

Лекция 2

СОЕДИНЕНИЯ. ОСНОВНЫЕ ВИДЫ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ. ТЕОРИЯ ВИНТОВЫХ ПАР

План лекции:

1. Разновидности, оценка и применение резьбовых соединений.
2. Теория винтовой пары.

1. Разновидности, оценка и применение резьбовых соединений

Детали, составляющие машину, связаны между собой тем или иным способом. Эти **связи** можно разделить **на подвижные** (различного рода шарниры, подшипники, зацепления и пр.) и **неподвижные** (резьбовые, сварные, шпоночные и др.).

Неподвижные связи в технике называют соединениями.

По признаку разъемности все виды соединений можно разделить **на разъемные и неразъемные.**

Разъемные соединения позволяют разъединять детали без их повреждения. **К ним относятся** резьбовые, штифтовые, клеммовые, шпоночные, шлицевые и профильные соединения.

Неразъемные соединения не позволяют разъединять детали без их повреждения. Применение неразъемных соединений обусловлено в основном технологическими и экономическими требованиями. **К этой группе** соединений относятся заклепочные, сварные и соединения с натягом (прессовые)

Основным критерием работоспособности и расчета соединений является прочность.

Необходимо стремиться к тому, чтобы **соединение было равнопрочным с соединяемыми элементами.**

Наличие соединения, которое обладает прочностью, составляющей, например, **0,8** от прочности самих деталей, свидетельствует о том, что **20%** нагрузочной способности этих деталей или соответствующая часть металла конструкции не используется.

2. Резьбовые соединения

Резьба (**рис. 2.1**) – выступы, образованные на основной поверхности винтов или гаек и расположенные по винтовой линии.

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

Наиболее распространена цилиндрическая резьба. Коническую резьбу применяют для плотных соединений труб, масленок, пробок и т.п.

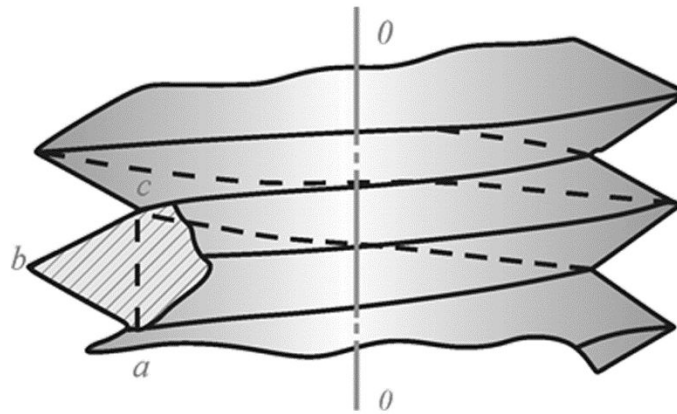


Рис.2.1

Профиль резьбы — контур (например, *abc*) сечения резьбы в плоскости, проходящей через ось основной поверхности. По форме профиля **различают** **треугольные, прямоугольные, трапецеидальные, круглые и другие резьбы.**

По направлению винтовой линии различают **правую и левую** резьбы.

У **правой резьбы** винтовая линия идет слева направо и вверх, у **левой** — справа налево и вверх. Наиболее распространена **правая резьба**. **Левую резьбу** применяют только в специальных случаях.

Если витки резьбы расположены по двум или нескольким параллельным винтовым линиям, то они образуют многозаходную резьбу. По числу захода различают **однозаходную, двухзаходную** и т. д. резьбы.

Наиболее распространена **однозаходная резьба**. Все крепежные резьбы однозаходные. **Многозаходные резьбы** применяются преимущественно в винтовых механизмах. Число заходов больше трех применяют редко.

Геометрические параметры резьбы

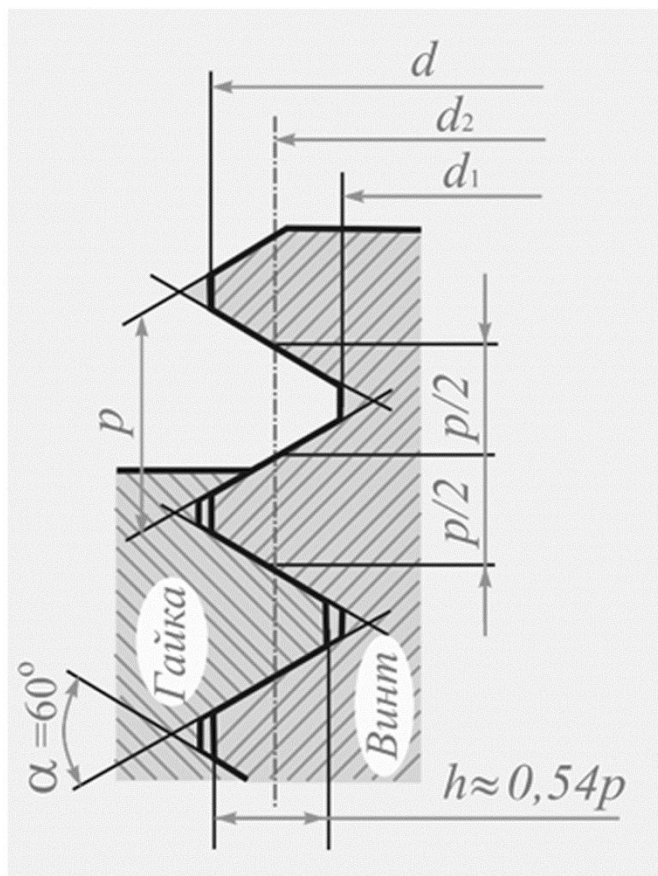


Рис.2.2

d – наружный диаметр;

d_1 – внутренний диаметр (номинальные значения d и d_1 одинаковы для винта и гайки, зазоры во впадинах образуют за счет предельных отклонений размеров диаметров);

d_2 – средний диаметр (диаметр воображаемого цилиндра, образующая которого пересекает резьб в таком месте, где ширина выступа равна ширине впадины);

h – рабочая высота профиля, по которой соприкасаются боковые стороны резьб винта и гайки;

p – шаг (расстояние между одноименными сторонами соседних профилей, измеренное в направлении оси резьбы);

p_1 – ход (поступательное перемещение образующего профиля за один оборот или относительное осевое перемещение гайки за один оборот).

