

# **Тема 4. Соединения**

## **Занятие 4/3**

### **Лекция № 13. Резьбовые соединения (РС)**

#### **Вопросы, изложенные в лекции:**

- 1. Геометрия и кинематика РС.**
- 2. Силы в РС, передача энергии, стопорение РС.**
- 3. Прочностной расчёт РС.**

#### **Учебная литература:**

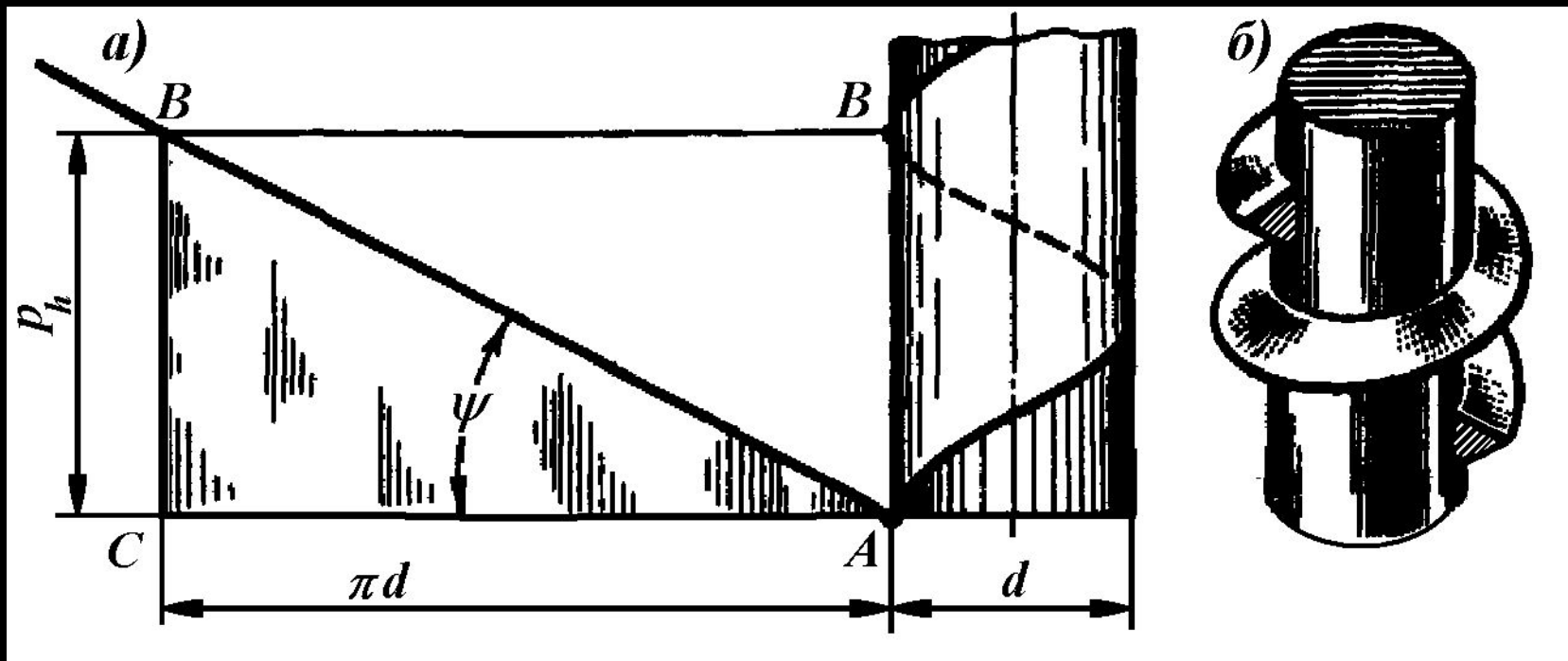
- 1. Иванов М.Н. Детали машин: Учеб. для вузов. - М.: Высшая школа, 1991. - 383 с.**
- 2. Куклин Н.Г. и др. Детали машин: Учебник для техникумов / Н.Г. Куклин, Г.С. Куклина, В.К. Житков. – 5-е изд., перераб. и допол. – М.: Илекса, 1999.- 392 с.**
- 6. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учеб. пособие. - М.: Высшая школа, 1991. - 432 с.**

## **Определения:**

**Резьбовые соединения** – это разборные соединения с применением резьбовых крепёжных деталей (винтов, болтов, шпилек, гаек) или резьбовых элементов, выполненных на самих соединяемых деталях.

