болта нельзя сверлить одну из деталей, возникают результирующие нормальные напряжения от растяжения с кручением и изгиба:

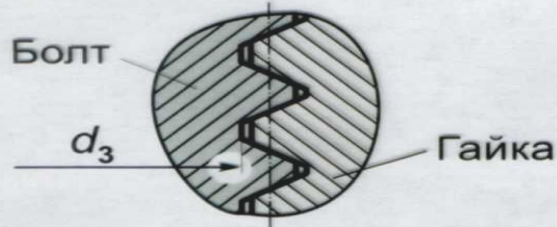
$$\sigma_{рез} = 1,32 \cdot 4 \cdot \sigma_p + \sigma_u = \frac{1,32 \cdot 4 \cdot F_a}{\pi(d_1)} + \frac{32 \cdot F_a \cdot e}{\pi(d_1)^3}$$

БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ ПОПЕРЕЧНОЙ СИЛОЙ

Болт установлен с зазором



А (увеличено)



Потребная сила затяжки болта

$$F_{\text{зат}} = k_{\text{сд}} F_q / f i,$$

где $k_{\text{сд}} = 1,5 \dots 2,0$ - коэффициент запаса по сдвигу ;

f - коэффициент трения в стыке;

$i = 2$ - число стыков в соединении.

Внутренний диаметр резьбы болта

из расчета на растяжение с учетом скручивания при затяжке

$$d_3 \geq \sqrt{4\beta F_{\text{зат}} / (\pi[\sigma]_p)},$$

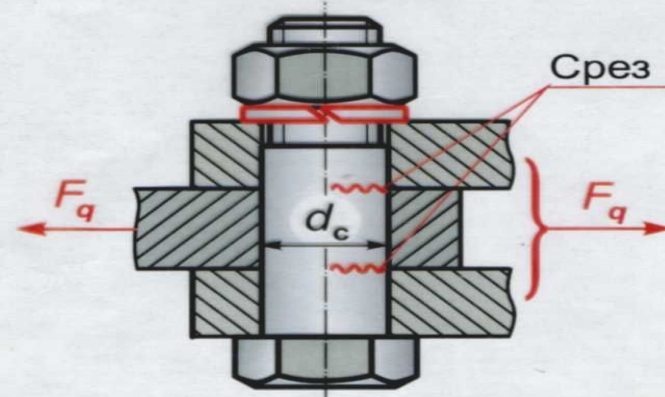
где $\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.

Болт установлен без зазора

Диаметр стержня болта

из расчета на срез

$$d_c \geq \sqrt{4F_q / (\pi[\tau]_c i)}$$



Расчет резьбовых соединений при нагружении поперечными силами F_r

С зазором. Недопустимо нагружение $M_{изг}$, когда $F_r > F_f$ и возможен сдвиг деталей. Надо, чтобы сила трения F_f была бы больше F_r : $F_r < F_f$, когда $F_{зам} = F_f / f * i \geq F_r / f * i$ Н, где $F_{зам}$ - сила затяжки болта; $f = 0,2$ коэффициент трения (без смазки); i - число стыков (у нас $i = 1$).

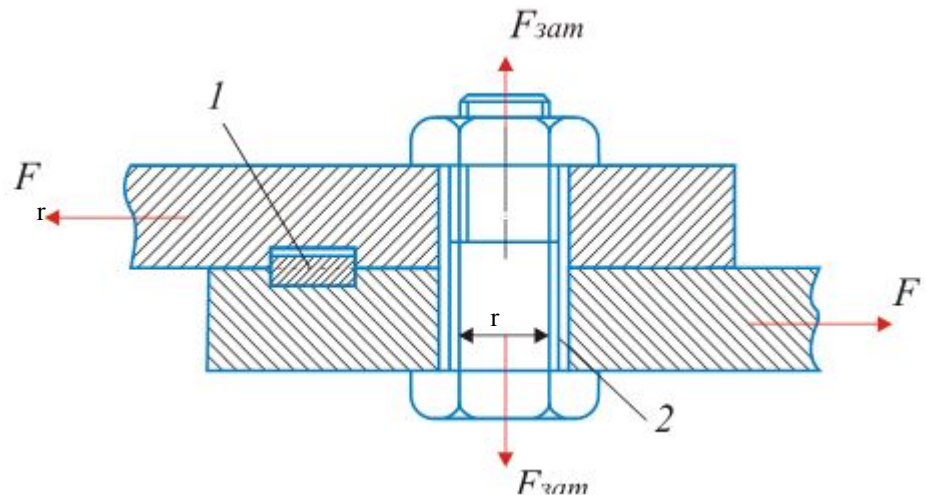
Подстановка дает $F_{зам} \geq 5 F_r$.

Проектным расчет болта ведется с учетом:

- 1) 20% запаса против сдвига деталей;
- 2) кручения при затяжке.

$$F_{расч} = 1,2(1,32 F_{зам}) = 1,2 * 1,32 * 5 F_r = 7,9 F_r, \text{ Н,}$$

$$d_1 \geq 1,13 \sqrt{\frac{F_{зам}}{(\sigma_p)}} = 3,18 \sqrt{\frac{F_r}{(\sigma_p)}}$$