Для однозаходной резьбы $p_1 = p$; для многозаходной

$p_1 = np$, где n – число заходов;

α – угол профиля;

ψ – угол подъема (угол подъема развертки винтовой линии по среднему диаметру; рис.2.3)

$$\operatorname{tg} \psi = p_1 / (\pi d_2) = np / (\pi d_2) \quad (2.1)$$

Все геометрические параметры резьб и допуски на их размеры стандартизованы.

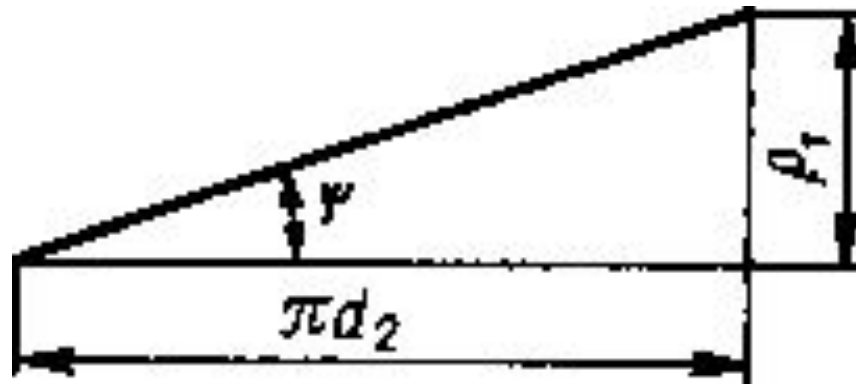


Рис.2.3

Резьбы крепежные: *метрическая* с треугольным профилем (см. рис. 2.2) – основная крепежная резьба; *трубная* (рис. 2.4, а) – треугольная со скругленными вершинами и впадинами; *круглая* (рис. 2.4, б); *резьба винтов для дерева* (рис. 2.4, в).

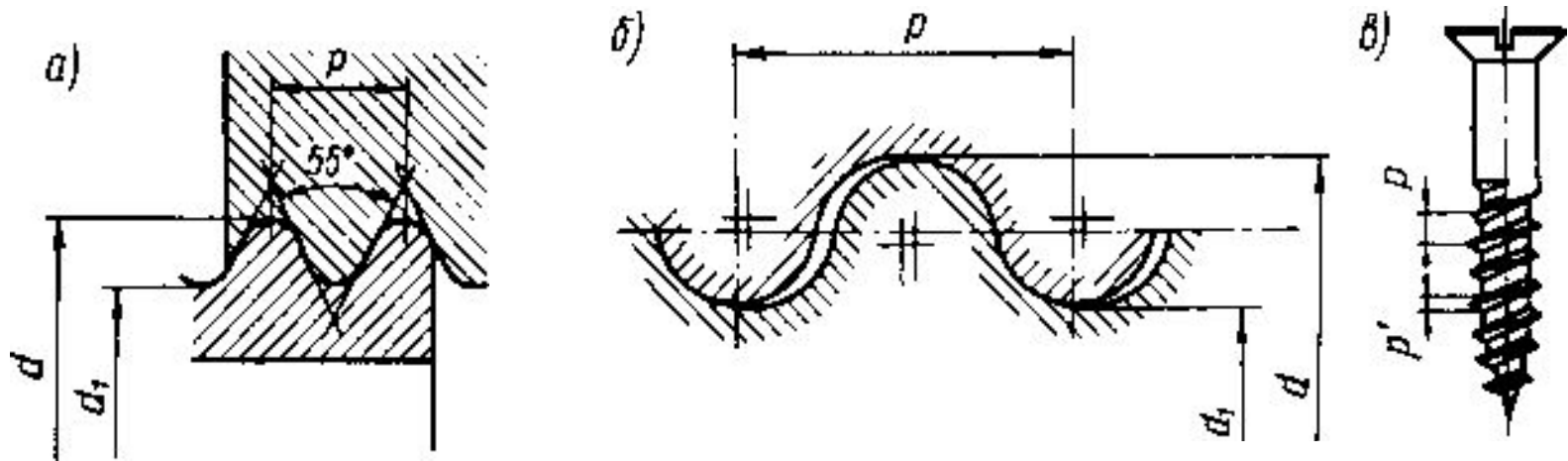


Рис. 2.4

Резьбы винтовых механизмов (ходовые резьбы):

прямоугольная (рис.2.5, а);

трапецеидальная симметричная (рис. 2.5, б);

трапецеидальная несимметричная, или упорная (рис. 2.5, в).

