

Лекция 9. Резьбовые соединения

1. Соединения деталей машин

Детали в машине тем или иным способом связаны друг с другом. Эти связи могут быть подвижными, допускающими относительное движение деталей, или неподвижными. Под соединениями в машиностроении понимают неподвижные связи, в то время как подвижные называют кинематическими парами. В качестве исключения к соединениям относят также некоторые кинематические пары, обладающие подвижностью вдоль определенных направлений, движение по которым не оказывает влияния на выполнение основной рабочей функции.

Виды соединений. Соединения делят на *разъемные* и *неразъемные*.

Разъемные соединения позволяют разъединять детали без их повреждения. К этому типу относят *резьбовые, шпоночные, шлицевые (зубчатые), клеммовые, клиновые, штифтовые, профильные* соединения.

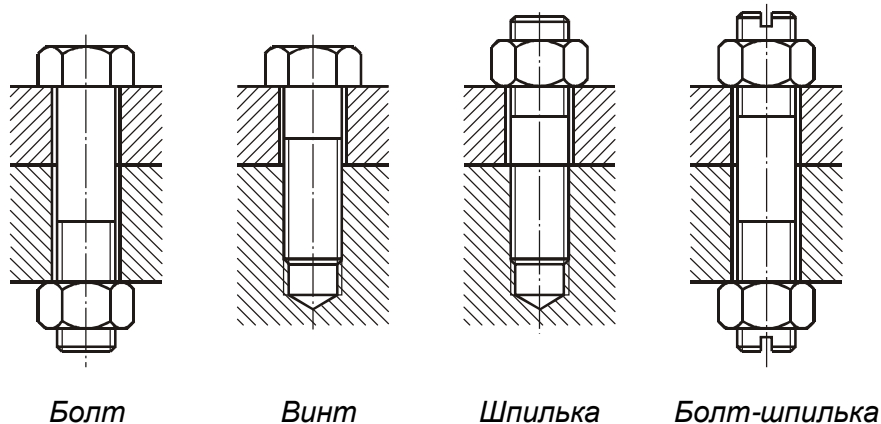
К неразъемным соединениям относят *заклепочные, сварные, прессовые (соединения с натягом), паяные, клеевые*.

Главным критерием работоспособности соединений является их прочность, которая не должна уступать прочности соединяемых деталей. *Равнопрочность* – основной показатель, определяющий степень рациональности конструкции соединения.

Помимо равнопрочности, от соединений требуют простоты и технологичности в производстве, а также простых форм, не искажающих общих обводов изделия.

2. Резьбовые соединения.

Резьбовые соединения представляют собой наиболее распространенный вид разъемных соединений в машиностроении. Основными крепежными деталями, используемыми в соединениях этого вида, являются болты, винты, шпильки и гайки.



Отличие болта от винта заключается в том, что винт закручивают непосредственно в деталь, в то время как на болт накручивают гайку. Формы

головок болтов и винтов могут быть самыми разнообразными: шестигранными, полукруглыми со шлицем под отвертку, с обушком (рым-болт) и др.

Шпилька не имеет головки. Одним концом она ввинчивается в деталь, а на другой ее конец навинчивают гайку. В случае навинчивания гаек с обоих концов шпильку называют болт-шпилькой. В ряде случаев под гайку или головку винта ставят шайбу, назначение которой заключается в предотвращении смятия деталей, их защите от царапин, в перекрытии большого зазора отверстия, предупреждении самоотвинчивания гайки при вибрациях (шайба Гровера) и др.

Наиболее предпочтительным и простым является болтовое соединение, поскольку оно не требует нарезки резьбы в отверстиях деталей, а повреждение резьбы болта или гайки не создает таких проблем, как повреждение резьбы детали конструкции. Винты или шпильки ставят в случаях, когда невозможно обеспечить удобный доступ к гайке или толщина деталей слишком велика.

Резьбовые соединения по сравнению с соединениями других видов обладают рядом преимуществ и недостатков.

К достоинствам резьбовых соединений относят:

- высокую надежность соединения;
- технологичность изготовления и простоту монтажа;
- относительно малые габариты и вес крепежных деталей;
- регулирование степени затяжки соединения;
- разъемность.

Недостатками резьбовых соединений являются:

- усложнение конструкции соединяемых деталей за счет сверления отверстий, необходимости наличия фланцев, подготовки опорных поверхностей и доступа к ним, обеспечения стопорения и др.;
- саморазвинчивание соединения вследствие действия вибраций, ударов, относительных движений деталей из-за недостаточной затяжки или в случаях, когда детали образуют кинематическую пару.