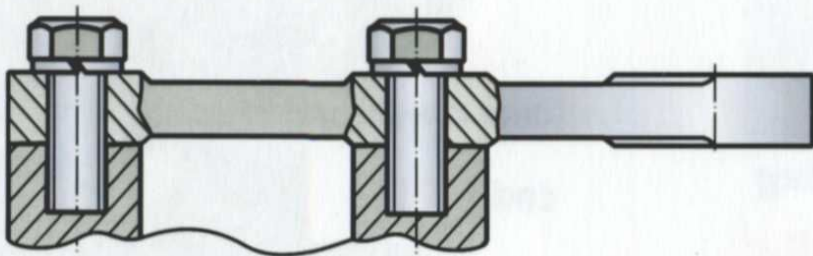


Без зазора. При монтаже под развертку с небольшим натягом стержень болта диаметром d работает на срез от поперечной силы F_r .
Условие прочности на срез

$$F_r \leq \pi d^2/4[\tau_p], \text{ Н,}$$

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi(\tau_{\tilde{n}p})}} = 1,13 \sqrt{\frac{F_r}{(\tau_{\tilde{n}p})}} = 1,6 \sqrt{\frac{F_r}{(\tau_{\tilde{n}p})}}$$

БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ СИЛОЙ И МОМЕНТОМ В ПЛОСКОСТИ СТЫКА



Действие силы F на плече l заменяют сдвигающей силой $F_q = F$, приложенной в центре масс стыка, и моментом

$$T = Fl.$$

Сдвигающая сила, действующая на i -й болт

$$F_{iq} = F_q / z,$$

где z - количество болтов;

i - номер болта.

Условие равновесия стыка от момента

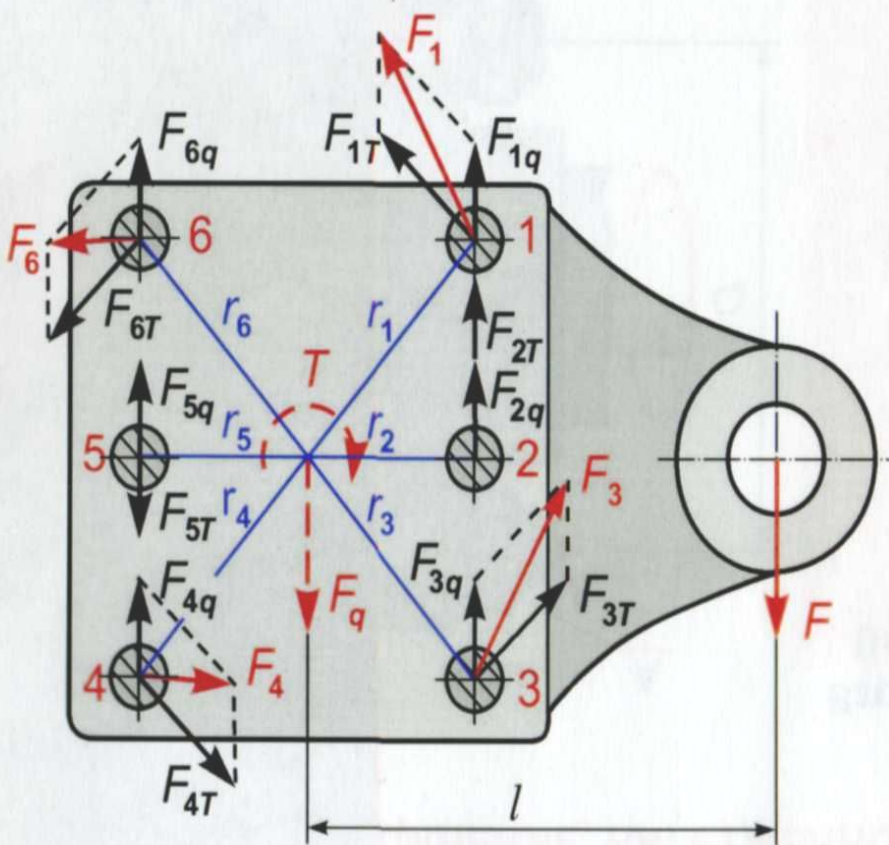
$$T = \sum_{i=1}^z F_{iT} r_i$$

Сила, действующая на i -й болт от момента

$$F_{iT} = Tr_i / \sum_{i=1}^z r_i^2$$

**Суммарная нагрузка на каждый болт
(в векторной форме)**

$$\bar{F}_i = \bar{F}_{iq} + \bar{F}_{iT}$$



БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ МОМЕНТОМ В ПЛОСКОСТИ СТЫКА

Вариант 1 - болт в отверстие установлен с зазором

В соединении с зазором момент передается силами трения в стыке

$$T = 0,5F_{\text{зат}} fDz/k_{\text{сд}},$$

откуда усилие затяжки

$$F_{\text{зат}} = 2k_{\text{сд}} T / (Dfz)$$

и диаметр болта из расчета на растяжение

$$d_3 \geq \sqrt{4\beta F_{\text{зат}} / (\pi[\sigma]_p)},$$

где $k_{\text{сд}} = 1,5 \dots 2,0$ - коэффициент запаса по сдвигу;

f - коэффициент трения в стыке;

z - число болтов;

$\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.