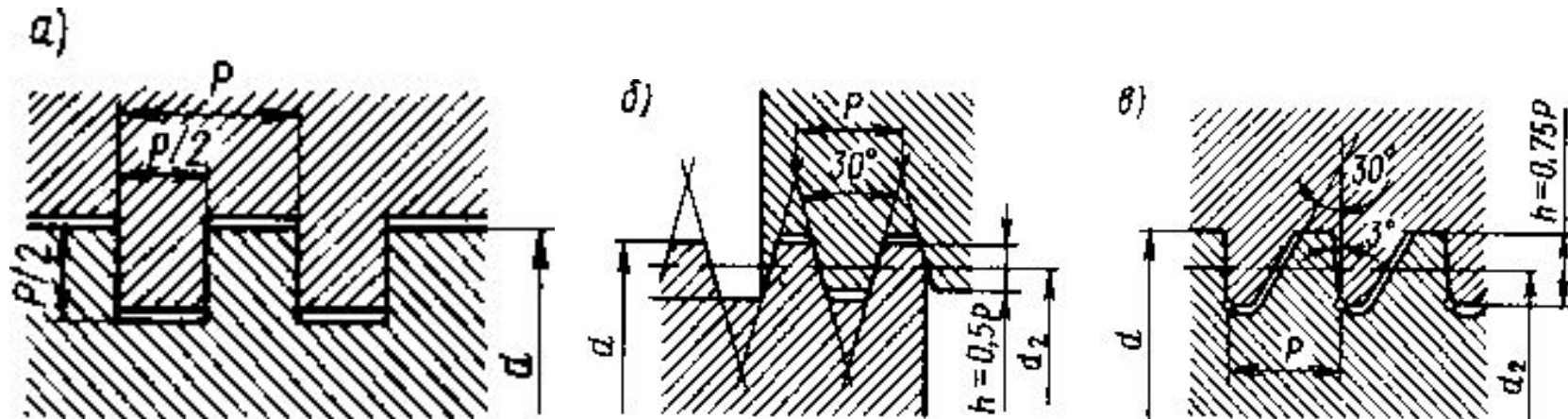


Рис. 2.5

3. Основные типы крепежных деталей

Геометрические **формы** и **размеры** **крепежных деталей** не рассматриваются, так как они весьма разнообразны и с исчерпывающей полнотой описаны в **справочниках** и **стандартах** крепежных изделий.

Для соединения деталей применяют **болты** (винты с гайками, **рис. 2.6, а**), **винты** (**рис. 2.6, б**), **шпильки с гайками** (**рис. 2.6, в**).

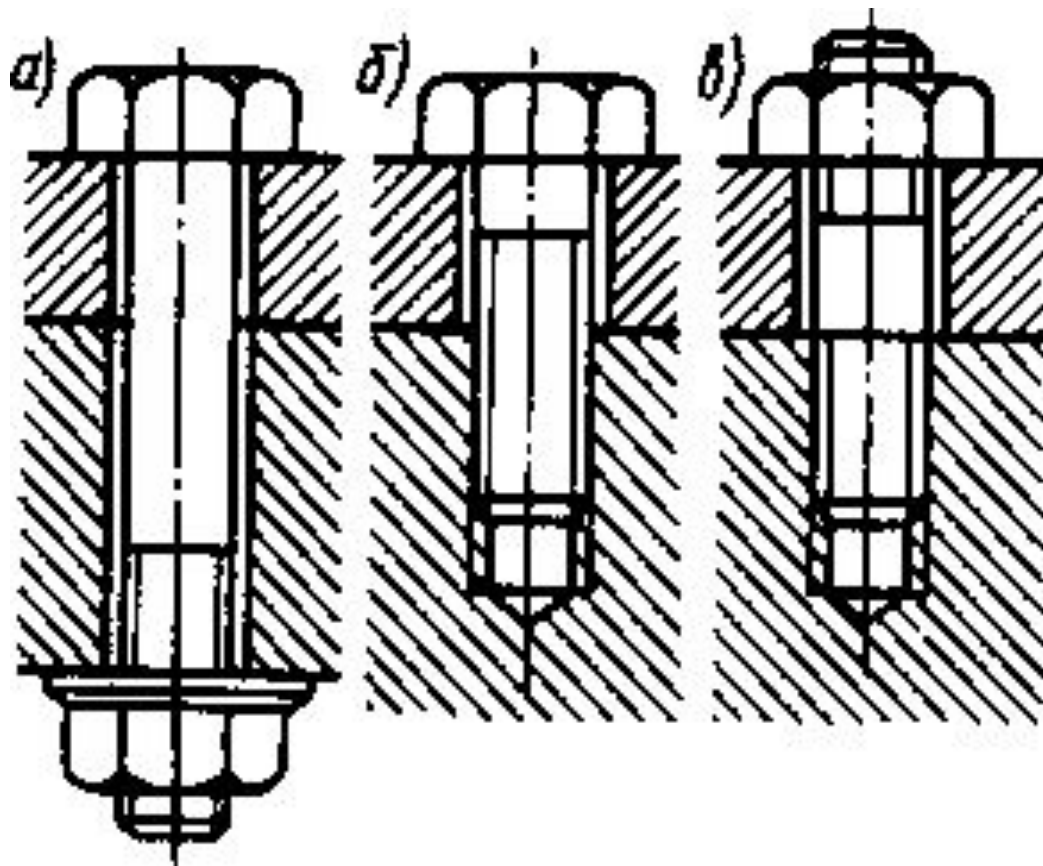



Рис. 2.6

Основным преимуществом болтового соединения является то, что при нем **не требуется нарезать резьбу** в соединяемых деталях.



Винты и шпильки применяют в тех случаях, когда постановка болта невозможна или нерациональна.

Например, нет места для размещения гайки (головки), нет доступа к гайке (головке), при большой толщине детали необходимы глубокое сверление и длинный болт и т. п.

4. Способы стопорения резьбовых соединений

Самоотвинчивание разрушает соединения и может привести к аварии.

Предохранение от самоотвинчивания весьма важно для повышения надежности резьбовых соединений и совершенно необходимо при вибрациях, переменных и ударных нагрузках. Вибрации понижают трение и нарушают условие самоторможения в резьбе.

На практике применяют следующие **три основных принципа стопорения.**

1. Повышают и стабилизируют трение в резьбе путем постановки **контргайки 1** (рис. 2.7, *а*), пружинной **шайбы 2** (рис. 2.7, *б*), применения резьбовых пар с натягом в резьбе и т. п.

