



Лекция 2

Резьбовые соединения

- Общие положения
- Геометрические параметры резьбы
- Классы прочности и материалы резьбовых деталей
- Силовые соотношения в винтовой паре
- Моменты завинчивания и отвинчивания
- Распределение осевой нагрузки между витками резьбы



Общие положения

Резьбовые соединения являются наиболее распространенными разъемными соединениями. Их образуют болты, винты, шпильки, гайки и другие детали, снабженные резьбой.

Резьба образуется путем нанесения на поверхность деталей винтовых канавок, форма которых соответствует профилю резьбы.

По форме поверхности детали различают **цилиндрические** и **конические** резьбы.

По форме профиля различают **треугольные**, **прямоугольные**, **трапецеидальные**, **круглые** и другие резьбы.

В зависимости **от направления винтовой линии** различают **правые** и **левые** резьбы. Преимущественно используют правую резьбу, левая резьба применяется только в специальных случаях.



Классификация резьб по назначению

В зависимости от назначения резьбы делят на **крепежные**, **крепежно-уплотняющие** и **ходовые**.

Крепежные резьбы *применяют для скрепления деталей*. Они имеют треугольный профиль, отличающийся повышенным моментом сопротивления отвинчиванию и высокой прочностью.

Крепежно-уплотняющие резьбы *применяют для скрепления деталей в соединениях, требующих герметичности*. Они также имеют треугольный профиль, но без зазоров в сопряжении болта и гайки.

Ходовые резьбы *используют в механизмах для преобразования вращательного движения в поступательное и наоборот*.



Метрические резьбы

Основной крепежной резьбой является метрическая резьба. Профиль резьбы представляет собой равносторонний треугольник с углом профиля $\alpha = 60^\circ$. Различают метрические резьбы с крупным и мелким шагом. *Преимущественно применяют метрические резьбы с крупным шагом,* поскольку они прочнее, менее чувствительны к изнашиванию и неточностям изготовления.

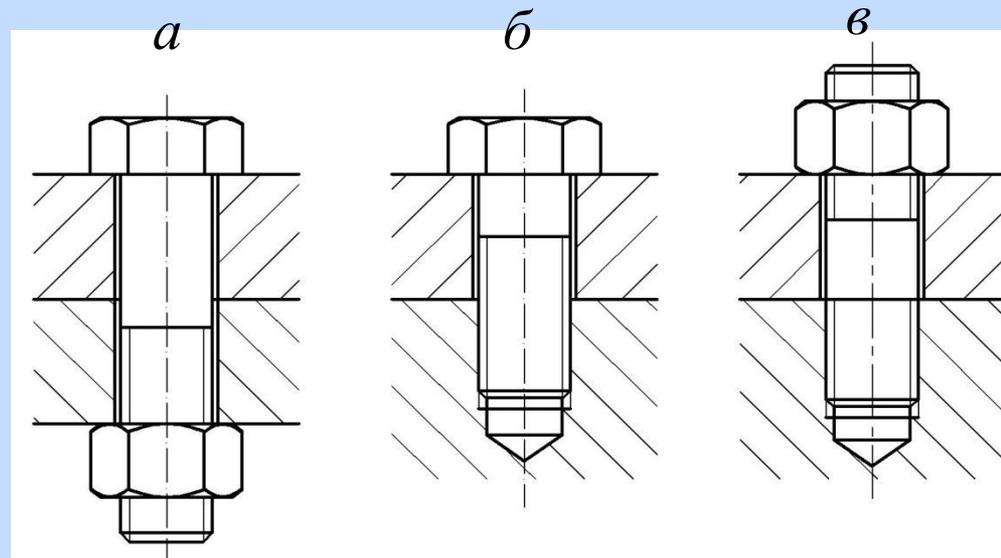
Резьбы с мелким шагом применяются при действии переменных нагрузок, для тонкостенных деталей и в регулировочных устройствах. Метрическую резьбу с крупным шагом обозначают буквой M и числом, обозначающим номинальный диаметр резьбы в мм, например $M20$. Для метрической резьбы с мелким шагом дополнительно указывают шаг, например $M20 \times 2$.



Виды резьбовых соединений

Основными видами резьбовых соединений являются винты с гайками (рис. а) (в этом случае винт называют болтом, а соединение — болтовым), винты без гаек (рис. б) и

шпильки (рис. в). Болтовые соединения (рис. а) применяют для скрепления деталей небольшой толщины при наличии места для размещения гайки, головки болта и гаечного ключа. Эти соединения являются наиболее простыми, так как не требуют нарезания резьбы в соединяемых деталях.

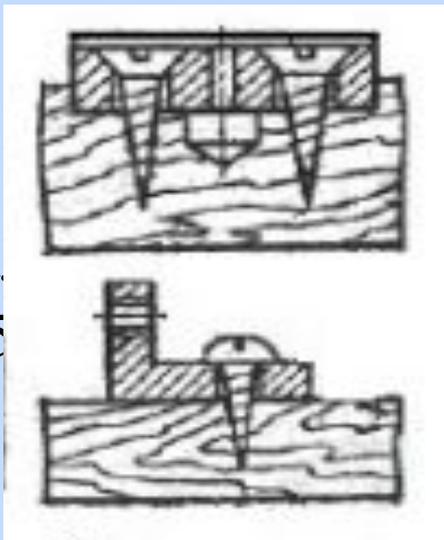




Виды резьбовых соединений

Винтовые соединения применяют при достаточной толщине детали для размещения резьбового отверстия, а также при отсутствии места для размещения гайки.

Шпильки применяют в тех же случаях, что и винты, если материал соединяемых деталей не обеспечивает достаточной прочности резьбы при частых разборках и сборках соединения.