Основным признаком резьбового соединения является **наличие резьбы** хотя бы на некоторых из деталей, входящих в соединение.

**Резьбой** называют совокупность чередующихся выступов и впадин определённого профиля, расположенных **по винтовой линии** на поверхности тела вращения (обычно цилиндра или конуса).



**Рис. 13.1. Образование винтовой линии (а) и треугольной резьбы (б).**

$d$  – диаметр несущего цилиндра (наружный диаметр резьбы);

$p_h$  – ход винтовой линии;

$\psi$  – угол подъёма винтовой линии.

## **Достоинства** резьбовых соединений:

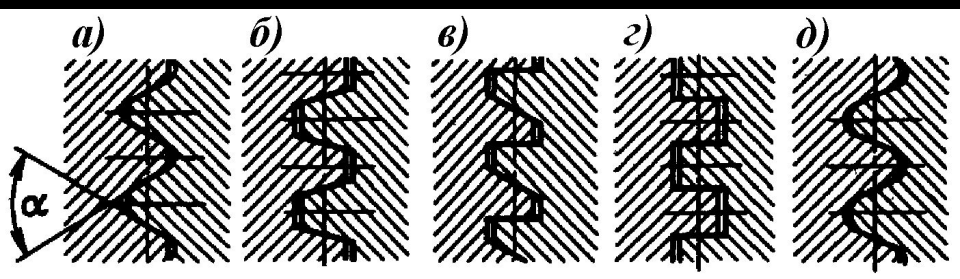
- 1) возможность создания больших осевых нагрузок при малых усилиях на инструменте;
- 2) возможность фиксации в затянутом состоянии (самоторможение);
- 3) удобство сборки и разборки с применением стандартных инструментов;
- 4) простота конструкции и возможность точного изготовления;
- 5) наличие широкой номенклатуры стандартных крепёжных изделий (винты, болты гайки);
- 6) низкая стоимость крепёжных изделий благодаря массовости и высокой степени автоматизации производства;
- 7) малые габариты в сравнении с соединяемыми деталями.

## **Недостатки** резьбовых соединений:

- 1) высокая концентрация напряжений в дне резьбовой канавки;
- 2) значительные энергопотери в подвижных резьбовых соединениях (низкий КПД);
- 3) большая неравномерность распределения нагрузки по виткам резьбы;
- 4) склонность к самоотвинчиванию при знакопеременных нагрузках;
- 5) ослабление соединения и быстрый износ резьбы при частых сборках и разборках.

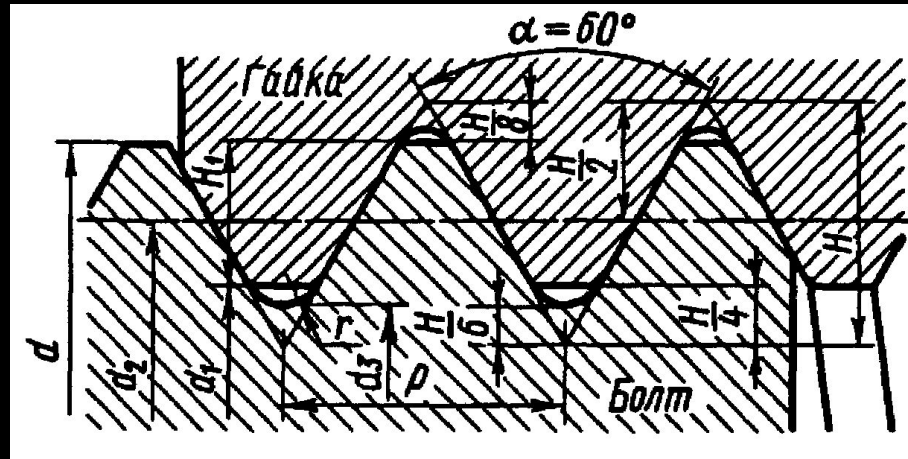
# Классификация резьб:

- 1) **по эксплуатационному назначению** – *крепежная, крепежно-уплотняющая, ходовая (для преобразования движения), специальная (например, ниппельная);*
- 2) **по форме поверхности**, несущей резьбу – *цилиндрическая и коническая;*
- 3) **по форме профиля** резьбы в поперечном сечении нарезки (рис. 13.2) – *треугольная, трапецеидальная, упорная, прямоугольная, круглая;*
- 4) **по расположению** – *наружная и внутренняя;*
- 5) **по величине шага** нарезки – *нормальная (с крупным шагом нарезки) и мелкая (с уменьшенным шагом нарезки);*
- 6) по направлению нарезки – *правая (применяется чаще) и левая;*
- 7) по числу заходов (по количеству параллельных гребешков движущихся вдоль одной и той же винтовой линии) – *одно-, двух-, трёх-, и т.д., многозаходная;*
- 8) **по исходной метрической системе** – *метрическая и дюймовая.*

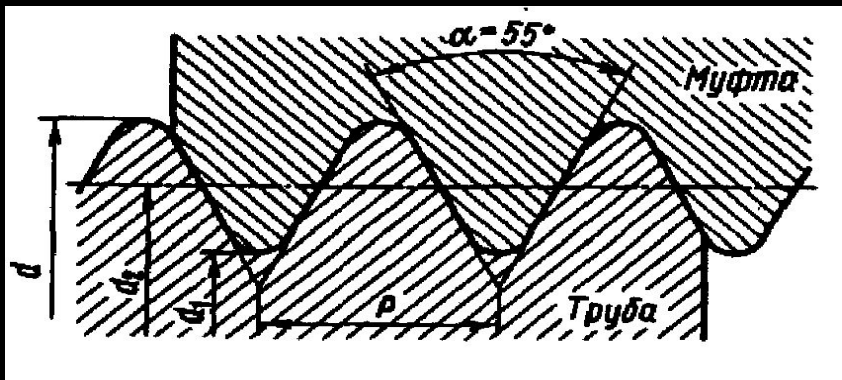


**Рис. 13.2. различные профили резьб:**

*а* – треугольный; *б* – трапециевидальный; *в* – упорный; *г* – прямоугольный; *д* – круглый.



**Рис. 13.3. Профиль нарезки метрической резьбы.**



**Рис. 13.4. Профиль нарезки трубной резьбы.**

**Дюймовая крепёжная резьба** по внешнему виду подобна метрической. Профиль дюймовой резьбы в диаметральном сечении имеет вид равнобедренного треугольника с углом при вершине  $\alpha = 55^\circ$ . Вместо шага для этой резьбы задаётся **число витков (ниток) на один дюйм** длины (1 дюйм = 25,4 мм).

