

Лекция № 13

**Резьбовые соединения. Достоинства и недостатки.
Расчет на прочность резьбовых соединений при
действии поперечных (с зазором и без зазора) и
продольных нагрузок.**

Сопрягаемые части деталей вместе со связями образуют **соединения**, названия которых определяют по виду связи или соединительного элемента (детали).

Все виды соединений разделяются на разъемные и неразъемные.

Разъемные соединения позволяют при необходимости разбирать узлы. Основной тип разъемных соединений – резьбовые соединения, выполняемые с помощью крепежных деталей – винтов, шпилек, гаек, шайб или резьбы, нарезанной непосредственно на соединяемых деталях (например, резьбовое соединение труб). К

неразъемным соединениям относятся сварные, паяные, заклепочные и клеевые соединения, которые не могут быть разобраны без разрушения или повреждения деталей.

Резьбой называют винтовую канавку соответствующего профиля, выполненную на цилиндрической или конической поверхности.

Резьба может быть нанесена на наружной или на внутренней поверхности цилиндра или конуса. В первом случае она называется **Наружной**, во втором **внутренней** резьбой.

По направлению винтовой линии различают правую и левую резьбы. У **правой** резьбы винтовая линия поднимается слева направо вверх. У **левой** – винтовая линия поднимается справа налево. Наибольшее распространение имеет правая резьба. Левую резьбу применяют только в специальных случаях.

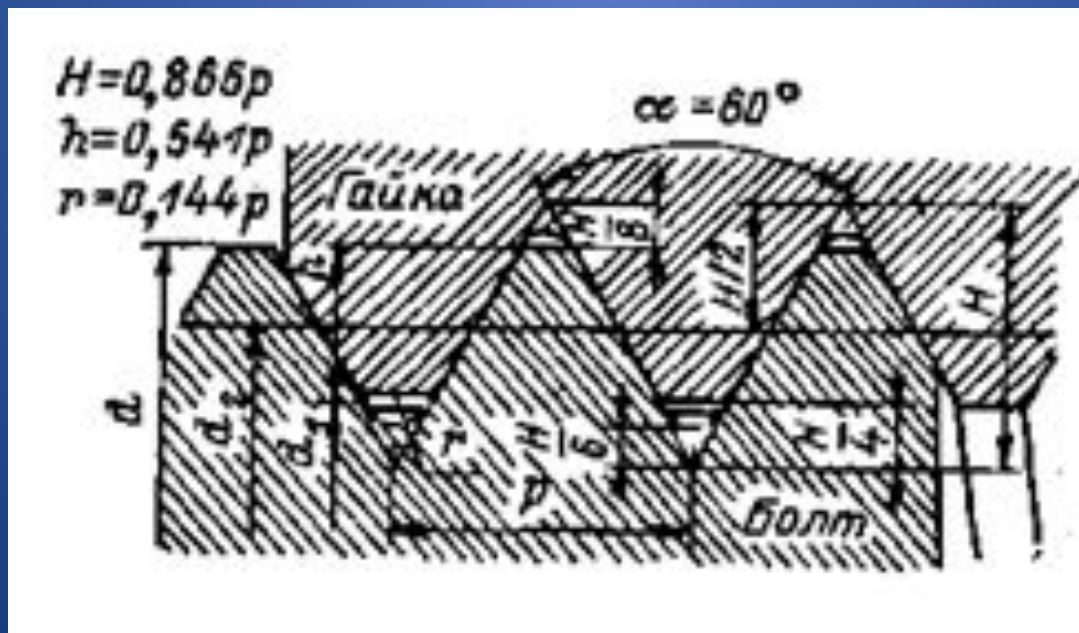
По числу заходов резьбы делятся на однозаходные и многозаходные. **Заходность** резьбы легко определить с торца винта по числу сбегающих витков. Все крепежные резьбы однозаходные. Многозаходные резьбы применяют в винтовых механизмах. Число заходов больше трех применяется редко.

Вторичный профиль резьбы на болте и гайке притуплен под углом $\alpha = 60^\circ$. Метрическая резьба имеет треугольный профиль с углом $\alpha = 60^\circ$.