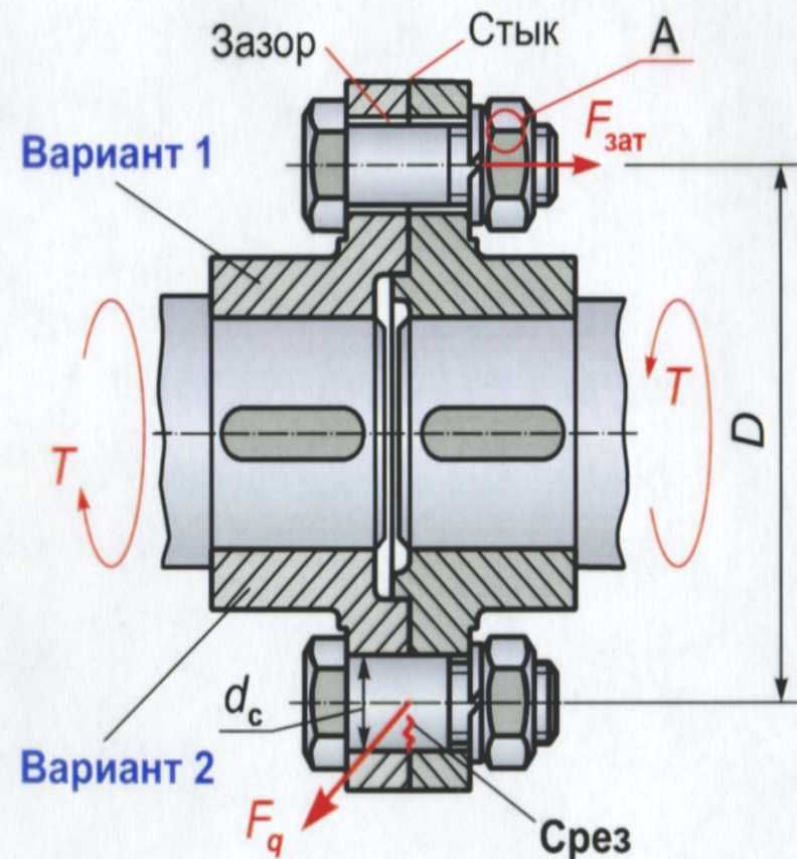
Вариант 2 - болт в отверстие установлен без зазора

В соединении без зазора болт воспринимает поперечную (срезающую) нагрузку

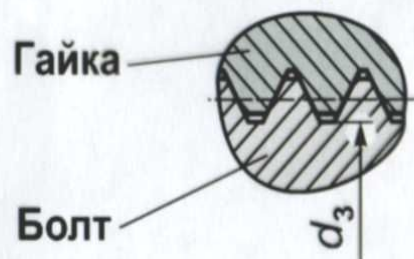
$$F_q = 2T / (Dz).$$

Диаметр стержня болта определяют из расчета на срез

$$d_c \geq \sqrt{4F_q / (\pi[\tau]_c)}.$$



А (увеличено)



БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ ОПРОКИДЫВАЮЩИМ МОМЕНТОМ

Внешняя нагрузка на болт

$$F = 2T/(lz).$$

Усилие затяжки болта из условия нераскрытия стыка

$$F_{\text{зат}} = k(1 - \chi)F,$$

где $k = 1,3 \dots 4$ - коэффициент затяжки;
 z - число болтов;

$\chi = \lambda_{\text{д}} / (\lambda_{\text{д}} + \lambda_{\text{б}})$ - коэффициент внешней нагрузки;

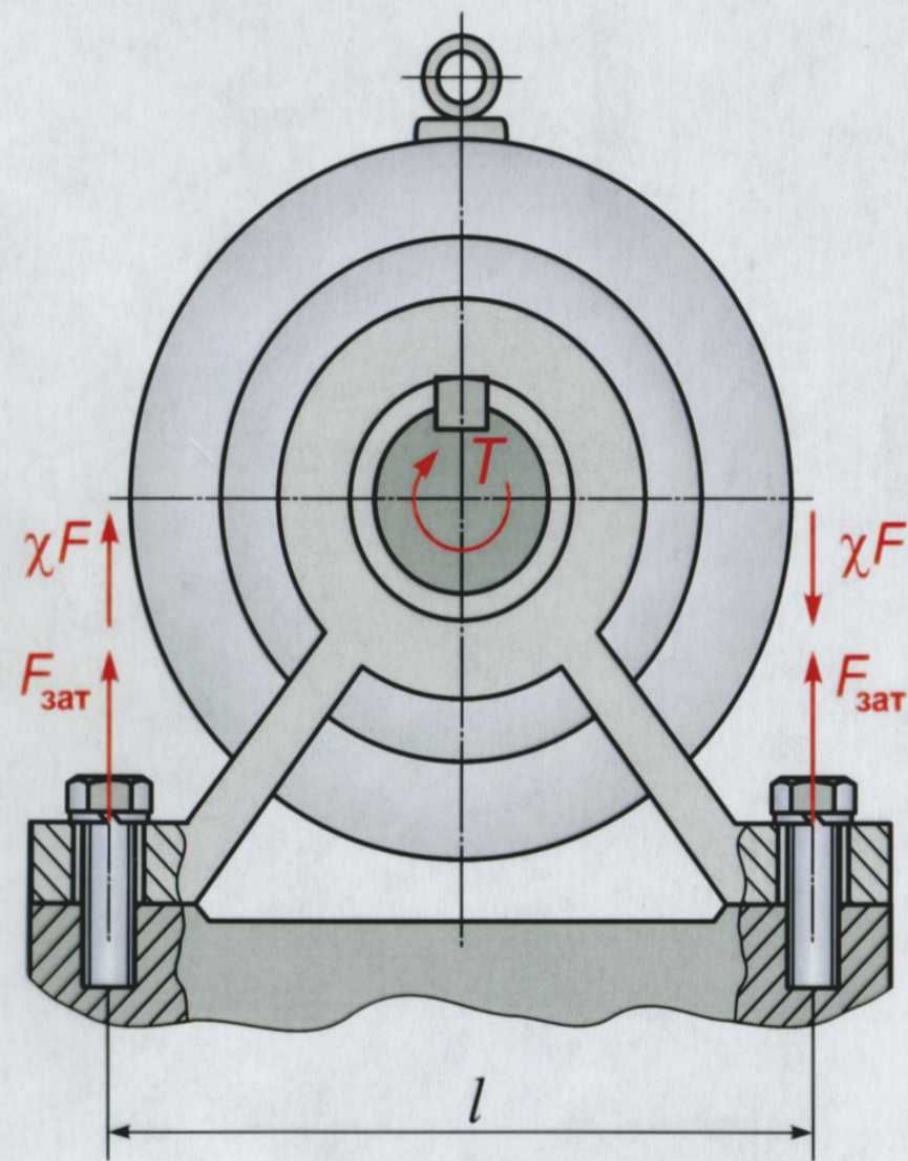
$\lambda_{\text{д}}$ - податливость деталей стыка;
 $\lambda_{\text{б}}$ - податливость болта.