Глубину завинчивания l_1 в тело детали

принимают из условия равнопрочности

материала и резьбы: для стальных

деталей
(1,25

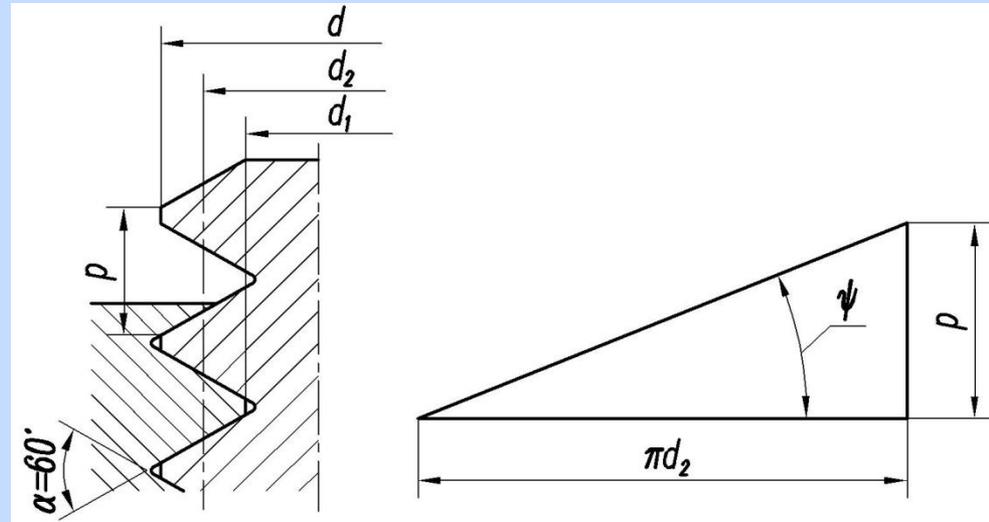
для чугунных

деталей $l_1 =$



Геометрические параметры резьбы

Основными геометрическими параметрами цилиндрической резьбы являются (см. рис.): d – **номинальный диаметр** резьбы; d_1 – **внутренний диаметр** резьбы; d_2 – **средний диаметр** резьбы;



p – **шаг** (расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы); p_h – **ход** (перемещение винта вдоль своей оси при повороте на один оборот в неподвижной гайке); α – **угол профиля** резьбы; ψ – **угол подъема** резьбы. Для однозаходных резьб $p_h = p$. Для многозаходных резьб $p_h = np$, где n – число заходов.



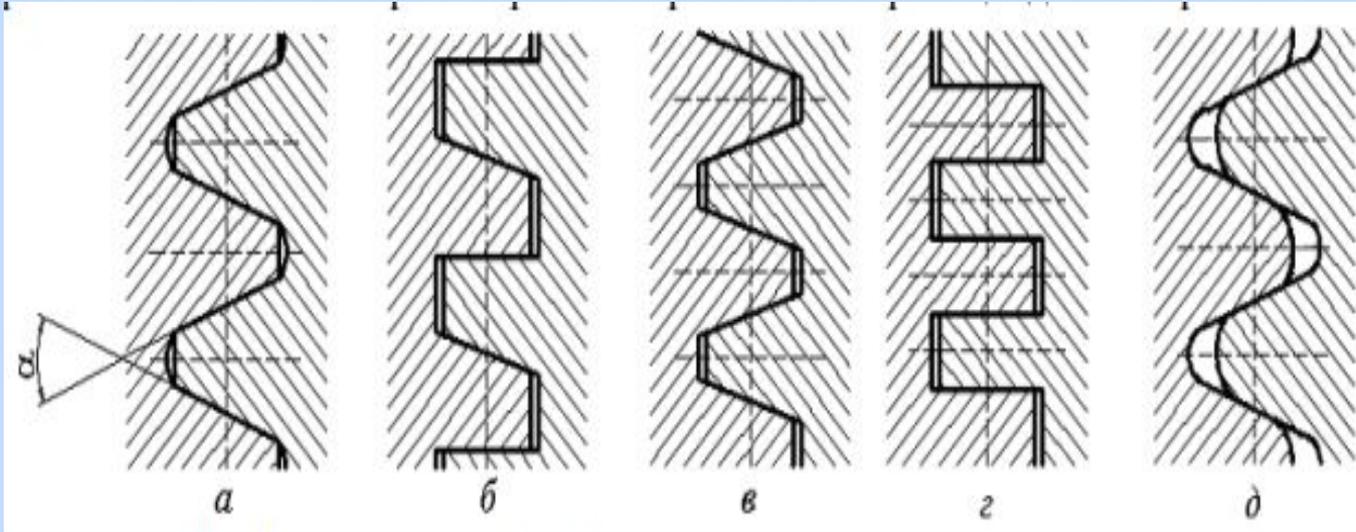
Основные типы резьб. Метрические резьбы

Основной крепежной резьбой является метрическая резьба. Профиль резьбы представляет собой равносторонний треугольник с углом профиля $\alpha = 60^\circ$. Различают метрические резьбы с крупным и мелким шагом. *Преимущественно применяют метрические резьбы с крупным шагом,* поскольку они прочнее, менее чувствительны к изнашиванию и неточностям изготовления.

Резьбы с мелким шагом применяются при действии переменных нагрузок, для тонкостенных деталей и в регулировочных устройствах. Метрическую резьбу с крупным шагом обозначают буквой M и числом, обозначающим номинальный диаметр резьбы в мм, например $M20$. Для метрической резьбы с мелким шагом дополнительно указывают шаг, например $M20 \times 2$.



Основные типы резьб.



- **Трубная резьба.** Является мелкой дюймовой резьбой, но с закругленными выступами и впадинами для обеспечения герметичности. Может быть заменена мелкой метрической резьбой.



Основные типы резьб.

- **Упорная резьба** (рис. б). Имеет профиль в виде неравнобокой трапеции с углом $\alpha=270^\circ$. Применяют в передачах винт–гайка при больших односторонних осевых нагрузках. Закругление впадин повышает динамическую прочность винта. Малый угол наклона (3 градуса) упорной стороны профиля резьбы понижает потери на трение в сравнении с трапецеидальной резьбой.
- **Круглая резьба** (рис. д). Профиль резьбы состоит из дуг, сопряженных короткими прямыми линиями.. Применяют ограниченно (при тяжелых условиях в загрязненной среде).



Основные типы резьб

- **Трапецеидальная резьба** (рис. в). Это основная резьба в передаче винт–гайка. Её профиль – равнобочная трапеция с углом $\alpha=30^\circ$. Применяют для передачи реверсивного движения под нагрузкой.
- **Прямоугольная резьба** (рис. г). Профиль резьбы – квадрат. Обладает пониженной прочностью. Применение ограничено (в малонагруженных передачах винт–гайка).



Классы прочности

При изготовлении стальных винтов, болтов и шпилек предусмотрено 12 классов прочности, частично представленных в табл. Класс прочности обозначают двумя числами, разделенными точкой. Первое число, умноженное на 100, указывает минимальное значение предела прочности σ_b , произведение чисел, умноженное на 10, определяет предел текучести σ_T .