Способы изготовления и материалы крепежных деталей. Основными способами изготовления резьб являются *нарезка* и *накатка*. Реже применяют литье (из пластмасс, стекла и др.) и выдавливание (на тонкостенных изделиях).

Нарезку производят на токарно-винторезных и резьбофрезерных станках, иногда вручную. Применяемый инструмент – резцы, гребенки, резьбовые головки, фрезы, а при ручной нарезке – плашки и метчики.

Накатка представляет собой более производительный способ, заключающийся в пластическом выдавливании резьбовых канавок. При накатке происходит упрочнение материала, поэтому накатанные детали обеспечивают большую прочность соединению.

Классы прочности. Крепежные детали подразделяют на классы прочности, в зависимости от марок сталей, применяемых при их производстве. Соответствующая классификация приведена в таблице:

Классы прочности крепежных деталей из углеродистых и легированных сталей

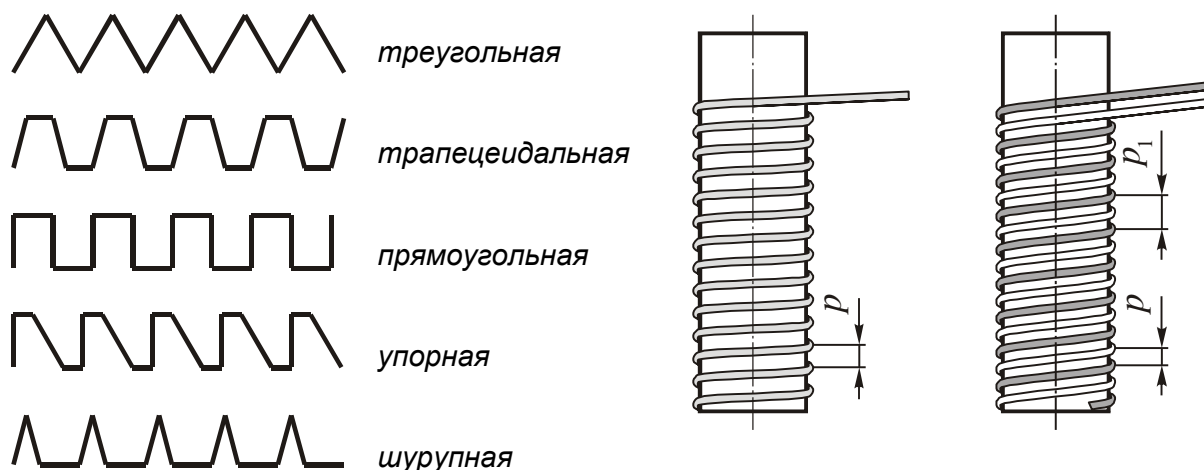
Марка стали	Класс прочности		Марка стали	Класс прочности	
	болта	гайки		болта	гайки
Ст3; 10	3.6	4	35; 45; 40Г;	6.6	8
20	4.6	5	35Х; 38ХА; 45Г	8.8	10
30; 35	5.6	6	40Г2; 40Х; 30ХГСА; 16ХСН	10.9	12

Цифры, обозначающие класс прочности, несут следующую информационную нагрузку: первая цифра, умноженная на 100, определяет минимальное значение предела прочности материала детали; вторая цифра, перемноженная с первой и дополнительно умноженная на 10, определяет минимальную величину предела текучести. Так, если болт из стали 20 имеет класс прочности 4.6, значения указанных выше характеристик: $\sigma_b = 400$ МПа; $\sigma_T = 240$ МПа. Как видно из таблицы, гайка имеет более высокий класс прочности по сравнению с болтом. Предел прочности материала гайки, имеющей класс прочности 5, составит $\sigma_b = 500$ МПа. Вторая цифра класса прочности гайки отсутствует, поскольку предел текучести ее материала не столь существен.

3. Классификация резьб

В зависимости от назначения в машиностроении используют резьбы разных видов. По форме поверхности деталей различают *цилиндрическую* и *коническую* резьбу. Последняя находит ограниченное применение в плотных герметичных соединениях труб, арматуры трубопроводов, пробок, масленок.

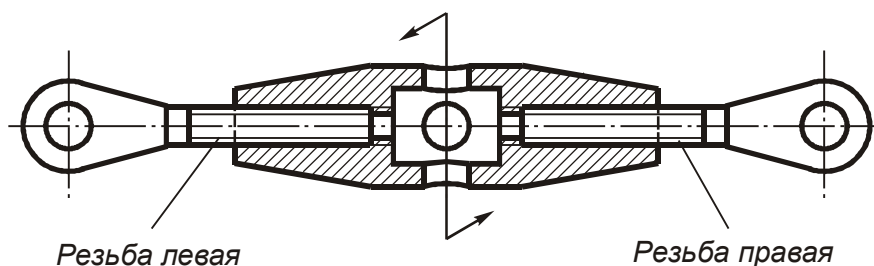
Различают *крепежные*, *крепежно-уплотняющие* и *ходовые* резьбы. Крепежная резьба применяется в большинстве соединений деталей машин. Крепежно-уплотняющая имеет дополнительную функцию по герметизации соединения, а ходовая служит для передачи движения в винтовых механизмах.