Для жестких стыков $\chi = 0,2 \dots 0,3$.

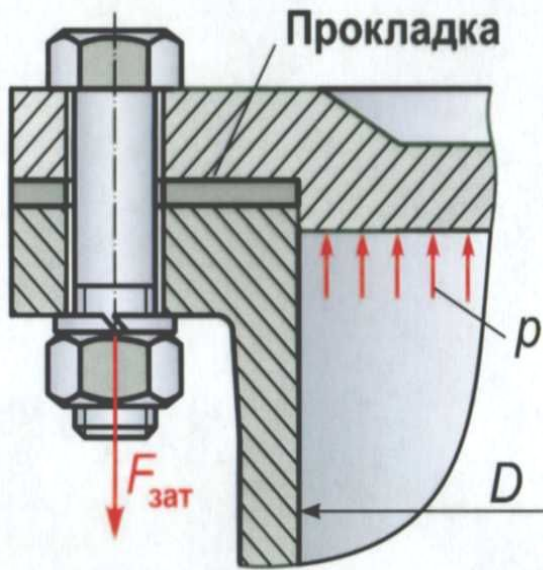
Расчетная нагрузка на болт

$$F_{\text{р}} = \beta F_{\text{зат}} + \chi F,$$

где $\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.



БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ ОСЕВОЙ СИЛОЙ, РАСКРЫВАЮЩЕЙ СТЫК ДЕТАЛЕЙ



Внешняя нагрузка на болт

$$F = p\pi D^2 / (4z),$$

где p - давление в резервуаре; z - число болтов.

Наибольшая нагрузка на болт

$$F_{\max} = F_{\text{зат}} + \chi F,$$

где $\chi = \lambda_d / (\lambda_d + \lambda_b)$ - коэффициент внешней нагрузки; λ_d - податливость деталей стыка; λ_b - податливость болта. Для жестких стыков $\chi = 0,2 \dots 0,3$.

Усилие затяжки болта из условия нераскрытия стыка

$$F_{\text{зат}} = k(1 - \chi)F,$$

где $k = 1,3 \dots 4$ - коэффициент затяжки.

Расчетная нагрузка на болт

$$F_p = \beta F_{\text{зат}} + \chi F,$$

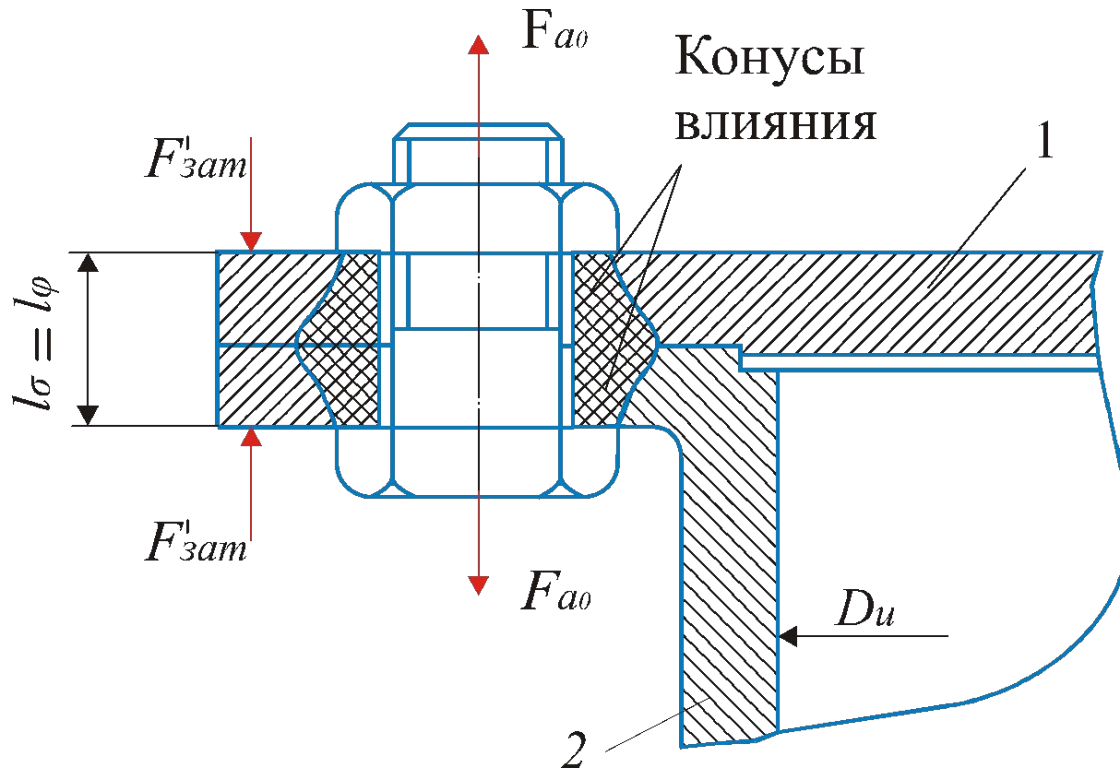
где $\beta = 1,25 \dots 1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.