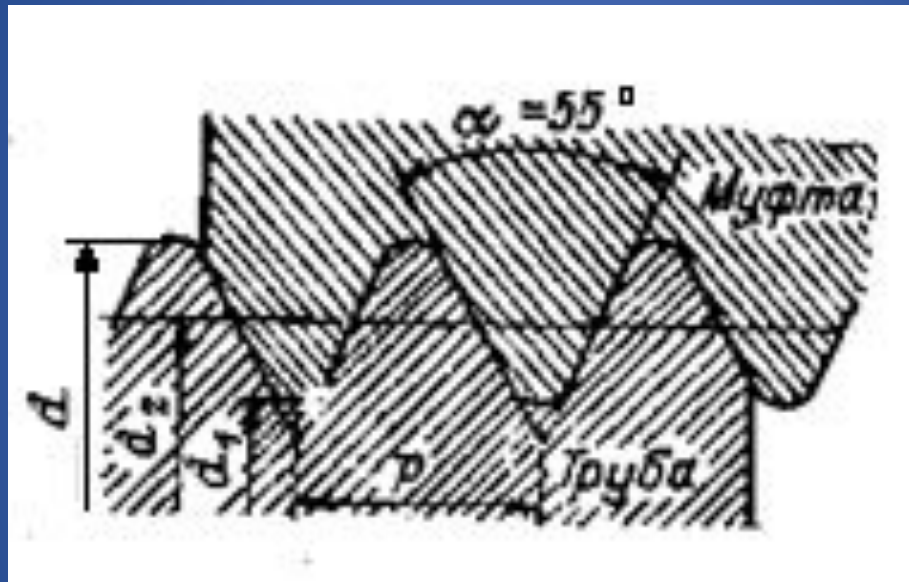
прямой, что снижает концентрацию напряжений и исключает возможность

повреждения резьбы. Радиальный зазор в резьбе делает ее негерметичной. Метрическая резьба для одного и того же номинального диаметра

выполняется с крупным или мелким шагом. Резьба с крупным шагом менее чувствительна к неточностям изготовления и изнашиванию. Ее применяют как основную крепежную резьбу.



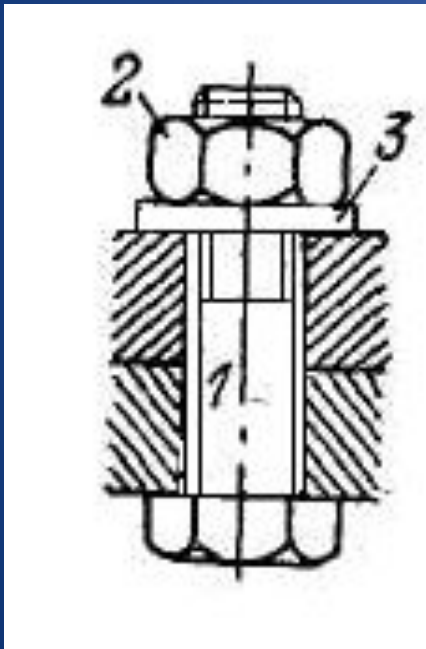
Трубная цилиндрическая резьба представляет собой мелкую треугольную с углом $\alpha = 55^\circ$. Отсутствие радиальных зазоров делает резьбовое соединение герметичным.



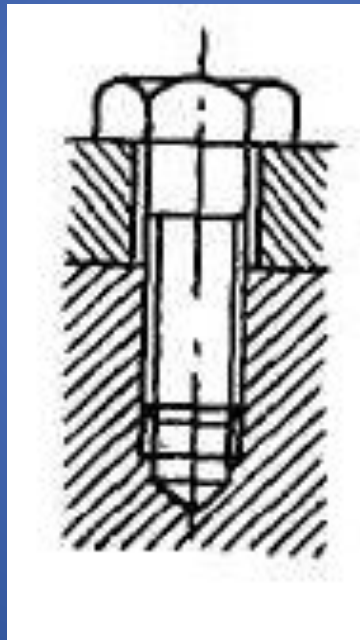
В случае, когда от резьбового соединения требуется повышенная герметичность, вместо цилиндрической резьбы применяют коническую трубную резьбу.

Форма резьбового соединения определяется типом применяемых крепежных деталей.

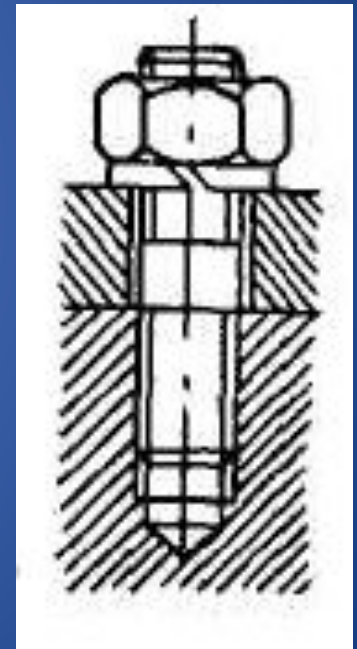
БОЛТ



ВИНТ



ШПИЛЬКА



Болтовое соединение состоит из винта (болта) 1, гайки 2 и шайбы 3. Шайбы подкладные ставят под гайку или головку болта для предупреждения смятия поверхностей соединяемых деталей, предохранения их от задиров при завинчивании гаек (винтов) и увеличения опорной поверхности.