# Резьба метрическая

**Основные геометрические параметры** метрической резьбы :

$d$  – номинальный диаметр резьбы (наружный диаметр болта или винта) обозначается буквой **M** и цифрой, равной  $d$  в мм, например, **M5**, **M8**, **M24**;

$d_1$  – внутренний диаметр резьбы гайки;

$d_3$  – внутренний диаметр резьбы винта;

$d_2$  – средний диаметр резьбы;

$p$  – шаг резьбы – расстояние между соседними гребнями резьбы;

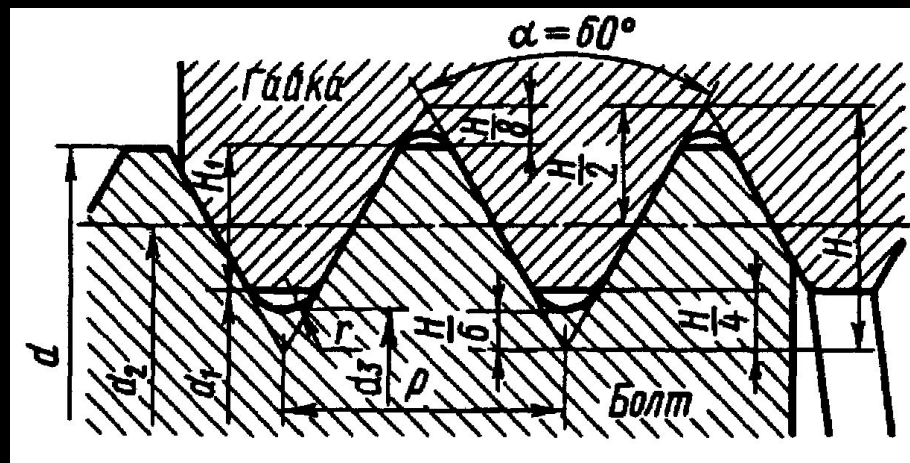
$ph$  – ход резьбы – расстояние между соседними гребнями резьбы, принадлежащими одному гребню нарезки;

$\alpha$  – угол профиля резьбы;

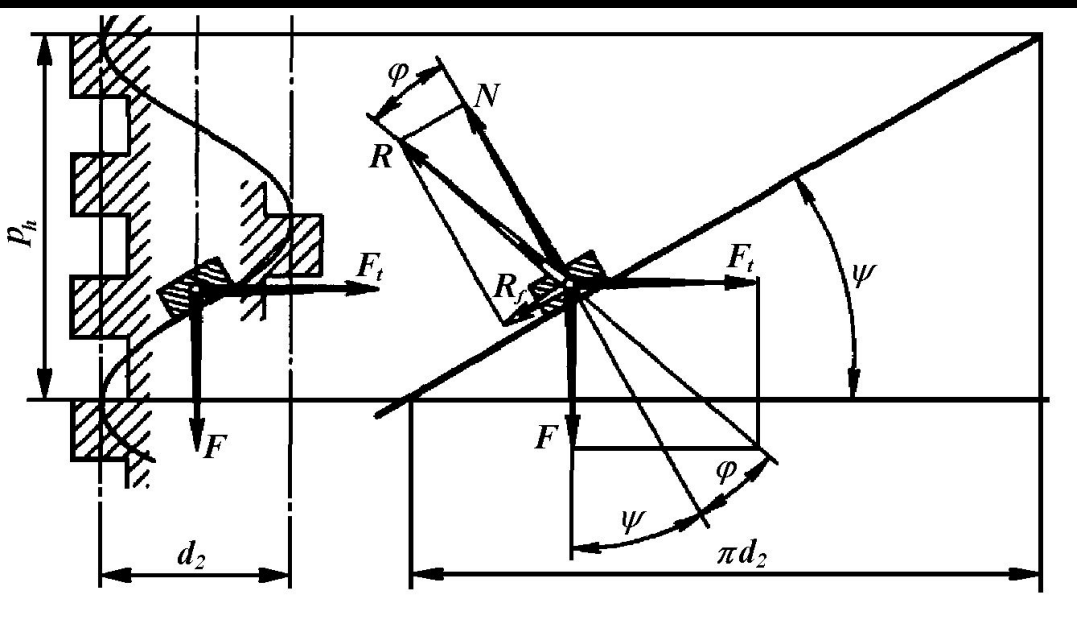
$\psi$  – угол подъёма резьбы.