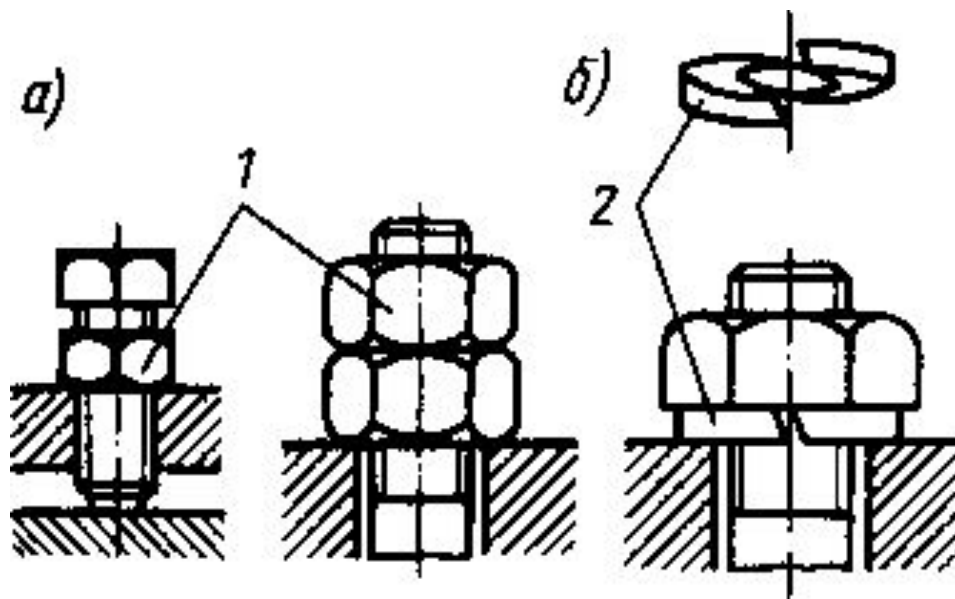


Рис. 2.7

2. Гайку жестко соединяют со стержнем винта, например, с помощью шплинта (рис. 2.8) или прошивают группу винтов проволокой (рис. 2.9). Способы стопорения этой группы позволяют производить только ступенчатую регулировку затяжки соединения.

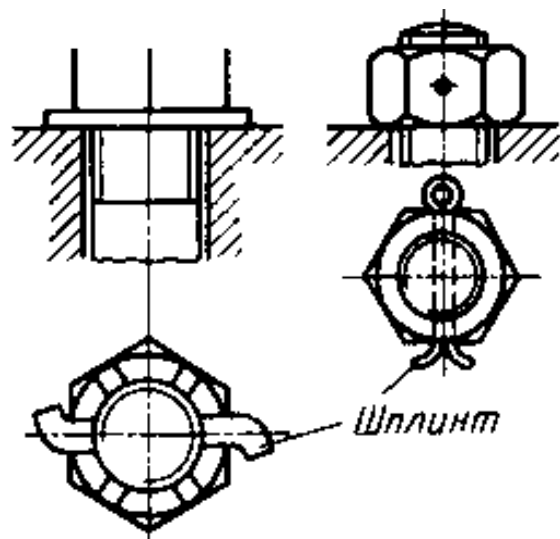


Рис. 2.8

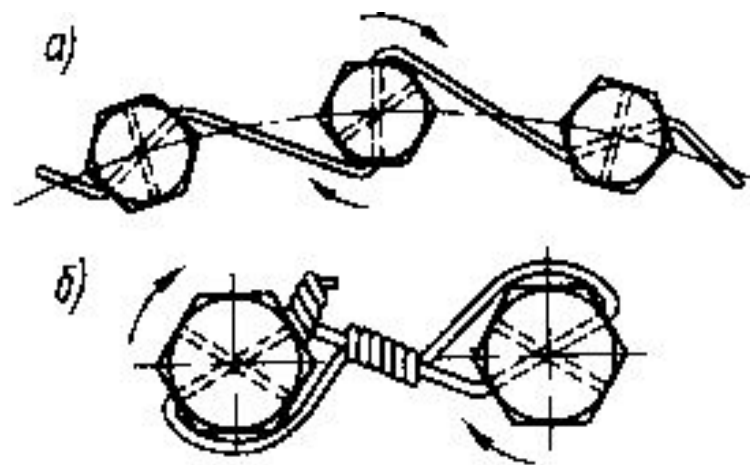


Рис. 2.9

3. Гайку жестко соединяют с деталью, например, с помощью специальной шайбы (рис. 2.10, а) или планки (рис. 2.10, б).