Винтовое соединение применяют в том случае, если одна из деталей имеет большую толщину.

Соединение шпильками применяют, когда обе соединяемые детали имеют большую толщину или одна из них имеет большую толщину и по условиям эксплуатации резьбовое соединение подвергается частой разборке.

При динамических и вибрационных нагрузках может произойти самоотвинчивание гаек и винтов. Для предотвращения самоотвинчивания резьбовых деталей применяют различные средства стопорения .

Стандартные крепежные детали общего назначения изготавливают из углеродистых сталей Ст3, 10, 20, 35, 45 и др.

Легированные стали 35Х, 35ХМ, 40Х, 38ХА, 30ХГСА и другие применяют для ответственных крепежных деталей, для работы при повышенных температурах и в агрессивных средах.

Для повышения прочности болты из среднеуглеродистых качественных и легированных сталей подвергают термообработке (улучшению или закалке).

Для защиты от коррозии резьбовые детали покрывают цинком, хромом,

никелем, кадмием, медью и другими металлами.

Шайбы изготавливают из полиамидов или специальной резины, которые при затяжке сильно деформируются, заполняют зазоры и тем самым одновременно способствуют герметизации соединения.

Для восприятия осевых сил они имеют металлическую основу.

Все стандартные болты, винты и шпильки изготавливают равнопрочными на разрыв стержня по резьбе, на срез резьбы и отрыв головки.

Допускаемое напряжение на растяжение для болта определяют по формуле

$$[\sigma] = \frac{\sigma_T}{n_T},$$

где n_T – коэффициент (нормативный) запаса прочности.

Коэффициент n_T зависит от характера нагрузки, материала и болта, а также от того, контролируется или нет затяжка болта.

Значения нормативного коэффициента запаса прочности при неконтролируемой затяжке и постоянной нагрузке

Сталь	Диаметр резьбы, d, мм		
	6 – 16	16 – 30	30 – 60
Углеродистая	5 – 4	4 – 2,5	2,5 – 1,6
Легированная	6,6 – 5	5 – 3,3	3,3

Допускаемое напряжение на срез
болтов:

$$[\tau]_{CP} = (0,2 \div 0,3) \sigma_T .$$

Допускаемое напряжение на смятие
болтов,
скрепляющих стальные детали:

$$[\sigma]_{\text{смя}} = 0,8 \sigma_T .$$

Возможные виды разрушения резьбовых крепежных деталей:

- разрыв стержня по резьбе или переходному сечению у головки болта,
- повреждение и разрушение резьбы (смятие, износ, срез, изгиб).

Все стандартные болты, винты и шпильки изготавливают равнопрочными на:

- разрыв стержня по резьбе,
- срез резьбы,
- отрыв головки.

Расчет на прочность резьбового соединения производится по одному основному критерию работоспособности – прочности нарезанной части стержня, при этом определяют диаметр d_1 , а остальные размеры – по таблицам. Длину болта (винта, шпильки) выбирают в зависимости от толщины соединяемых деталей.

Рассмотрим несколько характерных случаев нагружения болтового соединения, не делая различия между болтом и шпилькой.

Случай 1.

Болт нагружен внешней растягивающей силой F (без начальной затяжки). (Примером служит болтовое соединение крюка с нарезанной резьбой).

Расчет сводится к определению внутреннего диаметра резьбы d_1 из условия прочности на растяжение

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

Откуда $d_1 \geq 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]}}$,

где $[\sigma]$ – допускаемое напряжение на растяжение для болта. В этом случае нагружения для болтов из углеродистой стали рекомендуют $[\sigma] = 0,6 \sigma_T$.

Случай 2.

Болт затянут силой $F_{ЗАТ}$, внешние силы отсутствуют. (Это болты для крепления ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин). Стержень болта испытывает совместное действие растяжения и кручения от момента сил трения в резьбе и на торце, поэтому прочность болта определяют по

эквивалентному напряжению $\sigma_{ЭКВ}$. Используя четвертую гипотезу прочности:

$$\sigma_{ЭКВ} \approx 1,3\sigma = \frac{1,3 \cdot F_{ЗАТ}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]$$

откуда $d_1 \geq 1,3 \sqrt{\frac{F_{ЗАТ}}{[\sigma]}}$.

Требуемое значение силы затяжки выбирают по условиям герметичности и отсутствия смятия деталей в стыке. Расчетом и практикой установлено, что болты малых диаметров М6 ÷ М12 можно легко разрушить при неквалифицированной затяжке. Поэтому не рекомендуют применять болты диаметром менее М8.