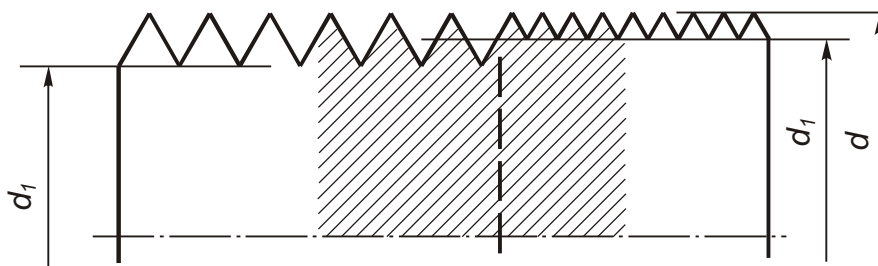
По форме профиля резьбы делят на *треугольные, трапецидальные, прямоугольные, упорные, шурупные, круглые* и др. В качестве крепежной в машиностроении используют, главным образом, резьбу треугольного профиля. Также находит применение круглая и шурупная крепежная резьба. Резьбы прямоугольного, трапецидального и упорного профилей – ходовые, они характеризуются более высоким КПД при передаче движения.

Резьба может быть *однозаходной* или *многозаходной*. В соединениях используют исключительно однозаходную резьбу. Многозаходная резьба применяется в винтовых механизмах, где позволяет уменьшить передаточное отношение и повысить КПД механизма, а также способствует преодолению самоторможения и созданию условий для обратной передачи движения: от поступательно движущейся гайки – вращающемуся винту.

По направлению винтовой линии различают *правую* и *левую* резьбу. Левая резьба используется с целью предотвращения саморазвинчивания в достаточно редких случаях: ось левой педали велосипеда, гайка на точиле, закрепляющая левый точильный круг (при вращении на оператора), и т. п. Также встречаются механизмы и приспособления с сочетанием правой и левой резьбы: винтовой пресс или талреп, изображенный на рисунке ниже.



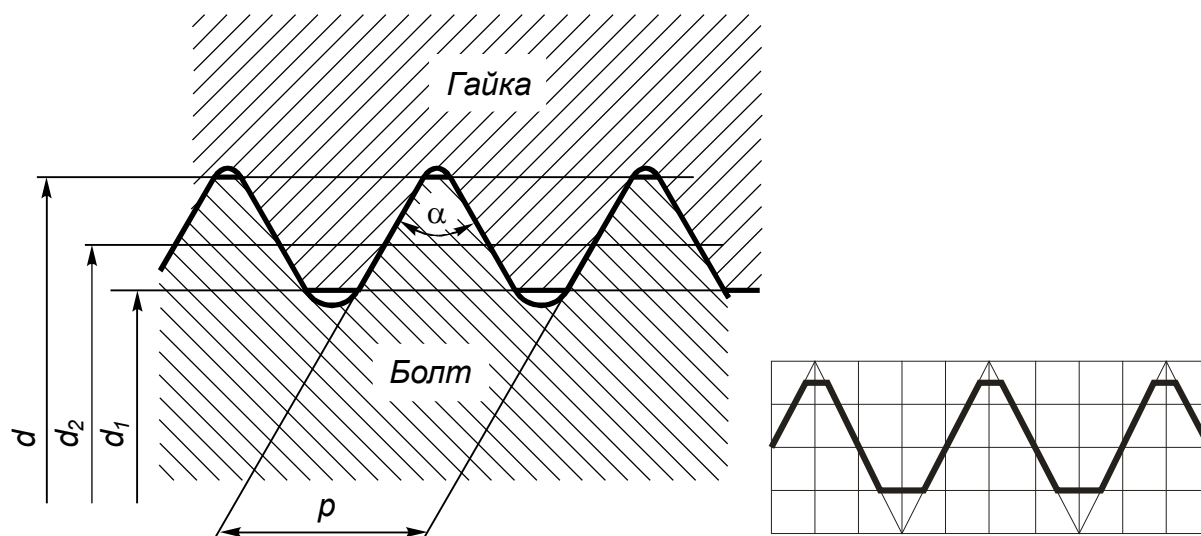
Основной крепежной резьбой является *метрическая* резьба, имеющая треугольный профиль. Применяемая в некоторых странах *дюймовая* резьба неуклонно теряет свои позиции и постепенно вытесняется метрической. Метрическая резьба может быть *крупной* и *мелкой*. Примеры обозначения крупной резьбы – М8, М12, М24, где буква М означает «метрическая», а цифра указывает внешний номинальный диаметр резьбы в миллиметрах.