Диаграмма сил в болтовом соединении

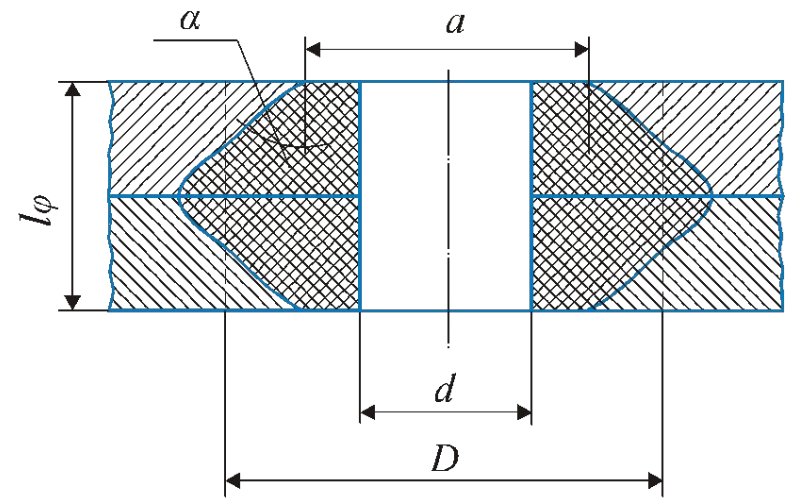
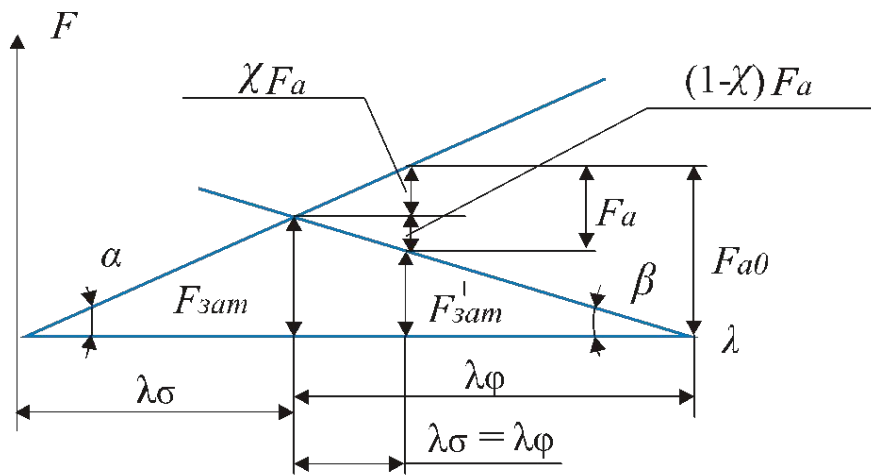


Расчет резьбовых соединений с предварительной затяжкой болтов

Расчетный случай типичен для групповых болтовых соединений (крышки, фланцы)



На рисунке показан цилиндр 2 с закрепленной на нем герметично з болтами крышкой 1.

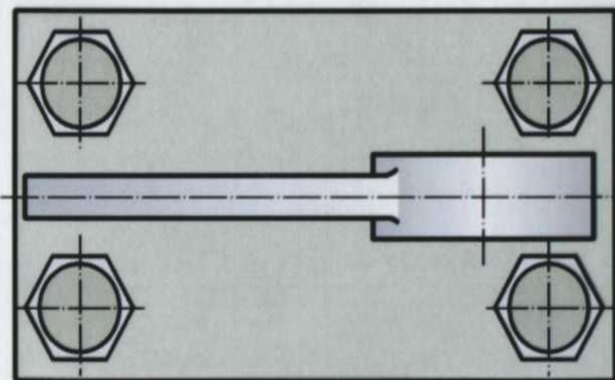
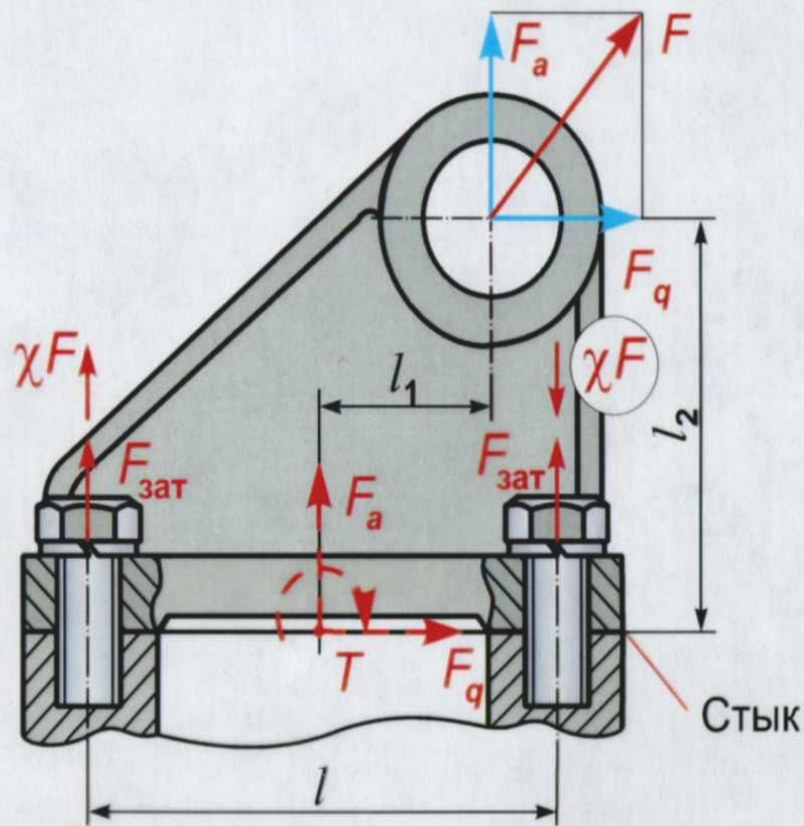