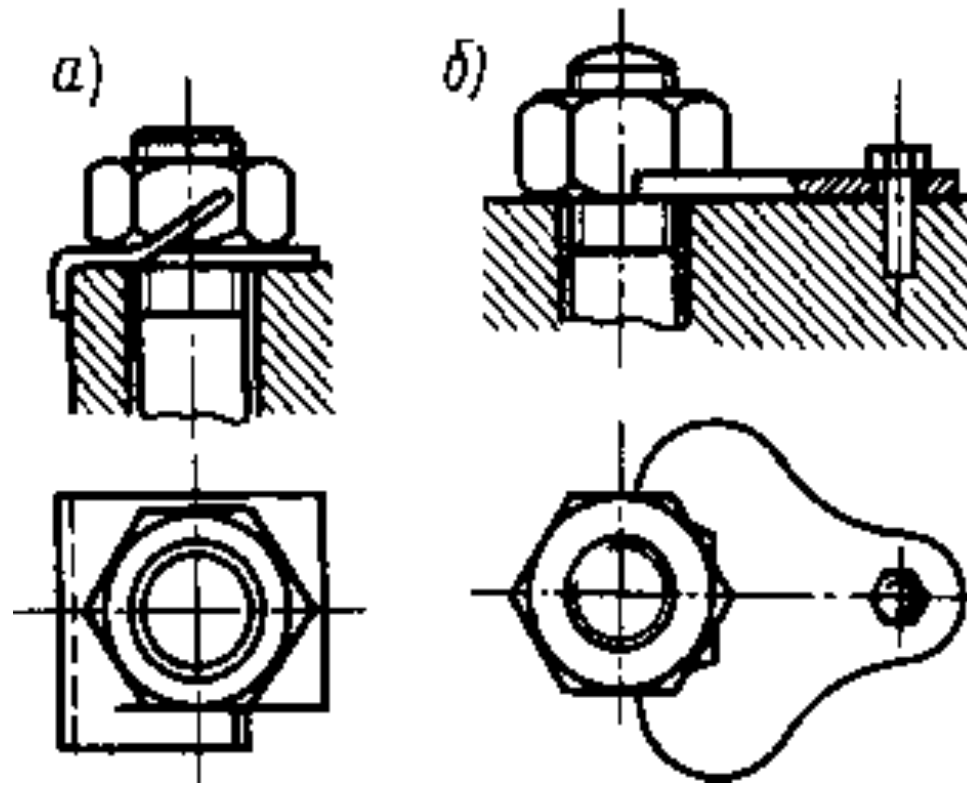


Рис. 2.10

4. Теория винтовой пары

Зависимость между моментом, приложенным к гайке, и осевой силой винта. Если винт нагружен осевой силой F (рис. 2.11), то для завинчивания гайки к ключу необходимо приложить момент $T_{зав}$, а к стержню винта – реактивный момент T_p , который удерживает стержень от вращения. При этом можно записать

$$T_{зав} = T_T + T_p \quad (2.2)$$

где T_T – момент сил трения на опорном торце гайки;

T_p – момент сил трения в резьбе.

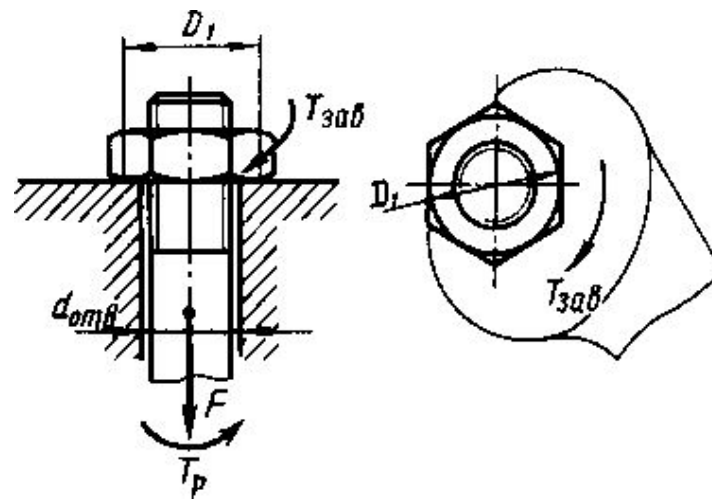


Рис. 2.11

Приведенный радиус сил трения на опорном торце гайки равным среднему радиусу этого торца или $D_{cp}/2$

$$T_T = Ff(D_2/2) \quad (2.3)$$

где $D_{cp} = (D_1 + d_{отв})/2$ – наружный диаметр опорного торца гайки; $d_{отв}$ – диаметр отверстия под винт;

Здесь T_p – не реактивный, а активный момент со стороны ключа, равный $T_{зав} - T_T$

Далее $F_t = Ftg(\psi + \varphi)$ или

$$T_p = 0,5Fd_2tg(\psi + \varphi) \quad (2.4)$$

где ψ – угол подъема резьбы;

$\varphi = arctgf_{пр}$ – угол трения в резьбе;

$f_{пр}$ – приведенный коэффициент трения в резьбе, учитывающий влияние угла профиля

$$T_{зав} = 0,5Fd_2 \left[\left(\frac{D_{cp}}{d} \right) f + tg(\psi + \varphi) \right] \quad (2.5)$$

При отвинчивании гайки окружная сила F_t , и силы трения меняют направление. При этом получим

$$F_t = Ftg(\psi - \varphi) \quad (2.6)$$

Момент отвинчивания с учетом трения на торце гайки,

Полученные зависимости позволяют отметить:

$$T_{отв} = 0,5Fd_2 \left[\left(\frac{D_{cp}}{d} \right) f + tg(\psi - \varphi) \right] \quad (2.7)$$

По формуле можно подсчитать отношение осевой силы винта F к силе F_k , приложенной на ручке ключа, т. е. F/F_k , которое дает выигрыш в силе.

5. Расчет резьбы на прочность

Основные виды разрушения резьб:

крепежных – срез витков,

ходовых – износ витков.

Основными критериями работоспособности и расчета для крепежных резьб являются **прочность**, связанная с напряжениями **среза τ** , а для ходовых резьб – **износостойкость**, связанная с напряжениями **смятия $\sigma_{см}$** (рис. 2.12).

Условия прочности резьбы по напряжениям среза

$$\left. \begin{aligned} \tau &= \text{Для}(\sigma_{\text{срез}}, K_m) \leq [\tau] \\ \tau &= \text{Для}(\sigma_{\text{срез}}, K_m) \leq [\tau] \end{aligned} \right\} \quad (2.8)$$