Крупная и мелкая резьба при одинаковом внешнем диаметре d

Мелкая резьба для каждого номинального диаметра имеет несколько типоразмеров, отличающихся шагом резьбы, величину которого дополнительно указывают после знака \times . Например, $M24 \times 2$; $M24 \times 1,5$; $M24 \times 1$. Мелкая резьба образует более мелкую винтовую канавку на поверхности крепежной детали и в меньшей степени уменьшает ее прочность. С другой стороны, мелкая резьба более чувствительна к ошибкам изготовления, она требует более точного исполнения и аккуратного монтажа, что в большой степени ограничивает ее применение.

4. Геометрические параметры резьбы



Главным параметром, определяющим остальные размеры резьбы, является ее наружный, или основной, диаметр, обозначаемый буквой d .

Производными параметрами от внешнего диаметра d являются:

d_1 – внутренний диаметр;

d_2 – средний диаметр, определяющий некую среднюю поверхность, на которой толщина выступа и ширина впадины винтовой канавки одинаковы. Средний диаметр не является средним арифметическим внутреннего и наружного диаметров. Для каждого конкретного вида резьбы он определяется действующим стандартом;

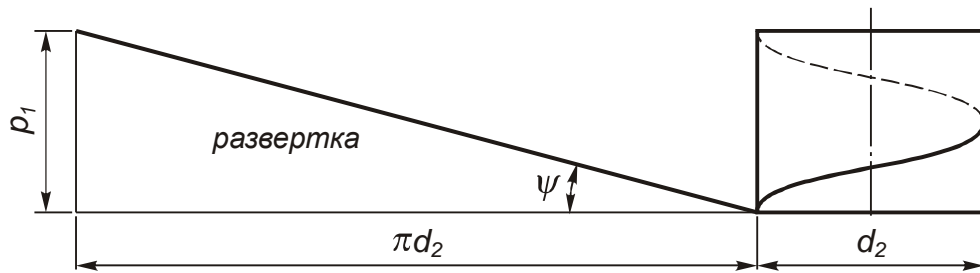
P – шаг резьбы, или расстояние между соседними витками, измеренное в осевом направлении;

P_1 – ход резьбы, равный поступательному перемещению болта относительно гайки за один оборот. Для однозаходной резьбы $P_1 = P$, для n -заходной $P_1 = nP$ (см. рисунок);

α – угол профиля. Для метрической резьбы его значение составляет 60° , для дюймовой и трубной – 55° ;

ψ – угол подъема резьбы, иначе, угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру. На рисунке внизу изображена развертка винтовой линии по высоте одного витка. Она представляет собой прямоугольный треугольник с катетами p_1 и πd_2 . Очевидно, что угол ψ определяется формулой

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_1}{\pi d_2} = \frac{n P}{\pi d_2}.$$



Все перечисленные, а также некоторые другие параметры резьбы стандартизованы и приводятся в таблицах соответствующих стандартов. В следующей таблице даны размеры наиболее употребительных номиналов крупной метрической резьбы.

Трение в резьбе

Определим силы трения, преодолеваемые болтом при ввинчивании его в гайку. Чтобы избежать интегрирования распределенной по виткам резьбы нагрузки, воспользуемся точечной моделью контакта, когда реакция гайки приложена к некоторой точке на расстоянии среднего радиуса резьбы $r_2 = d_2/2$ от осевой линии.

Если пренебречь сравнительно небольшим подъемом резьбы, нормальная составляющая N реакции гайки будет лежать в плоскости рисунка и составлять угол $\alpha/2$ с осевым направлением. Ее величина зависит от осевого усилия F в болте и находится из условия его равновесия относительно вертикальной оси:

$$N = \frac{F}{\cos(\alpha/2)}.$$

Другая составляющая реакции – сила трения

$$F_{\text{тр}} = fN = \frac{fF}{\cos(\alpha/2)}$$

направлена перпендикулярно плоскости рисунка.