При последующем приложении нагрузки F_a (когда в цилиндре будет создано давление

она распределяется между болтом χF_a и фланцем $(1-\chi) \cdot F_a$. При этом болт дополнительно растягивается на $\Delta \cdot \lambda_b$, а фланец разгружается на $\Delta \cdot \lambda_f$, что приводит к уменьшению $F_{зам}$ до $F_{1зам}$ - силы остаточной затяжки болта. Из условия совместности деформаций $\Delta \cdot \lambda_b = \Delta \cdot \lambda_f$
Тогда суммарная растягивающая болт сила

$$F_a = F_{зам} + \chi F_a = F_{1зам} + F_a$$

БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ СИЛОЙ И МОМЕНТОМ, РАСКРЫВАЮЩИМИ СТЫК



Внешняя осевая нагрузка на каждый из четырех болтов крепления кронштейна:

от отрывающей силы

$$F_{ia} = F_a/4,$$

от опрокидывающего момента

$$F_{iT} = T/(2l),$$

где $T = F_q l_2 - F_a l_1$.

**Усилие затяжки болта
из условия нераскрытия стыка**

$$F_{зат} = k(1-\chi)(F_{ia} + F_{iT}),$$

где $k = 1,3...4$ - коэффициент затяжки;

$\chi = \lambda_d / (\lambda_d + \lambda_b)$ - коэффициент внешней нагрузки; λ_d - податливость деталей

стыка; λ_b - податливость болта.

Для жестких стыков $\chi = 0,2...0,3$.

Расчетная осевая нагрузка на болт

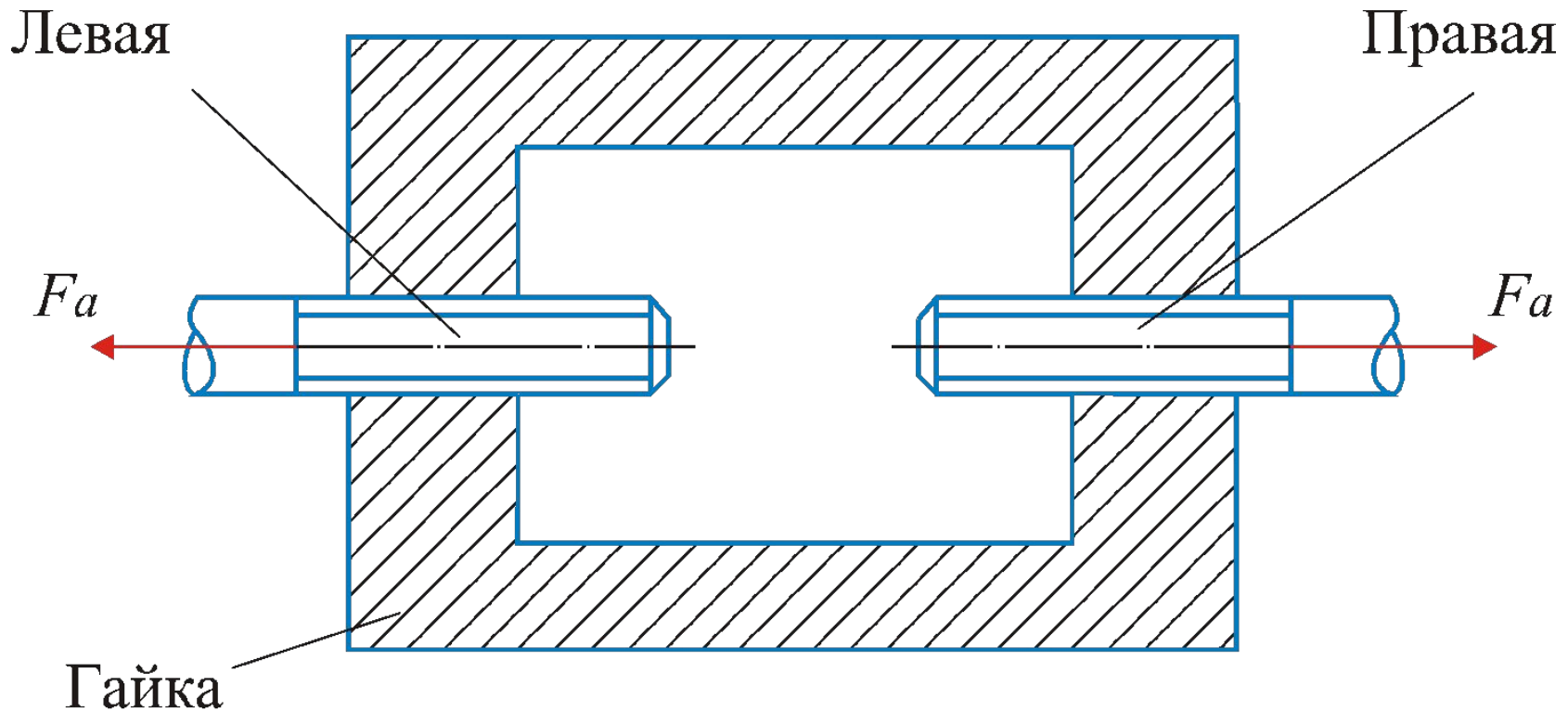
$$F_p = \beta F_{зат} + \chi(F_{ia} + F_{iT}),$$

где $\beta = 1,25...1,35$ - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.