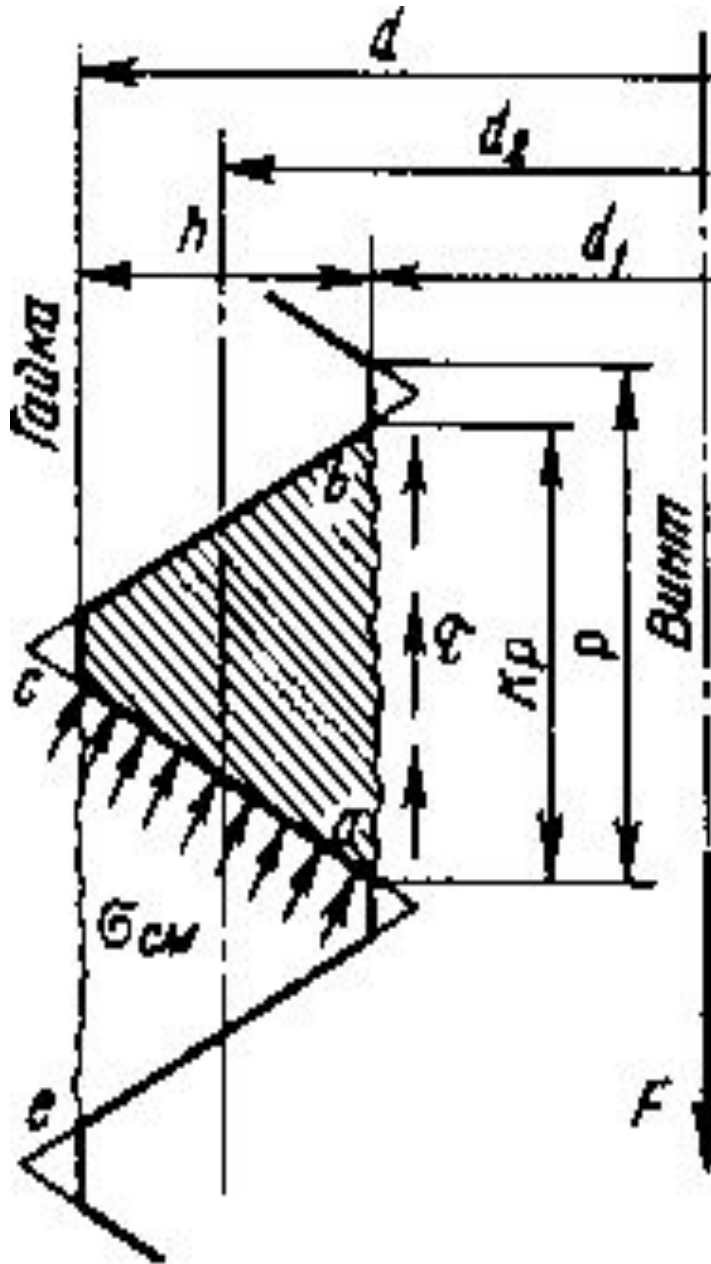


Рис. 2.12

где H – высота гайки или глубина завинчивания винта в деталь;

$K = ab/p$ или

$K = ce/p$ – коэффициент полноты резьбы;

K_m – коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы.

Для треугольной резьбы

$K \approx 0,87,$

для прямоугольной

$K \approx 0,5,$

для трапецеидальной

$K \approx 0,65;$

Если материалы **винта** и **гайки одинаковы**, то по **напряжениям среза** рассчитывают только **резьбу винта**, так как $d_1 < d$.

Условие износостойкости ходовой резьбы по **напряжениям смятия**

(2.9)

$$\sigma_{см} = F / (\pi d_2 h z) \leq [\sigma_{см}]$$

где $z = H/p$ — число рабочих витков (например, число витков гайки).

Высота гайки и глубина завинчивания. Равнопрочность резьбы и стержня винта является одним из условий назначения высоты стандартных гаек.

Учитывая, что $\tau_T \approx 0,6\sigma_T$, запишем условия равнопрочности резьбы на срез и стержня винта на растяжение в виде

$$\tau = F / (\pi d_1 H K K_m) = 0,6\sigma_T = 0,6F / [(\pi/4)d_1^2]$$

откуда при $K = 0,87$ и $K_m \approx 0,6$ получаем

$$H \approx 0,8d_1. \quad (2.10)$$

Здесь $F / [(\pi/4)d_1^2]$ напряжение растяжения в стержне винта, рассчитанное приближенно по внутреннему диаметру резьбы d_1 .

В соответствии с этим высоту нормальных стандартных гаек крепежных изделий принимают

$$H \approx 0,8d. \quad (2.11)$$

Кроме нормальных стандартом предусмотрены высокие $H \approx 1,2d$ и низкие $H \approx 0,5d$ гайки.

Так как $d > d_1$ (например, для крепежной резьбы $d \approx 1,2d_1$), то прочность резьбы при нормальных и высоких гайках превышает прочность стержня винта.

По тем же соображениям устанавливают глубину завинчивания винтов и шпилек в детали: в стальные детали $H_1 = d$, в чугунные и силуминовые $H_1 \approx 1,5d$.

6. Расчет на прочность стержня винта (болта) при различных случаях нагружения

Стержень винта нагружен только внешней растягивающей силой. Примером служит резьбовой участок крюка для подвешивания груза (рис. 2.13). Площадь этого сечения оценивают приближенно по внутреннему диаметру d_1 резьбы.