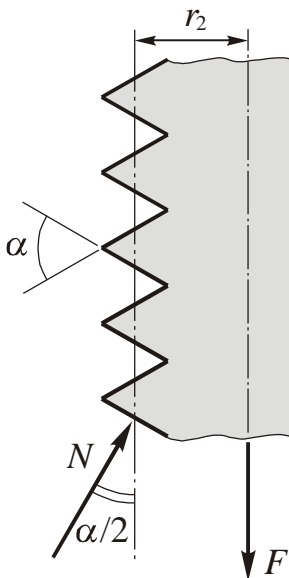
Если ввести в рассмотрение так называемый приведенный коэффициент трения, определяемый формулой

$$f_{\text{пр}} = \frac{f}{\cos(\alpha/2)}, \quad (1)$$

силе трения можно придать более простой привычный вид:

$$F_{\text{тр}} = f_{\text{пр}} F.$$

Расчет по формуле (1) дает следующие значения приведенного коэффициента трения:



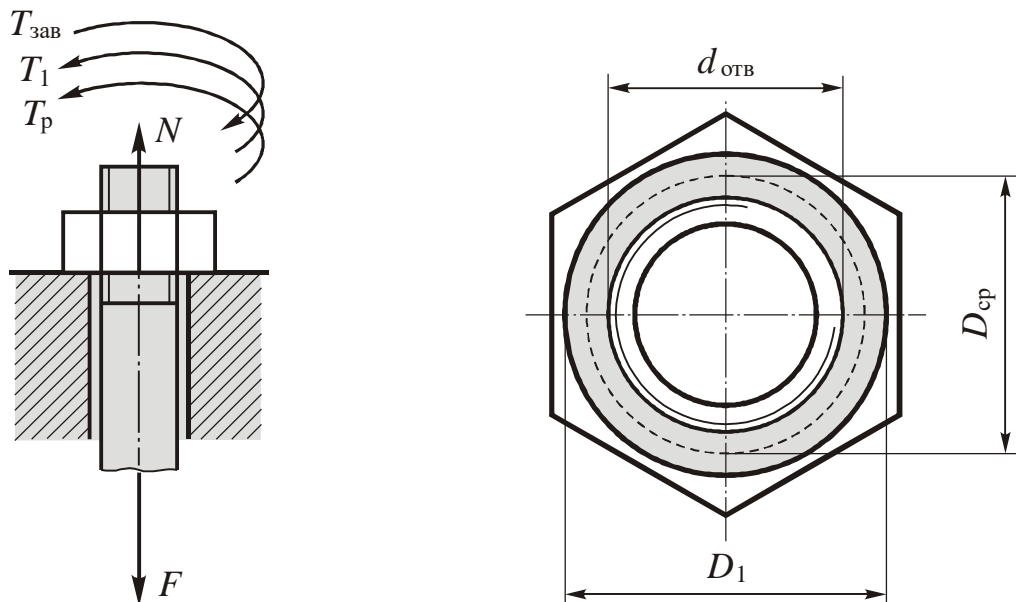
Значения приведенного коэффициента трения

Вид резьбы	Угол уклона рабочей поверхности	Приведенный коэффициент трения
Метрическая крепежная	$\alpha/2 = 30^\circ$	$f_{\text{пр}} = 1,15 f$
Трапецеидальная	$\alpha/2 = 15^\circ$	$f_{\text{пр}} = 1,04 f$
Упорная	3°	$f_{\text{пр}} \approx f$
Прямоугольная	0°	$f_{\text{пр}} = f$

Сравнение данных таблицы позволяет сделать вывод о том, что крепежная резьба, благодаря треугольному профилю, обладает более высокими показателями трения в сравнении с ходовыми резьбами, что в меньшей степени способствует саморазвинчиванию соединений. С другой стороны, сравнительно малое трение в ходовых резьбах повышает КПД винтовых механизмов.

Теория винтовой пары

Теория винтовой пары устанавливает основные силовые зависимости, имеющие место в резьбовых соединениях деталей машин, а также в винтовых механизмах.



Рассмотрим силы, действующие на гайку при затяжке соединения. Со стороны гаечного ключа на нее действует момент завинчивания $T_{\text{зав}}$. Этому моменту со стороны детали противодействует момент T_1 сил трения на опорном торце гайки, а со стороны винта – момент T_p сил сопротивления в резьбе. Кроме моментной нагрузки на гайку действуют две силы вертикального направления: осевая сила F_x , равная продольному усилию в винте, и нормальная реакция N со стороны опорной поверхности детали.

Уравнение моментов относительно оси винта дает:

$$T_{\text{зав}} = T_1 + T_p.$$

Найдем каждый из моментов суммы в правой части этого равенства. Элементарные силы трения на опорном торце гайки распределены по кольцевой области, имеющей средний диаметр $D_{\text{ср}} = (D_1 + d_{\text{отв}})/2$, где D_1 и $d_{\text{отв}}$ – габаритный диаметр этого кольца и диаметр отверстия в детали, соответственно.