Для нормальных (с крупными шагами) метрических резьб, имеющих диаметр в интервале 2...68 мм, внутренний диаметр можно вычислить по эмпирической формуле:

$$d_1 \approx 0,77 \cdot d^{1,04}$$



# Силы в РС



**Рис. 13.9. Силы в винтовой кинематической паре**

Тогда тангенциальная сила на витках винта и осевая сила на витках гайки связаны соотношением:

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \phi);$$

где  $\phi$  - угол трения в витках резьбы.

Скорость движения гайки вверх при вращении винта по часовой стрелке с угловой скоростью  $\omega_1$ :

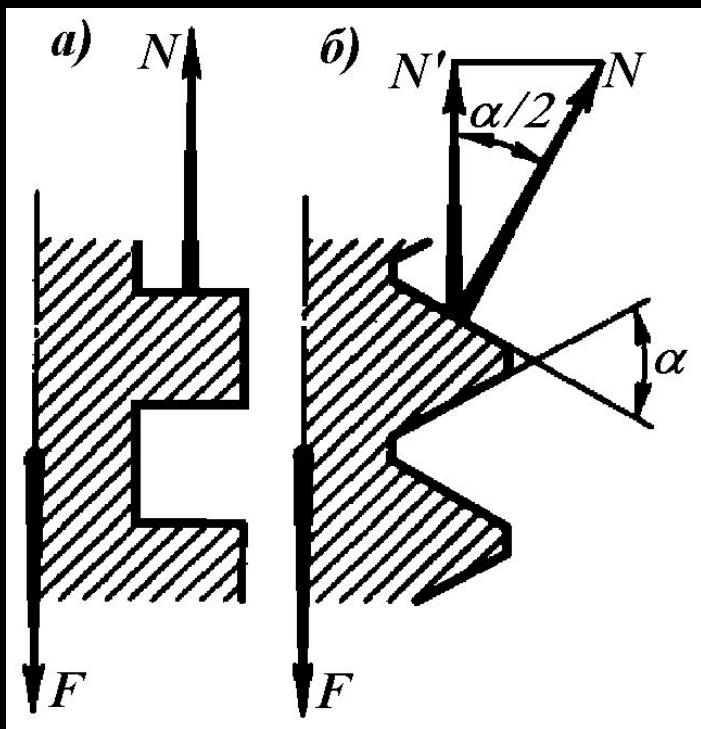
$$v_H = \omega_1 \cdot d_2 / (2 \cdot \cos \psi).$$

Сила трения в витках:

$$R_f = f \cdot N;$$

где  $f$  - коэффициент трения в витках резьбы.





**Рис. 13.10. Силы на витках резьбы при  $\psi = 0$ :**

- а)** прямоугольная резьба;
- б)** треугольная резьба.

Приведённый коэффициент трения для треугольной резьбы:

$$f' = \frac{f}{\cos\left(\frac{\alpha}{2}\right)};$$

А приведённый угол трения:

$$\varphi' = \text{arctg}(f')$$

Из представленных соотношений видно, что с точки зрения удержания резьбового соединения *в затянутом положении наиболее надёжной является метрическая резьба*, а с точки зрения уменьшения потерь энергии *в подвижных винтовых кинематических парах наилучшей является прямоугольная резьба* (см. табл).