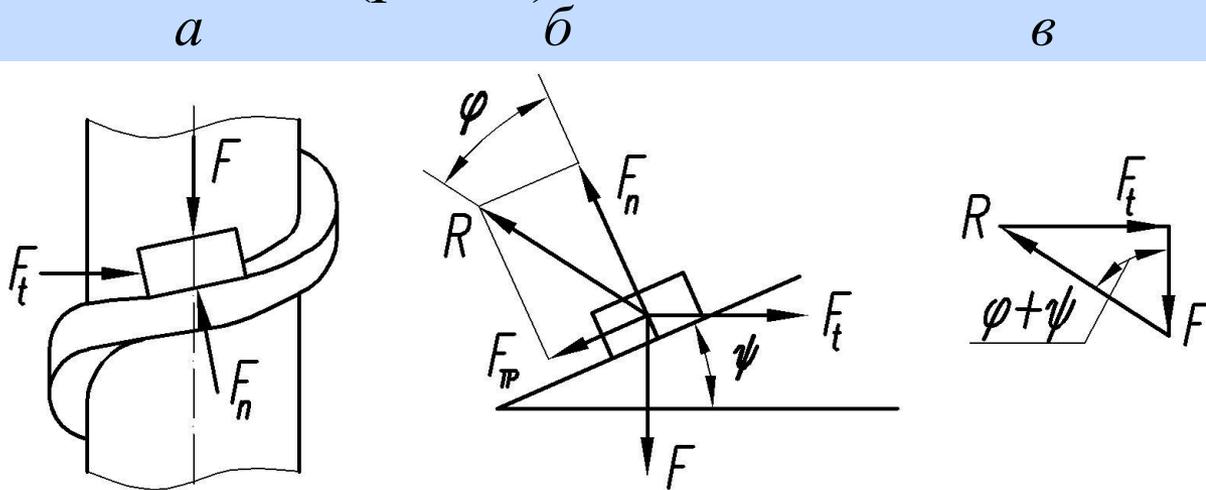
Механические свойства стальных винтов, болтов и шпилек

| Класс прочности | σ_b , МПа | σ_T , МПа | σ_{-1} , МПа | Марка стали |
|-----------------|------------------|------------------|---------------------|-------------|
| 3.6 | 300 | 180 | 97 | Ст3, 10 |
| 4.6 | 400 | 240 | 130 | 20 |
| 5.6 | 500 | 300 | 160 | 30, 35 |
| 6.6 | 600 | 360 | 195 | 35, 45, 40Г |
| 8.8 | 800 | 640 | 260 | 35Х |



Силловые соотношения в винтовой паре

Для вывода основных соотношений рассмотрим винтовую пару с прямоугольной резьбой. Гайку представим в виде ползуна (рис. *а*), к которому на среднем диаметре резьбы приложена окружная сила F_t в плоскости, перпендикулярной к оси резьбы. При завинчивании резьбового соединения сила F_t преодолевает усилие затяжки F , параллельное оси резьбы, и силу трения в резьбе $F_{тр}$. Развернем виток резьбы по среднему диаметру на плоскость (рис. *б*).





Силовые соотношения в винтовой паре

Сила трения $F_{\text{тр}}$ по закону Кулона пропорциональна силе нормального давления F_n между ползуном и наклонной плоскостью $F_{\text{тр}} = f F_n$, где f – коэффициент трения в резьбе. Реакция наклонной плоскости R отклонена от силы F_n на угол трения $\varphi = \text{arctg } f$. При завинчивании соединения ползун должен находиться в состоянии равновесия под действием трех сил F_t , F_n и R . Из силового треугольника (рис. в) найдем неизвестную силу F_t :

$$F_t = F \text{tg} (\varphi + \psi).$$

Для перехода к предельным значениям угол трения φ следует заменить приведенным углом трения $\varphi' = \text{arctg } f'$, где f' – приведенный коэффициент трения, $f' = f / \cos (\alpha/2)$.



Условия самоторможения резьбы

Для метрической резьбы приведенный угол трения φ' изменяется в зависимости от коэффициента трения в пределах от 6° (при $f \approx 0,1$) до 13° (при $f \approx 0,2$). Угол подъема резьбы лежит в диапазоне $\psi = 2^\circ 30' \dots 3^\circ 30'$. Следовательно, условие самоторможения $\psi < \varphi'$ выполняется. *Все крепежные резьбы удовлетворяют условию самоторможения.*

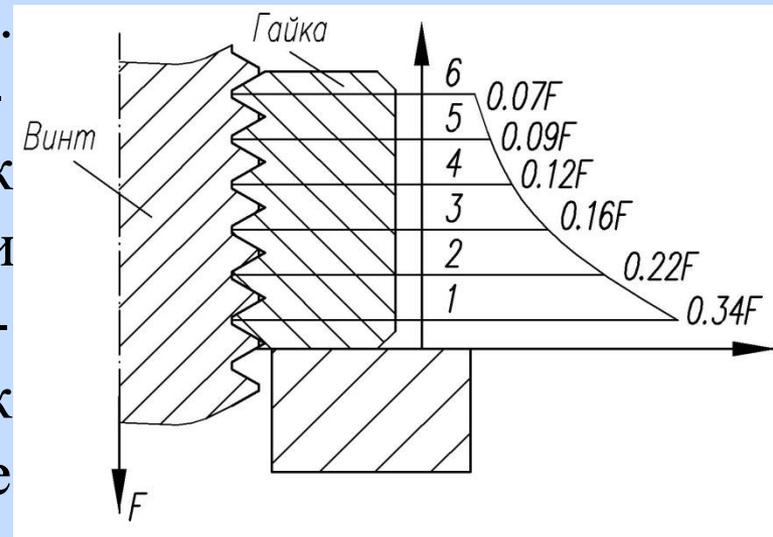
Однако практика эксплуатации резьбовых соединений показывает, что *при переменных нагрузках и вибрациях возможно существенное снижение коэффициента трения на контактных поверхностях* и самоотвинчивание гаек и винтов за счет взаимных микросмещений поверхностей трения. *Для повышения надежности резьбовых соединений необходимо предохранять их от самоотвинчивания с использованием различных способов стопорения.*



Распределение осевой нагрузки между витками резьбы

Осевая нагрузка с винта на гайку передается через витки резьбы. *За счет деформации винта и гайки нагрузка неравномерно распределяется по виткам резьбы. Наиболее нагруженным витком является ближайший к опорной поверхности гайки.* Задача о распределении нагрузки по виткам резьбы является статически неопределимой.

Ее решение впервые получено Н. Е. Жуковским, который дополнил уравнения равновесия сил, приложенных к виткам, условием совместности деформаций винта и гайки. Результаты этого решения применительно к стандартной шестивитковой гайке высотой $H = 0,8d$ приведены на рис.