Момент сил трения на опорном торце гайки

$$T_1 = F_{\text{тр}} \cdot 0,5D_{\text{ср}} = 0,5fND_{\text{ср}},$$

где f – коэффициент трения между гайкой и деталью. Поскольку нормальная реакция равна осевому усилию в винте,

$$T_1 = 0,5fF_x D_{\text{ср}}.$$

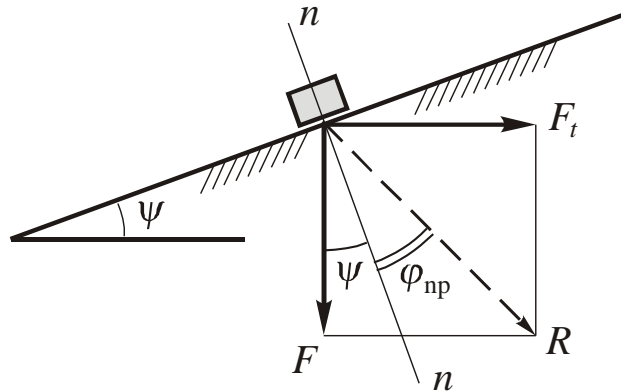
Несколько сложнее определить момент сил сопротивления в резьбе. Для этого будем рассматривать навинчивание гайки на винт с помощью более простой модели движения: подъемом ползуна по наклонной плоскости с углом подъема резьбы ψ .

Условием равномерного подъема ползуна является отклонение полной силы R , с которой ползун действует на наклонную плоскость, от нормали на приведенный угол трения φ' в сторону движения. Здесь

$$\varphi' = \text{arctg } f_{\text{пр}}.$$

Как видно из рисунка, окружная и осевая составляющие полной силы при этом будут связаны соотношением

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



Момент сопротивления в резьбе равен произведению окружной силы на средний радиус резьбы:

$$T_p = 0,5F_t d_2 = 0,5F_x d_2 \text{tg}(\varphi' + \psi).$$

Возвращаясь к исходной формуле, находим искомый момент завинчивания:

$$T_{\text{зав}} = 0,5F_x d_2 [(D_{\text{ср}}/d_2)f + \text{tg}(\varphi' + \psi)].$$

Аналогичным способом выводится формула для момента отвинчивания – момента, который рабочий прикладывает к гаечному ключу при отвинчивании гайки:

$$T_{\text{отв}} = 0,5F_x d_2 [(D_{\text{ср}}/d_2)f + \text{tg}(\varphi' - \psi)].$$

Знак «минус» перед ψ обусловлен тем, что при отвинчивании ползун введенной выше модели совершает не подъем, а спуск.

Две последние формулы являются основными формулами теории винтовой пары. Их широко применяют для расчета затяжки резьбовых соединений и при исследовании движения винтовых механизмов.

Самоторможение в винтовой паре. При отсутствии в резьбовом соединении специальных фиксирующих приспособлений единственным фактором, предохраняющим винтовую пару от саморазвинчивания, являются силы трения. Под самоторможением будем понимать способность пары за счет *внутренних* сил трения в резьбе противостоять самопроизвольному развинчиванию. Внешнее трение на опорном торце гайки, равно как и другие фиксирующие соединение факторы, в расчет не берутся. Для вывода условия самоторможения положим коэффициент трения f равным нулю, тем самым исключив из рассмотрения момент трения на опорном торце гайки. Теперь выражение для момента отвинчивания примет вид:

$$T_{\text{отв}} = 0,5F_x d_2 \operatorname{tg}(\varphi' - \psi).$$

Саморазвинчивание соединения означает, что гайка сползает сама, без приложения рабочих усилий к гаечному ключу, т. е. при нулевом значении $T_{\text{отв}}$. Приравнявая последний нулю, получаем предельное условие

$$\operatorname{tg}(\varphi' - \psi) = 0 \rightarrow \varphi' = \psi.$$

Далее возможны два варианта. Пусть приведенный угол трения в резьбе меньше угла подъема: $\varphi' < \psi$. В этом случае сил трения оказывается недостаточно для предотвращения сползания гайки и происходит саморазвинчивание соединения. Во втором варианте $\varphi' > \psi$. Для такого соотношения углов момент отвинчивания в формуле будет положительным, следовательно, мы будем наблюдать самоторможение в резьбе. Для откручивания же гайки будет необходим гаечный ключ. Таким образом, условие самоторможения в винтовой паре имеет вид:

$$\varphi' > \psi.$$

Следует заметить, что для крепежных резьб значения приведенного угла трения лежат в пределах $\varphi' = 6 \dots 16^\circ$, а среднее значение угла подъема составляет $\psi \approx 3^\circ$. На основании условия самоторможения можно сделать вывод: *все крепежные резьбы самотормозящие*. И другой вывод: мелкие резьбы по сравнению с крупными обладают большей способностью к самоторможению, поскольку угол подъема у них меньше.