Условие прочности по напряжениям растяжения в стержне

$$\sigma = F / [(\pi/4)d_1^2] \leq [\sigma] \quad (2.12)$$

Допускаемые напряжения $[\sigma]$

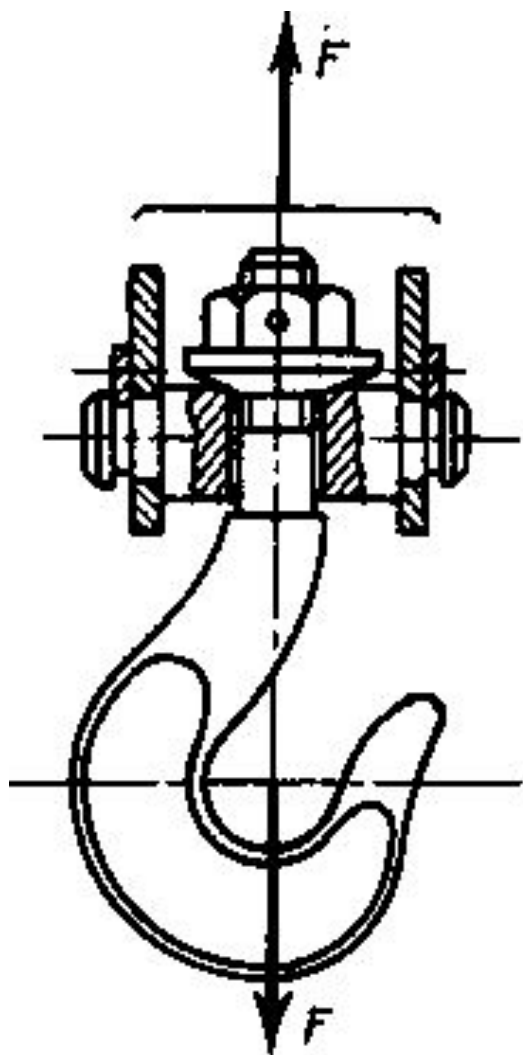


Рис. 2.13

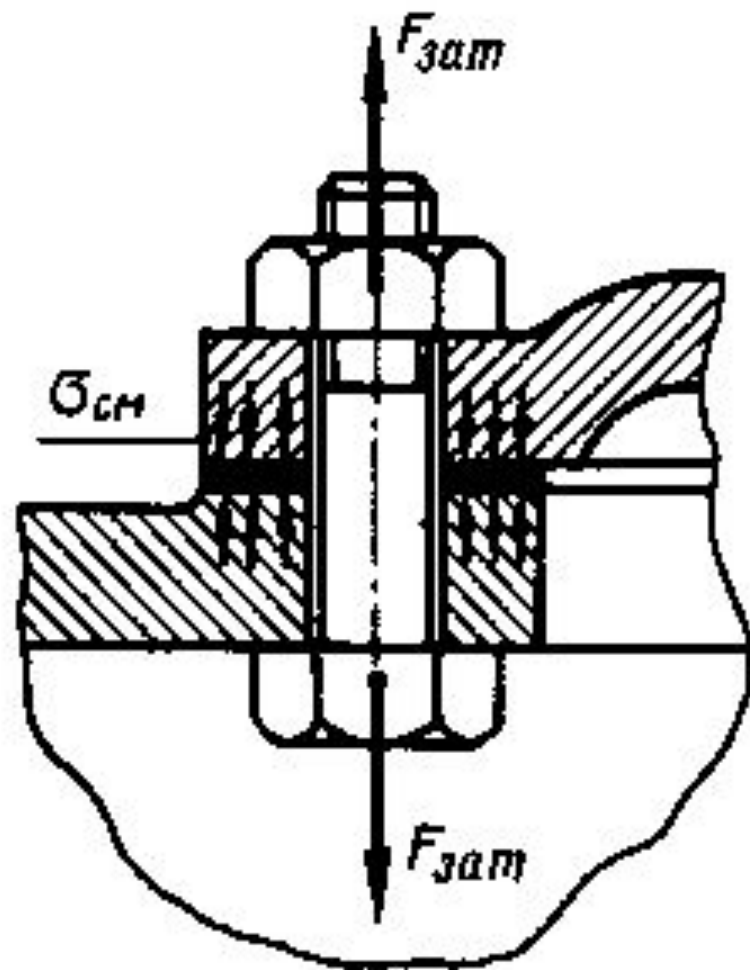


Рис. 2.14

Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует. Примером служат болты для крепления ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин (рис. 2.14). В этом случае стержень болта растягивается осевой силой $F_{\text{зат}}$, возникающей от затяжки болта, и закручивается моментом сил трения в резьбе T_p где F равна $F_{\text{зат}}$].

Напряжение растяжения от силы $f_{\text{зат}}$

$$\sigma = F_{\text{зат}} / [(\pi/4)d_1^2]$$

Напряжения кручения от момента T_p

$$\tau = T_p / W_p = 0,5F_{\text{зат}} d_2 \text{tg}(\psi + \varphi) / (0,2d_1^3) \quad (2.13)$$

Требуемое значение силы затяжки

$$F_{\text{зат}} = A\sigma_{\text{см}}$$

где A – площадь стыка деталей, приходящаяся на один болт, $\sigma_{см}$ – напряжение смятия в стыке деталей, значение которого выбирают по условиям герметичности.

Прочность болта определяют по эквивалентному напряжению

$$\sigma_{эк} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma] \quad (2.14)$$

Вычисления показывают, что для стандартных метрических резьб

$$\sigma_{эк} \approx 1,3\sigma$$

Это позволяет рассчитывать прочность болтов по упрощенной формуле

$$\sigma_{эк} = 1,3F_{зам} / [(\pi/4)d_1^2] \leq [\sigma] \quad (2.15)$$

Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали в стыке. Условием надежности соединения является отсутствие сдвига деталей в стыке. Конструкция может быть выполнена **в двух вариантах.**

Болт поставлен с зазором (рис. 2.15). При этом внешнюю нагрузку F уравновешивают силами трения в стыке, которые образуются от затяжки болта.

Без затяжки болтов детали могут сдвигаться на значение зазора, что недопустимо. Рассматривая равновесие детали **2**, получим условие отсутствия сдвига деталей