Распределение осевой нагрузки между витками резьбы

*Нижний виток воспринимает 34% общей осевой нагрузки, в то время как последний шестой виток только 7%. Отсюда следует, что **увеличение числа витков гайки является малоэффективным**, поскольку дальние от опорной поверхности витки передают слишком малую часть общей осевой нагрузки. Так, для гайки с 10 витками последний виток передает нагрузку меньше 1% от F .*

Экспериментально установлено, что разрушение резьбовых соединений, нагруженных переменными нагрузками, происходит в зоне наибольшей концентрации напряжений у наиболее нагруженного витка резьбы.



Лекция 3.

Резьбовые соединения

- Расчет незатянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой
- Расчет затянутого болтового соединения, не нагруженного внешней осевой силой
- Расчет затянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой
- Расчет болтового соединения, нагруженного силами, сдвигающими детали в стыке
- Расчет болтов при эксцентричном приложении нагрузки
- Расчет группы болтов
- Клеммовые соединения



Расчеты на прочность

Основными видами разрушения резьбовых изделий являются: *разрыв резьбовой части стержня* при действии осевой силы и *срез витков резьбы*. *Стандартные винты, болты и шпильки выполняют равнопрочными на разрыв стержня по резьбе и на срез витков резьбы*. Поэтому *расчет* на прочность резьбового соединения *производят по основному критерию – прочности резьбовой части стержня на растяжение*.

Допускаемые напряжения выбирают в зависимости от предела текучести материала винта по формуле

$$[\sigma] = \sigma_T / [S],$$

где $[S]$ – коэффициент запаса прочности.

При неконтролируемой затяжке $[S]$ принимают в диапазоне 1.6...5, меньшие значения соответствуют большим диаметрам.

Ниже рассмотрены основные случаи расчета резьбовых соединений.



Расчет незатянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой

Принимают, что *опасное поперечное сечение болта имеет диаметр, равный внутреннему диаметру резьбы d_1* . Условие прочности болта в опасном сечении имеет вид

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma],$$

где F – осевая сила, Н.

Отсюда определяют расчетное значение внутреннего диаметра резьбы

где Q_p – усилие, растягивающее болт, $Q_p = F_{зат}$. (1)

Полученную величину d_1 округляют до ближайшего большего значения, соответствующего стандартной резьбе.



Расчет несжатого болтового соединения, нагруженного

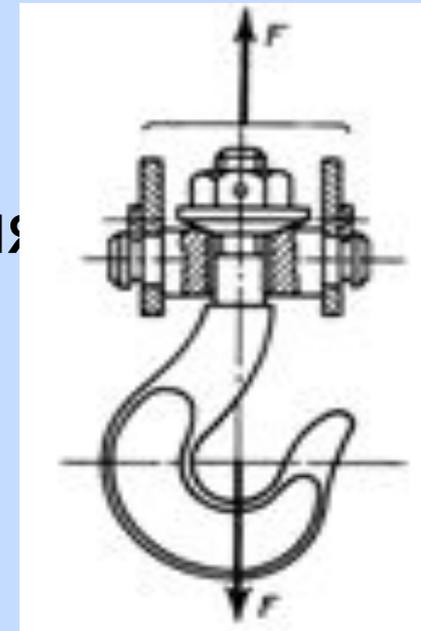
внешней осевой силой

- Примером служит резьбовой участок крюка для подвешивания груза. Опасным является сечение, ослабленное резьбой. Площадь этого сечения определяется по внутреннему диаметру резьбы

$$A = \pi d_1^2 / 4.$$

- Условие прочности по напряжению растяжения в стержне

$$\sigma = F / [(\pi/4)d_1^2] \leq [\sigma].$$





Расчет затянутого болтового соединения, не нагруженного внешней осевой силой

При затяжке соединения болт испытывает растяжение и кручение. Напряжение растяжения от усилия затяжки F :

$$\sigma_p = \frac{4Q}{\pi d_1^2}.$$

Напряжение кручения от момента сопротивления в резьбе

$$\tau_k = \frac{T_p}{W_p},$$

где T_p – момент сопротивления в резьбе; W_p – полярный момент сопротивления, $W_p = \pi d_1^3/16$.

Эквивалентные напряжения найдем по энергетической теории прочности

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2}.$$



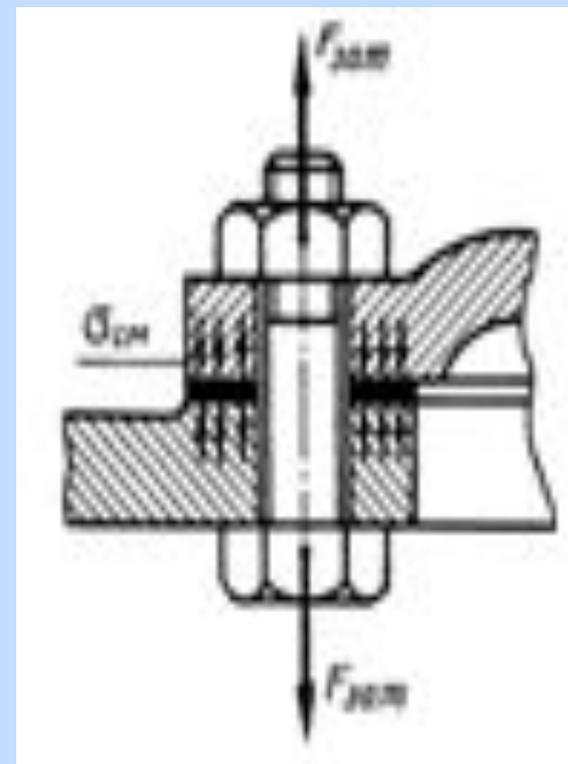
Расчет затянутого болтового соединения, не нагруженного внешней осевой силой

- Вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб

$$\sigma_{\text{ЭК}} \approx 1,3\sigma.$$

- Это позволяет рассчитывать прочность болтов по упрощённой формуле

$$\sigma_{\text{ЭК}} = 1,3F_{\text{зат}} / [(\pi/4)d_1^2] \leq [\sigma].$$

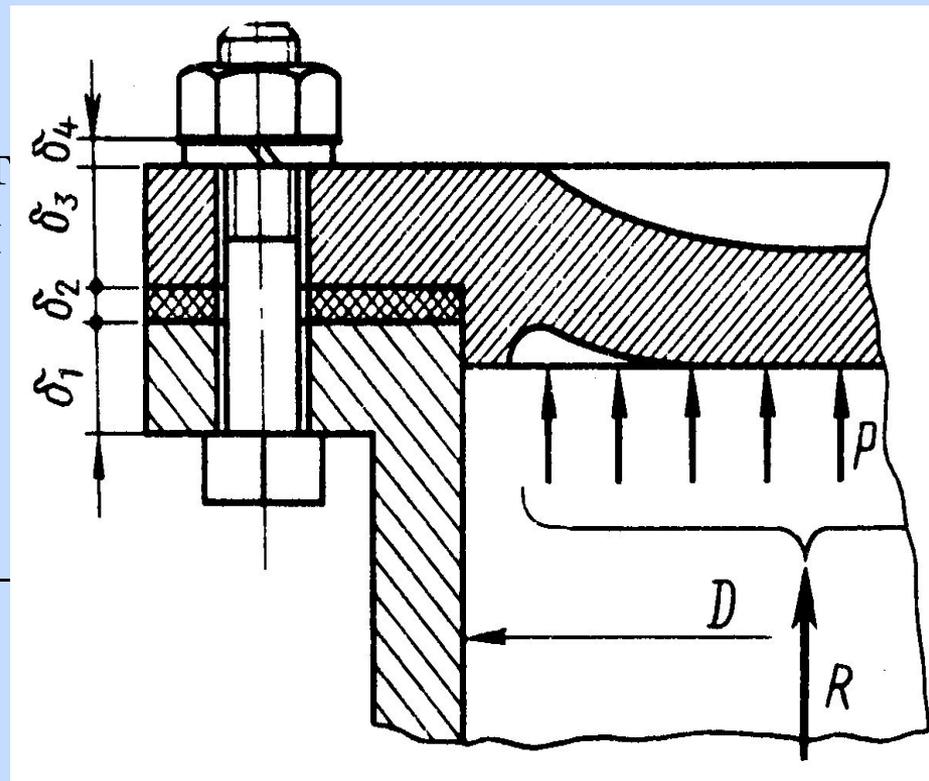




Расчет затянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой

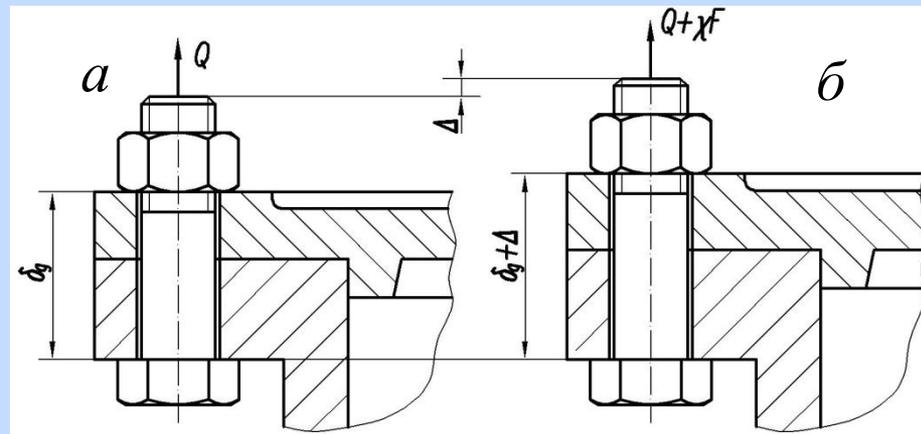
- Примером служат болты для крепления крышек резервуаров, нагруженных давлением p жидкости или газа.

Затяжка болтов должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка под нагрузкой. Обозначим: $F_{\text{зат}}$ – сила затяжки болта; $F_{\text{вн}} = R/z$ – внешняя нагрузка соединения, приходящаяся на один болт (z – число болтов).



Расчет затянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой

Предварительная затяжка болта усилием $F_{зам}$ должна обеспечить герметичность соединения или нераскрытие стыка при действии внешней осевой силы F .



В затянутом соединении до приложения внешней осевой силы болт растянут, а детали стыка сжаты усилием $F_{зам}$ (рис. а). После приложения внешней осевой силы болт дополнительно растянется на величину Δ , а деформация сжатия деталей стыка уменьшится на такую же величину (рис. б).



Расчет затянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой

Условие совместности деформаций болта и деталей стыка

запишем в виде

$$\Delta = \lambda_{\text{б}} (F - F_{\text{р}}) = \lambda_{\text{д}} F_{\text{р}},$$

где $\lambda_{\text{б}}$ – податливость болта, равная его удлинению при действии единичной нагрузки; $\lambda_{\text{д}}$ – податливость деталей стыка.

Отсюда найдем $\chi = \lambda_{\text{д}} / (\lambda_{\text{б}} + \lambda_{\text{д}})$.

Если обозначим χ коэффициент внешней нагрузки (учитывает приращение нагрузки болта от силы $F_{\text{вн}}$), то дополнительная нагрузка равна $\chi F_{\text{вн}}$.

Учитывая кручение стержня болта в процессе затяжки от момента трения в резьбе, расчётная нагрузка болта

$$F_{\text{р}} = 1,3F_{\text{зат}} + \chi F_{\text{вн}}.$$

Значение $\chi = 0,2 \dots 0,3$ для соединений без мягких прокладок.



Расчет затянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой

- При известном значении $F_{\text{вн}}$ силу затяжки принимают

$$F_{\text{зат}} = K_{\text{зат}} F_{\text{вн}},$$

где $K_{\text{зат}}$ – коэффициент затяжки.

- Значения коэффициента затяжки принимают:

- по условию нераскрытия стыка: при постоянной нагрузке $K_{\text{зат}} = 1,25 \dots 2$, при переменной нагрузке $K_{\text{зат}} = 2,5 \dots 4$;

- по условию герметичности: при мягкой прокладке

$K_{\text{зат}} = 1,3 \dots 2,5$, при металлической фасонной прокладке

$K_{\text{зат}} = 2 \dots 3,5$, при металлической плоской прокладке

$K_{\text{зат}} = 3 \dots 5$.