Расчет резьбового соединения на растяжение с кручением

Пример конструкции: резьбовая стяжка. При вращении гайки будет происходить подтяжка резьбовых концов троса, если происходит ослабление его натяжения. При этом резьба в стержнях дополнительно к их растяжению силой F_a будет нагружаться моментом завинчивания в резьбе

$$T_{зав} = 0,5 F_a * d_2 * tg(\lambda + \rho), \text{ Н*мм}$$



Нормальные σ и касательные τ напряжения в резьбе:

$$\sigma = \frac{4F_a}{\pi d_1} \frac{H}{\text{мм}^2} \quad \tau = \frac{T_{зав}}{W_{кр}} = \frac{0,5F_a d_2 \text{tg}(\lambda + \rho)}{0,2(d_1)^3} \frac{H}{\text{мм}^2}$$

Выражая F_a через σ , $d_2=1,12d_1$ и $\text{tg}(\lambda+\rho)=0,23$ при характерных значениях углов λ и ρ , получим $\tau=0,5\sigma$ Н/мм²,

$$\sigma_{рез} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 1,32\sigma \frac{H}{\text{мм}^2}$$

Значит, расчет на растяжение от F_a и кручение от $T_{зав}$ можно заменить расчетом только на растяжение, приняв $F_a = 1,32 F_a$ (так как $\sigma = F_a$).

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_{a0}}{\pi(\sigma_p)}} = 1,13 \sqrt{\frac{F_{a0}}{(\sigma_p)}} = 1,13 \sqrt{\frac{1,32F_{a0}}{(\sigma_p)}} = 1,3 \sqrt{\frac{F_{a0}}{(\sigma_p)}}$$

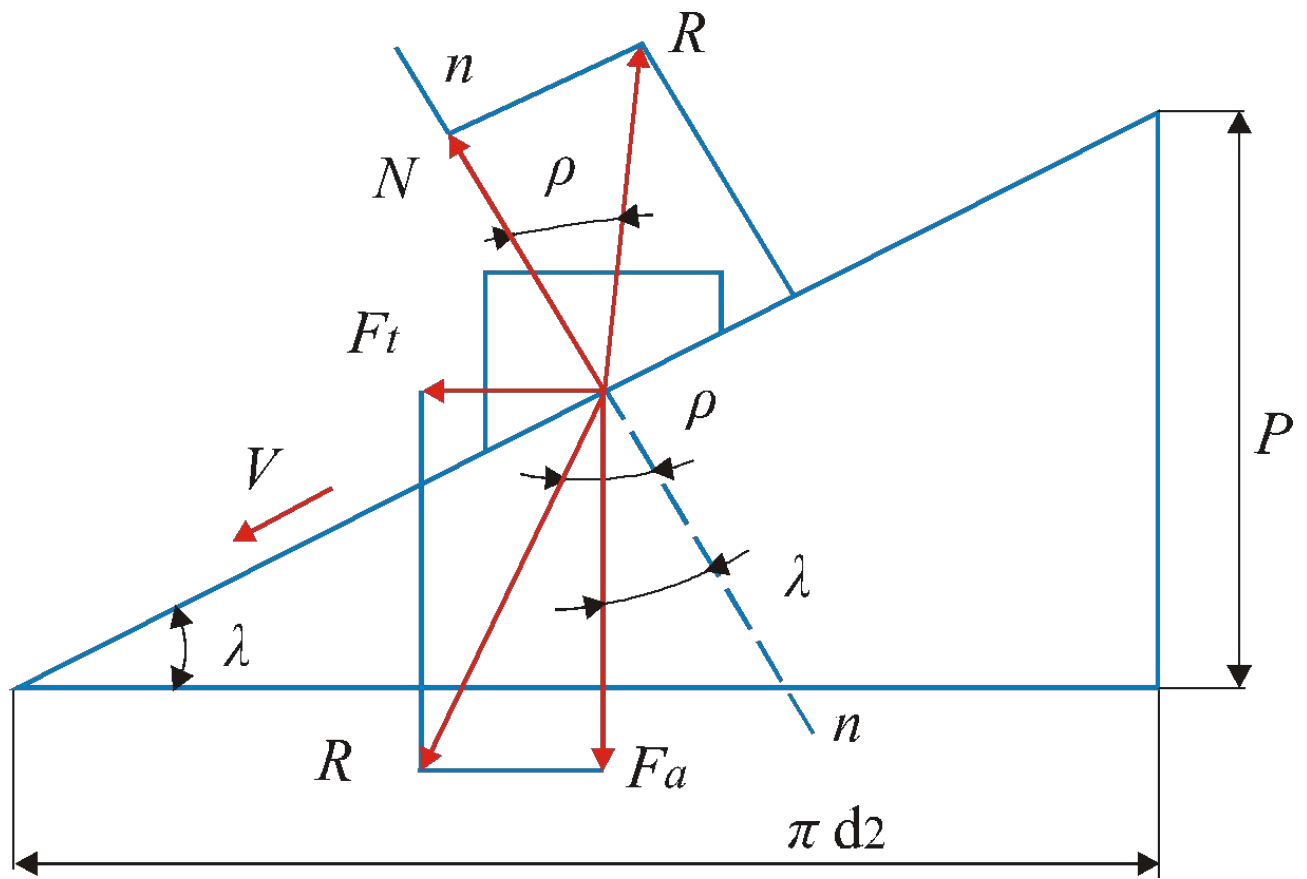
где (σ_p) оценивается так же, как и при чисто осевом нагружении резьбы. При этом коэффициент перед $\sqrt{\quad}$ возрос с 1,13 до 1,3.