5. Расчет резьбовых соединений на прочность

Расчет незатянутого соединения. Пусть стержень болта нагружен внешней растягивающей силой и работает только на *растяжение*. Разрушение болта в этом случае представляет собой разрыв на ослабленном резьбой участке ниже гайки по сечению площадью $\pi d_1^2 / 4$, где d_1 – внутренний диаметр резьбы. Условие прочности по напряжениям растяжения принимает вид:

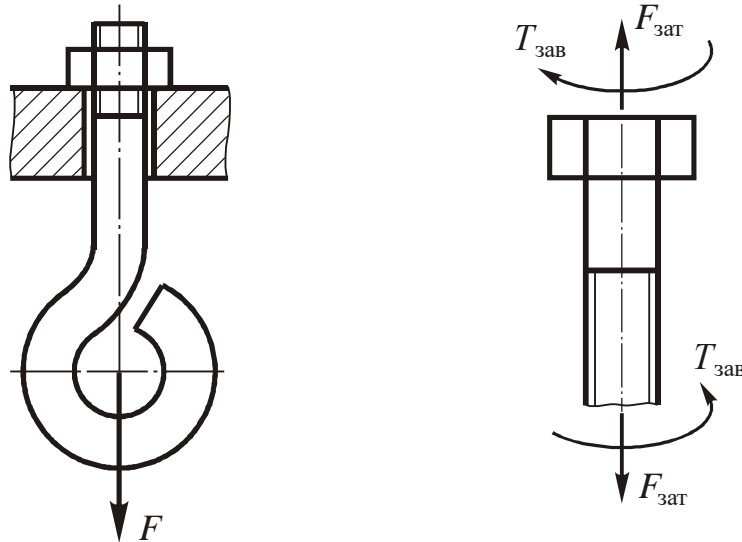
$$\sigma_p = \frac{4F_x}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p],$$

где σ_p и $[\sigma_p]$ – расчетное и допускаемое нормальные напряжения.

По данному условию определяют внутренний диаметр:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_x}{\pi[\sigma_p]}}.$$

Далее по ГОСТ подбирают необходимый номинал резьбы.



Расчет затянутого соединения. Рассмотрим случай, когда болт испытывает *растяжение* и *кручение*, обусловленные затяжкой соединения. Последующая дополнительная нагрузка на соединение отсутствует. На тело болта действуют момент завинчивания $T_{зав}$ и осевое усилие F_x , также называемое силой затяжки, поскольку именно с такой силой болт сжимает соединяемые детали. Расчет ведут по эквивалентным напряжениям энергетической теории прочности:

$$\sigma_{эКВ}^{IV} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2},$$

где σ_p – нормальные напряжения в поперечном сечении болта, обусловленные продольным усилием $F_{зат}$, а τ_k – касательные напряжения в том же сечении, вызванные моментом $T_{зав}$.

$$\sigma_{эКВ}^{IV} = \sigma_p \sqrt{1 + 3 \frac{\tau_k^2}{\sigma_p^2}} = k\sigma_p,$$

Как показывают расчеты, в основу которых положена основная формула теории винтовой пары, значение множителя k для метрических крепежных резьб в среднем составляет 1,3. Ориентируясь на эти результаты, для простоты полагают $\sigma_{эКВ} = 1,3 \sigma_p$.

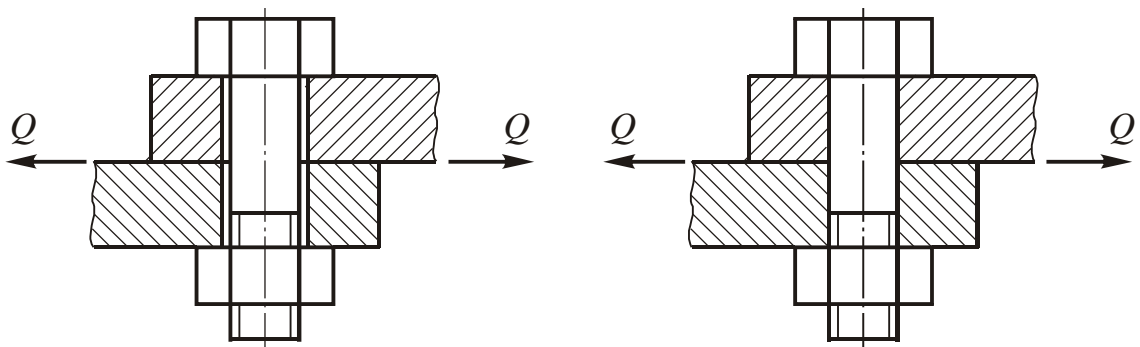
В свете сказанного условие прочности затянутого соединения, не подверженного дополнительной нагрузке, записывают в виде:

$$\sigma_{\text{экв}} = 1,3 \frac{4F_x}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p].$$