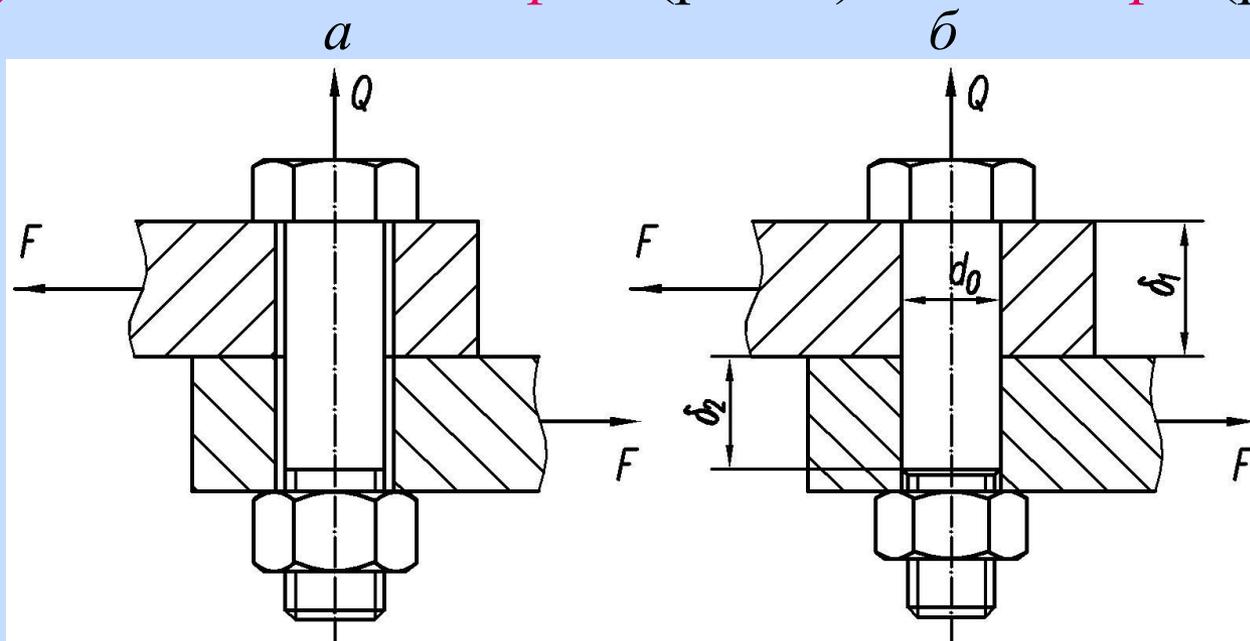
- Условие прочности болта

$$\sigma = F_p / [(\pi/4)d_1^2] \leq [\sigma].$$



Расчет болтового соединения, нагруженного силами, сдвигающими детали в стыке

Возможно два варианта конструкции таких соединений:
болты установлены с зазором (рис. а) и без зазора (рис. б).



При установке болтов с зазором внешняя нагрузка F уравнивается силами трения в стыке, которые появляются от затяжки болта.



Расчет болтового соединения, нагруженного силами, сдвигающими детали в стыке

Условие отсутствия сдвига деталей представим в виде

$$F \leq iF_{\text{тр}} = iFzamt f,$$

где i – число плоскостей стыка (при соединении двух деталей имеем одну плоскость стыка – $i = 1$); f – коэффициент трения в стыке ($f = 0,15 \dots 0,2$ для сухих чугунных и стальных поверхностей).

Отсюда определяют усилие затяжки

$$Fzamt = KF/(if),$$

где K – коэффициент запаса ($K = 1,3 \dots 1,5$ при статической нагрузке, $K = 1,8 \dots 2$ при переменной нагрузке).

При установке болта без зазора отверстие калибруют разверткой, а диаметр стержня болта выполняют с допуском, обеспечивающим посадку с натягом. *Болт рассчитывают на срез, а контактные поверхности болта с деталями стыка – на смятие.*



Расчет болтового соединения, нагруженного силами, сдвигающими детали в стыке

- *Условие прочности по напряжениям среза*

$$\tau = 4F/(\pi d_0^2 i) \leq [\tau],$$

где $[\tau]$ – допускаемое касательное напряжение для стержня болта, $[\tau] = (0.2 \dots 0.3) \sigma_T$.

- При расчете напряжений смятия принимают допущение об их равномерном распределении по контактной поверхности. *Условия прочности по напряжениям смятия* в этом случае имеют вид:

$$\sigma_{см} = F/(d \delta_{min}) \leq [\sigma_{см}].$$

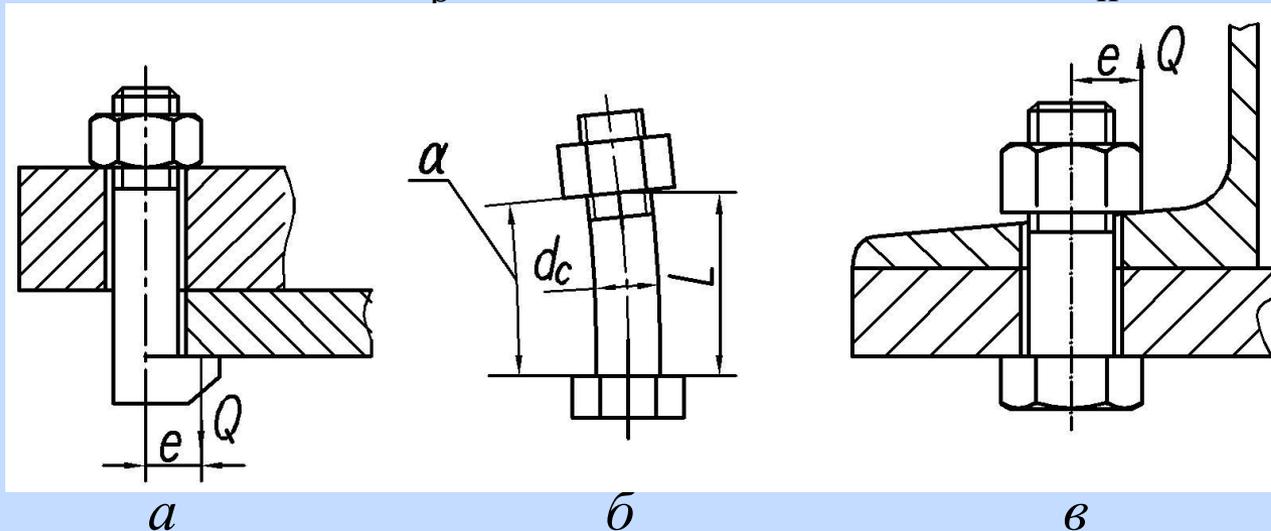
Допускаемое напряжение $[\sigma_{см}] = 0,8 \sigma_T$, определяют по более слабому материалу. Толщину δ_{min} берут меньшую



Расчет болтов при эксцентричном приложении нагрузки

Эксцентричная нагрузка возникает в специальных болтах с эксцентричной (костыльной) головкой (рис. *а*) и в обычных болтах при перекосе опорных поверхностей под гайку или головку болта (рис. *б*, *в*).

В болтах под действием усилия затяжки Q возникают напряжения растяжения σ_r и напряжения изгиба $\sigma_{и}$.





Расчет болтов при эксцентричном приложении нагрузки

Наибольшее суммарное напряжение

$$\sigma_E = 1.3 \sigma_p + \sigma_{и},$$

где $\sigma_p = \frac{4Q}{\pi d_1^2}$; $\sigma_{и} = \frac{32Qe}{\pi d_1^3}$; e - эксцентриситет.