Случай 3.

Соединение нагружено внешней силой F в плоскости стыка.

Возможны два варианта:

- болт поставлен с зазором;
- болт поставлен без зазора.

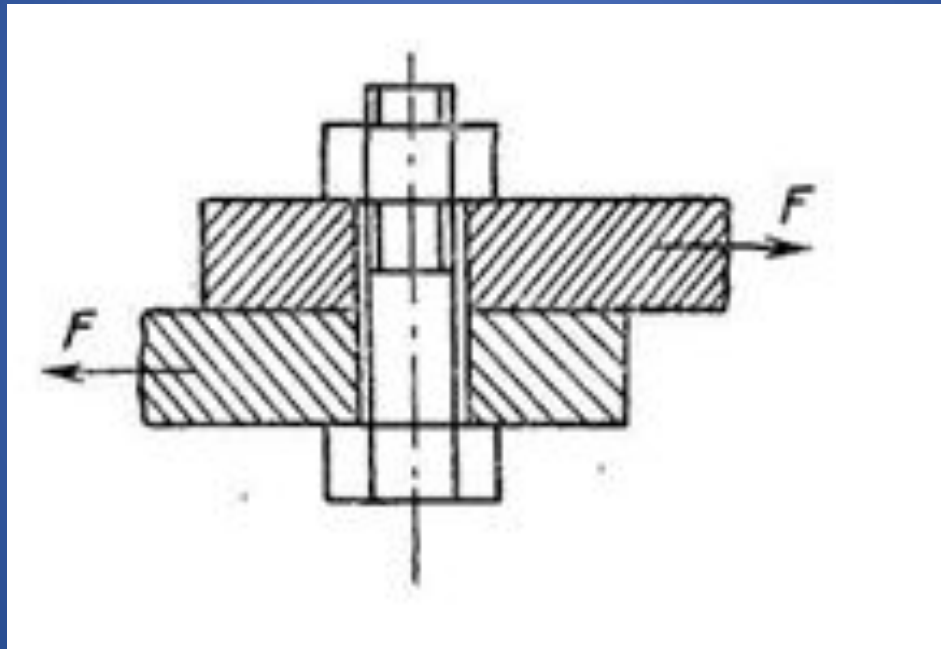


Схема установки болта, поставленного с зазором, при нагружении силой F , действующей в плоскости сты

Вариант 1. Болт поставлен с зазором.

Предварительная затяжка болта обязательна. Она должна обеспечить прижатие деталей силой $F_{ЗАТ}$, достаточной для создания силы трения

$f F_{ЗАТ}$ между ними, исключающей сдвиг деталей. Внешняя сила F непосредственно на болт не передается, поэтому его

рассчитывают на прочность по силе затяжки $F_{ЗАТ} \cdot f F_{ЗАТ} = F$

Необходимую силу затяжки $F_{ЗАТ}$ определяют из условия

,

$$F_{ЗАТ} = \frac{F}{f} \quad \text{или} \quad F_{ЗАТ} = \frac{KF}{ifz}$$

откуда

или

где $K=1,2 \div 1,8$ – коэффициент запаса по сдвигу деталей; i – число стыков, то есть плоскостей среза; $f= 0,15 \div 0,20$ – коэффициент трения для чугунных и стальных деталей; z – число болтов.

При затяжке болт работает на растяжение и кручение. Расчетные формулы:

$$\sigma_{\text{экв}}^{IV} \approx 1,3\sigma = \frac{1,3 \cdot 4F_{\text{зат}}}{\pi d_1^2} = \frac{1,3 \cdot 4KF}{\pi d_1^2 ifz}$$

$$d_1 \geq 1,3 \sqrt{\frac{KF}{[\sigma] ifz}}$$

Вариант 1. Болт поставлен без зазора.

Затяжка болта не требуется. Болт испытывает срез и смятие.

Диаметр стержня болта d_0 больше диаметра нарезанной части на $1 \div 1,5$ мм. Это предохраняет резьбу от смятия.

Формулы проверочного и проектировочного расчета болта на срез:

$$\left. \begin{aligned} \tau &= \frac{4F}{\pi d_0^2 i z} \leq [\tau]_{CP}; \\ d_0 &\geq 1,13 \sqrt{\frac{F}{i z [\tau]_{CP}}} \end{aligned} \right\} ,$$

где i – число плоскостей среза болта.

Формула проверочного расчета на смятие:

$$\sigma_{CM} = \frac{F}{d_0 h} \leq [\sigma]_{CM} ,$$

где h – наименьшая толщина соединяемых деталей, передающая нагрузку в одну сторону.