Подбор крепежной резьбы производят по внутреннему диаметру, определяемому формулой

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{1,3 \cdot 4F_x}{\pi [\sigma_p]}}.$$

Расчет соединений при сдвигающей нагрузке. Рассмотрим случай, когда на соединение действует нагрузка Q , сдвигающая детали в плоскости их контакта. Здесь возможны два варианта постановки болтов: с зазором и без зазора. Рассмотрим каждый из них отдельно.



Постановка болта с зазором (слева) и без зазора (справа)

Постановка с зазором. Это наиболее простой вариант соединения, не требующий высокой точности разметки и сверловки. Для компенсации несовпадения центров отверстий их диаметр увеличивают. Таким образом появляется зазор, наличие которого вызывает люфт, детали получают возможность ограниченного движения, которое при знакопеременных динамических нагрузках способствует прогрессирующему смятию отверстий деталей и тела болта.

Критерием работоспособности является отсутствие относительного движения деталей, что достигается затяжкой соединения до степени, при которой сила трения между деталями превысит нагрузку Q :

$$F_{\text{тр}} > Q.$$

Введением коэффициента запаса по сдвигу деталей K полученное неравенство можно записать в виде равенства:

$$F_{\text{тр}} = KQ.$$

Значения коэффициента запаса по сдвигу деталей $K = 1,3 \dots 1,5$ при постоянной нагрузке и $K = 1,8 \dots 2,0$ – при переменной.

По закону трения сила трения пропорциональна силе давления между деталями: $F_{\text{тр}} = fF_x$. Требуемая осевая сила затяжки болта

$$F_x = KQ / f.$$

Полученное выражение подставляют в условие прочности затянутого соединения:

$$\sigma_{\text{экв}} = 1,3 \frac{4F_x}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p] \rightarrow \sigma_{\text{экв}} = 1,3 \frac{4KQ}{\pi f d_1^2} \leq [\sigma_p].$$

Постановка без зазора. Постановка болтов без зазора требует высокой точности сверловки, калибровки и совпадения центров отверстий, исключаяющей наличие люфта и взаимного смещения деталей. Такое соединение рассматривают как незатянутое. Внешняя нагрузка Q , в отличие от предыдущего случая, передается непосредственно на болт и может вызвать его срез или смятие. Расчет ведут по условиям:

$$\tau_c = \frac{Q}{A_{\text{ср}}} \leq [\tau_c]; \quad \sigma_{\text{см}} = \frac{Q}{A_{\text{см}}} \leq [\sigma_{\text{см}}].$$

Как ясно из рисунка срез болта происходит по поперечному сечению номинального диаметра резьбы d . Площадь среза $A_{\text{ср}} = \pi d^2/4$. Условие прочности болта на срез:

$$\tau_c = \frac{4Q}{\pi d^2} \leq [\tau_c].$$

Расчет на смятие производят как дополнительный проверочный расчет при малой толщине соединяемых деталей. Площадь смятия определяют по наиболее тонкой детали, толщину которой обозначим δ_{min} , или по длине h наиболее сминаемой части болта. Для простоты рассматривают условную эпюру распределения напряжений смятия по половине цилиндрической поверхности контакта болта с деталью. Закон распределения принимают постоянным. В этом случае, как было показано выше при расчете ходовой резьбы на смятие, нагружение нормальным давлением $\sigma_{\text{см}}$ по цилиндрической поверхности в равновесном плане эквивалентно нагружению этим же давлением по проекции цилиндрической поверхности на плоскость, перпендикулярную силе Q . При этом площадь смятия $A_{\text{см}} = d\delta_{\text{min}}$ или $A_{\text{см}} = dh$. Условие прочности на смятие принимает вид:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{Q}{d\delta_{\text{min}}} \leq [\sigma_{\text{см}}],$$

где $\sigma_{\text{см}}$ и $[\sigma_{\text{см}}]$ – расчетное и допускаемое напряжения смятия.

Постановка без зазора, хотя и является дорогостоящей, обеспечивает существенно бóльшую прочность соединения и позволяет уменьшить номинальный диаметр болтов более чем в два раза.