После подстановки σ_p и $\sigma_{и}$ и преобразований получим

$$\sigma_E = \sigma_p (1.3 + 8e/d_1).$$

Принимая для схемы по рис. в, что $e = d_1$, получим $\sigma_E = 9,3\sigma_p$.

Для исключения таких неблагоприятных схем нагружения опорные поверхности деталей, взаимодействующие с гайками или головками болтов, оформляют в виде зенковок (рис. 2, а) или бобышек (рис. 2, б).



Расчет болтов при эксцентричном приложении нагрузки

При перекосе опорных поверхностей под гайку или головку болта считают, что напряженное состояние болта характеризуется растяжением и чистым изгибом.

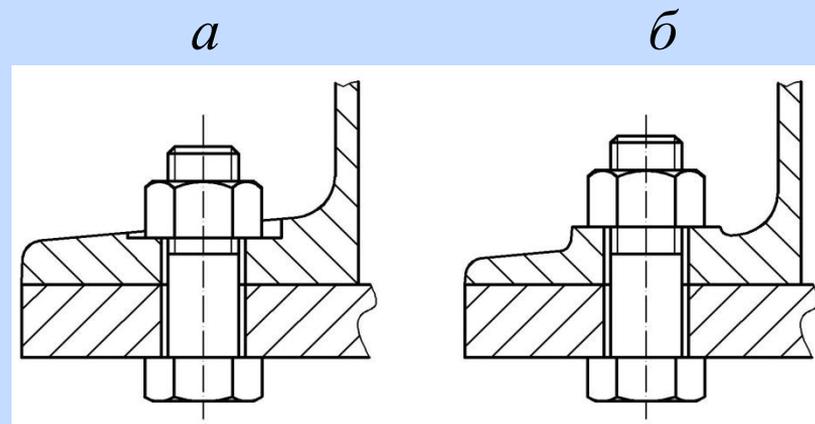


Рис.2

В этом случае изгибающий момент в стержне болта при заданном угле поворота опорных сечений α определяется по формуле

$$M_{\text{и}} = EI/\rho = EI\alpha /L,$$

где $I = \pi d_c^4/64$ – момент инерции сечения стержня болта; E – модуль упругости материала болта; L – деформируемая длина болта; d_c – диаметр стержня болта; $\rho = L/\alpha$ – радиус кривизны нейтрального слоя.



Расчет группы болтов

Расчет сводится к определению расчетной нагрузки для наиболее нагруженного болта и оценке прочности этого болта по формулам предыдущего раздела. Различают три характерных случая расчета соединений, включающих группу болтов.

Случай 1. Равнодействующая нагрузка перпендикулярна плоскости стыка и проходит через его центр тяжести

Все болты такого соединения нагружены одинаково. Внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт,

$$F = R/z,$$

где R – равнодействующая, нагружающая соединение;
 z – число болтов соединения.

Далее используются формулы для расчета затянутого болтового соединения, нагруженного внешней осевой силой.

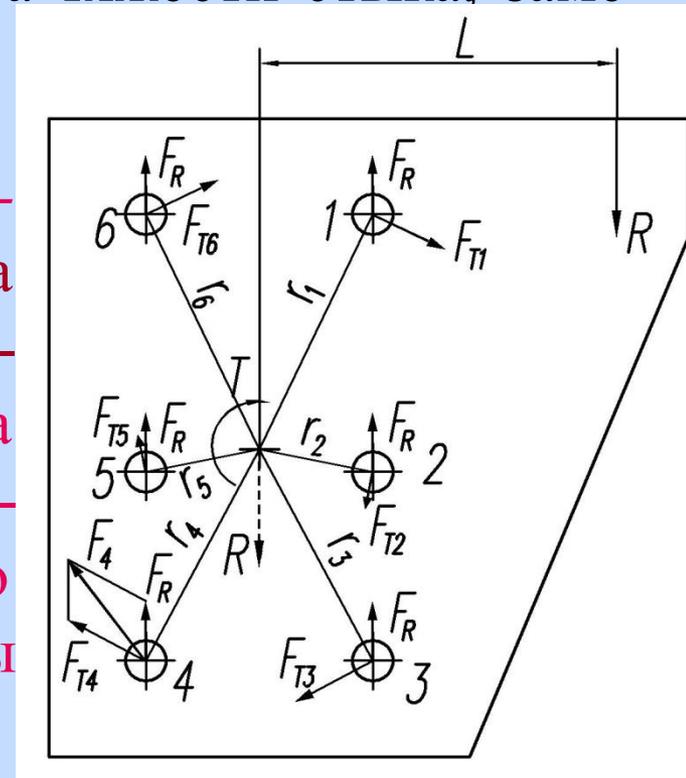


Расчет группы болтов

Случай 2. Равнодействующая нагрузка лежит в плоскости стыка

Примером служит крепление кронштейна к основанию (см. рис.). При расчете соединения равнодействующую, расположенную на расстоянии L от центра тяжести стыка, заменим силой, приложенной в центре тяжести стыка, и моментом $T = RL$.

Момент и сила стремятся повернуть и сдвинуть кронштейн. Нагрузка от силы R распределена по болтам равномерно $F_R = R/z$. Нагрузки от момента F_{Ti} распределяются по болтам пропорционально расстоянию r_i от болтов до центра тяжести стыка и направлены перпендикулярно радиусам r_i .





Расчет группы болтов

$$F_{T1}/r_1 = F_{T2}/r_2 = \dots = F_{Tn}/r_n = q,$$

где q – удельная нагрузка, приходящаяся на 1 мм расстояния от центра тяжести стыка.

Для определения q используют условие равновесия кронштейна под действием приложенных моментов

$$T = r_1 F_{T1} + r_2 F_{T2} + \dots + r_n F_{Tn}.$$

После подстановки сюда значений нагрузок $F_{Ti} = qr_i$ и преобразований получают

$$q = \frac{T}{r_1^2 + r_2^2 + \dots + r_n^2}.$$

Далее определяют нагрузки $F_{Ti} = qr_i$. Для каждого болта геометрически находят равнодействующую сил F_{Ti} и F_R . Из полученных равнодействующих для дальнейшего расчета выбирают максимальную величину F_{\max} .