$$\sigma_{pez} = \frac{4 \cdot F_a \cdot \left(1,32 + \frac{8 \cdot e}{d_1}\right)}{\pi (d_1)^2} \leq [\sigma_p]$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{F_a \cdot \left(1,32 + \frac{8 \cdot e}{d_1}\right)}{[\sigma_p]}} = 3,45 \sqrt{\frac{F_a}{[\sigma_p]}}$$

где $e=d_1$

Расчет резьбовых соединений при переменных нагрузках.



Повышение выносливости резьбовых соединений при переменных нагрузках.

а) уменьшением, σ_a при $\sigma_{max}=const$;

б) уменьшением, концентрации напряжений K_σ ;

в) улучшением, распределения нагрузки между витками резьбы (гайка растяжения)

Общая нагрузка на z болтов крышки

$$\sum F_a = \frac{\mu \cdot D_c \cdot P}{4}$$

где P - давление внутри цилиндра с диаметром D_c .

Нагрузка на один болт

$$F_a = \frac{\sum F_a}{z}$$

До приложения нагрузки F_a для геометричности стыка нужно создать предварительную затяжку болта $F_{зам}$. Она растягивает болт

$$\lambda_f = \frac{F_{зам} \cdot l_b}{E_b \cdot S_b} = \frac{F_{зам}}{C_b} \quad \text{и сжимает фланец}$$

$$\lambda_f = \frac{F_f \cdot l_f}{E_f \cdot S_f} = \frac{F_{зам}}{C_f}$$

$l_b = l_f$ длина болта и фланца

E_b и E_f - модули упругости материалов болта и фланца

S_b и S_f - площади поперечного сечения болта с диаметром d_1 и пустотелого цилиндра с диаметрами D и d

C_b и C_f - коэффициенты жесткости болта и фланца

$$\chi = \frac{C_b}{C_b + C_f} \text{ коэффициент основной нагрузки,}$$

где $C_b = \tan(\alpha)$ и $C_f = \tan(\beta)$. Величину χ , получаем из равенства $\Delta \cdot \lambda_b = \Delta \cdot \lambda_f$ или

$$\frac{\chi F_a}{C_b} = \frac{[(1 - \chi) \cdot F_a]}{C_f}$$

Заметим, что постановка упругих прокладок между цилиндром 2 и крышкой 1 уменьшит C_p , что увеличит нагрузку на болт χF_a из-за роста при этом χ .

При оценке неизвестной площади S_f в расчете C_f во время определения величины

$$\chi = \frac{C_b}{C_b + C_f}$$

воспользуемся методом профессора И.И. Бобарыкова. Он в 1911 г. предложил считать, что сжатие фланца ограничивается объемом, создаваемым конусами влияния, наружный диаметр меньших оснований которых а равен диаметру опорной поверхности гайки и образующие которых наклонены к плоскости, перпендикулярной стыку, под углом α . При этом $\tan \alpha = 1/2$.

Для упрощения расчетов проф. Бобарыков предложил считать равной площади поперечного сечения равновеликого по объему конусам влияния пустотелого цилиндра

$$S_f = \frac{\pi}{4(D^2 - d^2)}$$

где d — диаметр отверстия во фланце под болт

$$D = a + \frac{l_a}{4}$$

Произведя оценку χ , перейдем к расчету суммарной нагрузки на болт Fa по формуле. Входящее в формулу усилие предварительной затяжки выразим в виде условия невозможности раскрытия стыка

$$F_{зам} = k \cdot [(1-\chi) \cdot Fa]$$

где $k=1,5 \dots 5$ - коэффициент запаса против раскрытия стыка разгрузкой фланца $(1-\chi) \cdot Fa$.

Величина k зависит от условий нагружения и является справочным параметром, всегда большим единицы и поэтому не допускающим раскрытия стыка за счет недопустимого (выше $F_{зам}$) повышения рабочего усилия F_a .

Подставляя $F_{зам}$ получим

$$F_a = F_{зам} + \chi F_a = k = \beta \cdot F_a$$

При некоторых средних значениях $k = 3$ и $\chi = 0,3$ (без прокладок) $= 2,4$.

Расчетная нагрузка принимается с учетом кручения при затяжке $F_{зам}:F_p$. Тогда

$$d_1 \geq 1,13 \sqrt{\frac{F_\delta}{[\sigma_\delta]}} = 1,13 \sqrt{\frac{1,32 \cdot 2,4 \cdot F_a}{[\sigma_\delta]}} = 2 \sqrt{\frac{F_a}{[\sigma_p]}}$$

где $[\sigma_p]$ оценивается так же, как для первого расчетного случая. Все рассмотренные расчетные случаи приводятся к виду

$$d_1 \geq A \sqrt{\frac{F_a}{[\sigma_p]}}$$

где $A = 1,13 (Fa) - 1,3 (Fa + T_{зам}) - 1,6 (Fr)$ (без зазора) – $2 (F_{зам}) - 3,18 (Fr)$ (с зазором) - $3,45 (Fr + Mu)$.