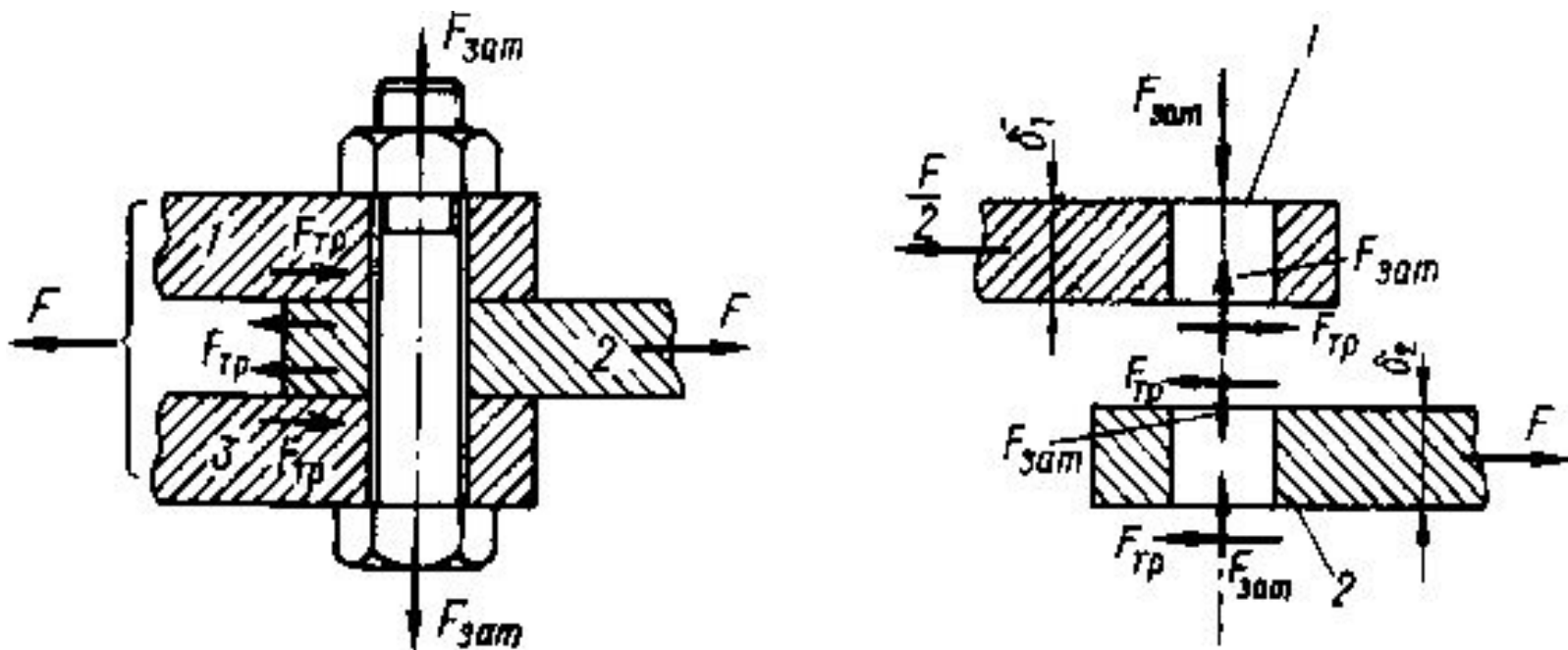


Рис. 2.15

$$\left. \begin{aligned} F &\leq iF_{mp} = iF_{зам}f, \\ \text{или} \\ F_{зам} &= KF / (if), \end{aligned} \right\} \quad (2.16)$$

где i – число плоскостей стыка деталей (на рис. 2.10

$i = 2$; при соединении только двух деталей $i = 1$);

f – коэффициент трения в стыке ($f \approx 0,15...0,20$ для сухих чугуновых и стальных поверхностей);

K – коэффициент запаса ($K = 1,3... 1,5$ при статической нагрузке, $K = 1,8...2$ при переменной нагрузке). Прочность болта оценивают по эквивалентному напряжению [формула (2.15)].

Болт поставлен без зазора (рис. 2.16). При расчете прочности соединения не учитывают силы трения в стыке, так как затяжка болта не обязательна. Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия. Условие прочности по напряжениям среза

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

где i – число плоскостей среза (**на рис. 2.16, а $i = 2$** ; при соединении только двух деталей **на рис. 2.16, б $i = 1$**).

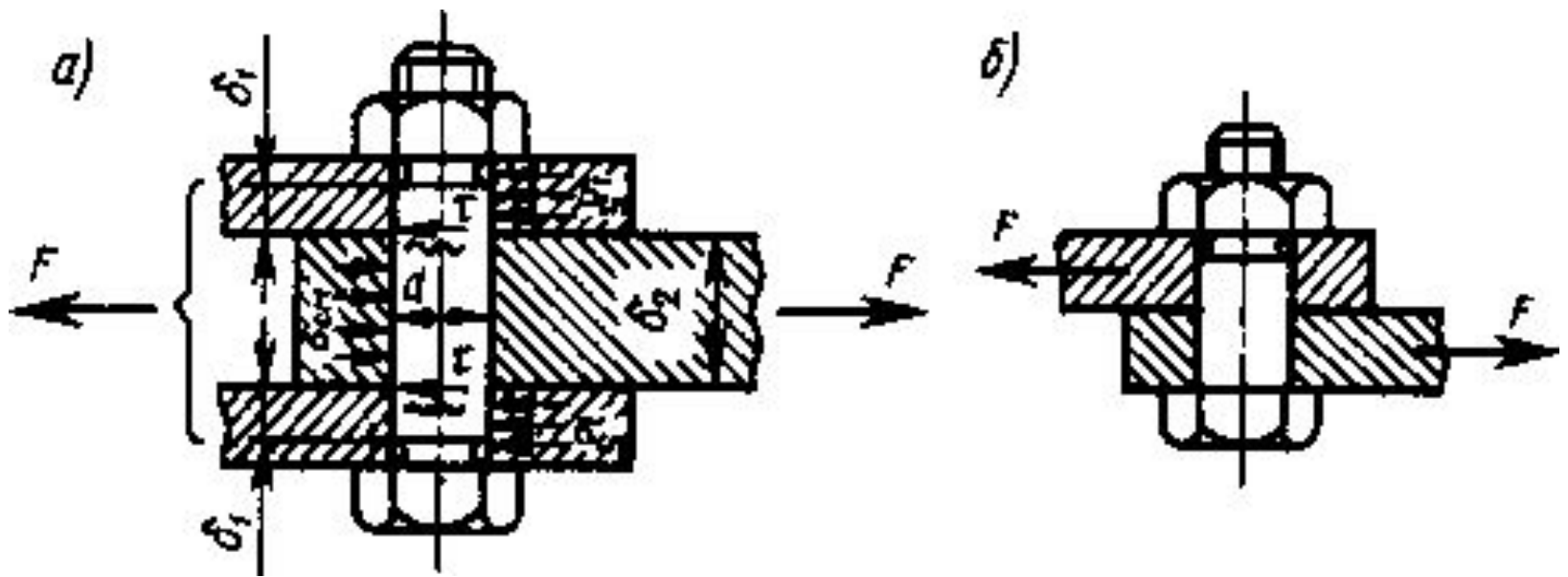


Рис. 2.16

для средней детали

$$\sigma_{см} = F / (d\delta_2) \leq [\sigma_{см}]$$

для крайней детали

$$\sigma_{см} = F / (2d\delta_1) \leq [\sigma_{см}]$$