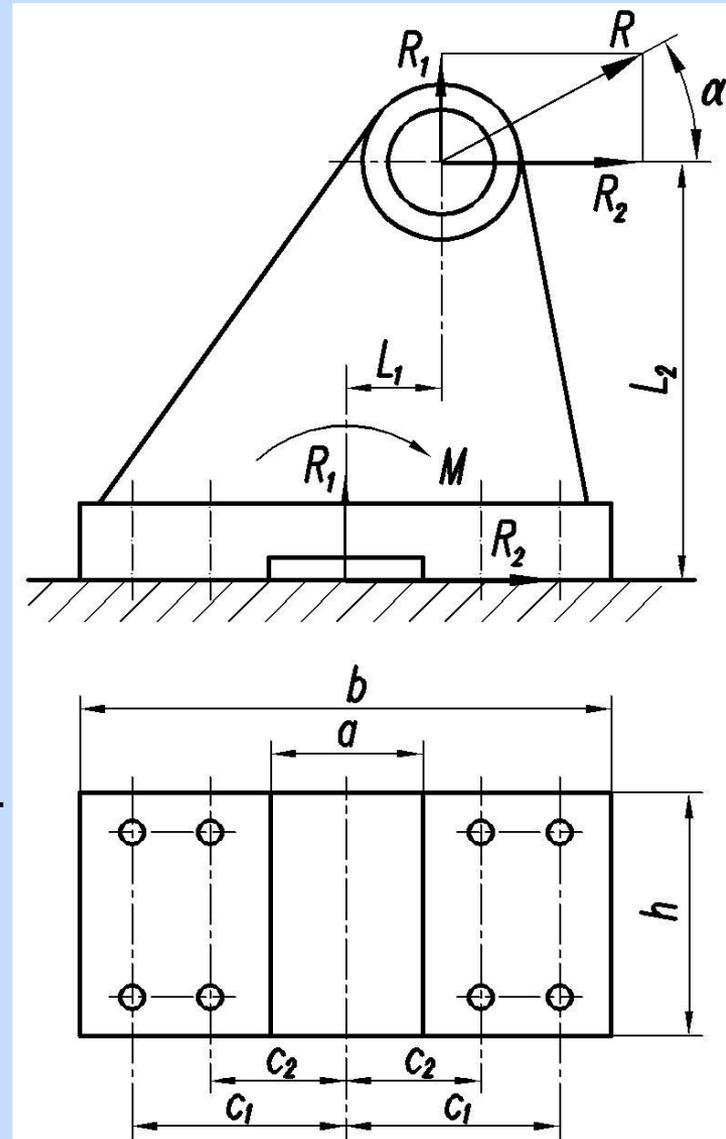


Расчет группы болтов

Случай 3. Нагрузка соединения раскрывает стык

Последовательность решения для этого случая нагружения рассмотрим на примере крепления кронштейна, представленного на рис. Примем, что болты установлены с зазором. Раскладываем равнодействующую, приложенную к кронштейну, на вертикальную R_1 и горизонтальную R_2 составляющие. Переносим эти составляющие в центр тяжести стыка с добавлением момента

$$M = R_2 L_2 - R_1 L_1.$$





Расчет группы болтов

*Сила R_1 и момент M раскрывают стык, а сила R_2 сдвигает кронштейн в плоскости стыка. Для исключения раскрытия стыка и смещения кронштейна необходимо затянуть болты с усилием затяжки Q . Следовательно, при определении усилия затяжки выполняют два расчета: *по условию нераскрытия стыка* и *по условию отсутствия смещения деталей в стыке*. Из двух полученных усилий затяжки выбирают наибольшее.*

Расчет по условию нераскрытия стыка

Напряжения смятия в стыке от усилия затяжки болтов

$$\sigma_{\text{зат}} = Qz/A_{\text{ст}},$$

где z – число болтов; $A_{\text{ст}}$ – площадь стыка.

Сила R_1 растягивает болты и уменьшает напряжения в стыке на величину σ_R :

$$\sigma_R = R_1(1 - \chi)/A_{\text{ст}}.$$



Расчет группы болтов

Экспериментально установлено, что напряжения в стыке под действием момента M изменяются в соответствии с эюрой, аналогичной эюре напряжений при изгибе.

Примем, что поворот кронштейна при действии момента M осуществляется относительно центра тяжести стыка, тогда

$$\sigma_M = M(1 - \chi) / W_{\text{ст}},$$

где $W_{\text{ст}}$ – момент сопротивления изгибу поверхности стыка.

Минимальное и максимальное напряжения в стыке:

$$\sigma_{\min} = \sigma_{\text{зат}} - \sigma_R - \sigma_M$$

$$\sigma_{\max} = \sigma_{\text{зат}} - \sigma_R + \sigma_M$$

Условие нераскрытия стыка $\sigma_{\min} > 0$ запишем в виде

$$\sigma_{\text{зат}} = K(\sigma_R + \sigma_M),$$

где $K = 1,3 \dots 2$ - коэффициент запаса по нераскрытию стыка.

Усилие затяжки на основании формулы: $Q = \sigma_{\text{зат}} A_{\text{ст}} / z$.



Расчет группы болтов

Расчет по условию отсутствия смещения деталей в стыке

Если не предусмотрены разгрузочные устройства, то сила R_2 уравнивается силами трения в стыке. Смещение деталей не происходит при выполнении условия

$$F_{\text{тр}} = K_{\text{тр}} R_2,$$

где $F_{\text{тр}} = f(Qz - R_1)$; $K_{\text{тр}} = 1,3 \dots 2$ – коэффициент запаса по отсутствию сдвига; f – коэффициент трения в стыке (ориентировочно можно принять $f = 0,15 \dots 0,2$ – сталь по стали).

Отсюда усилие затяжки

$$Q = (K_{\text{тр}} R_2 / f + R_1) / z.$$

Расчет на прочность болтов соединения

Внешняя нагрузка на наиболее нагруженный болт соединения складывается из двух составляющих:

$$F = F_R + F_M$$



Расчет группы болтов

где $F_R = R_1/z$ – внешняя нагрузка от силы R_1 ; F_M – внешняя нагрузка от момента M .

В общем случае при действии моментов, отрывающих стойку от основания, в двух взаимно ортогональных плоскостях M_x и M_y нагрузки на болты F_{Mi} определяют по формуле

$$F_{Mi} = \frac{M_x L_{yi}}{\sum_{i=1}^z L_{yi}^2} + \frac{M_y L_{xi}}{\sum_{i=1}^z L_{xi}^2},$$

где L_{xi} и L_{yi} – расстояния от центра тяжести стыка до оси i -го болта в направлении осей x и y .

После определения F дальнейший расчет выполняется для наиболее нагруженного болта по формулам раздела *“Расчет затянутого резьбового соединения, нагруженного внешней осевой силой”*.