# КПД винтовой пары

При ведущем вращательном движении

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \phi')}$$

При ведущем поступательном движении

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\psi - \phi')}{\operatorname{tg} \psi}$$

## **Вывод:**

*Если угол подъема винтовой линии резьбы  $\psi \leq \phi'$  приведенного угла трения, преобразование поступательного движения во вращательное невозможно.*

# Стопорение резьбовых соединений

*Стопорение резьбового соединения – применение любого из приёмов борьбы с самоотвинчиванием резьбовых соединений.*

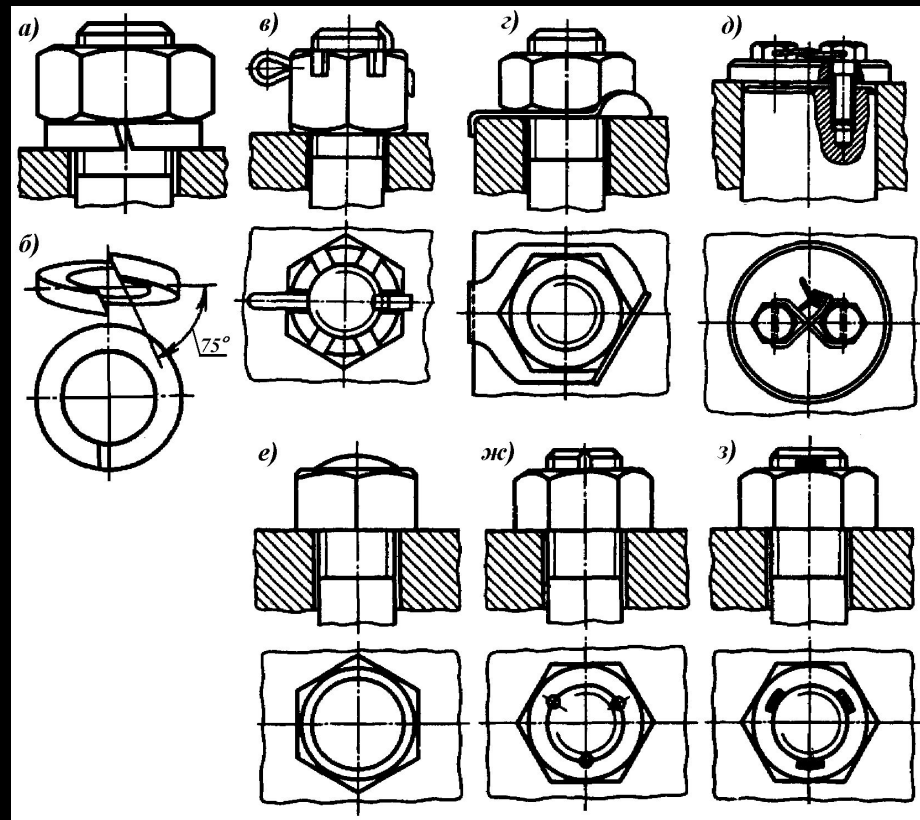
**Виды стопорения резьбовых соединений:**

**1) создание повышенных усилий трения между витками резьбы** винта и гайки (пружинные шайбы, гайки с контргайками, предварительно обжатые гайки, гайки с пластмассовой вставкой, свинчивание на краску или клей и т.п.);

**2) жёсткая взаимная фиксация свинченных деталей** друг относительно друга (шплинты и корончатые гайки, обвязка проволокой, отгибные шайбы с усиками, пружинные кольца с усом, кернение в резьбу, обварка в резьбу и т.п.);

**3) фиксация резьбовых деталей относительно скрепляемых деталей** (отгибные шайбы на корпус, закрепление головки болта в канавке корпуса или фланца, прихватка к корпусу или фланцу сваркой и т.п.).

# Стопорение резьбовых соединений



**Рис. 13.11. Некоторые способы стопорения резьбовых соединений: а) установкой пружинной шайбы; б) пружинная шайба в свободном состоянии; в) коронная гайка со шплинтом; г) отгибная шайба с усом; д) обвязка болтов проволокой; е) раклёпывание выступающего конца болта; ж) кернение в резьбу; з) прихватка сваркой в резьбу.**

# Прочностной расчёт РС.

Обозначение прочностных характеристик стальных крепёжных резьбовых деталей стандартизовано и состоит из двух цифр, разделённых точкой (в некоторых документах точка не ставится): первая цифра представляет предел прочности материала  $\sigma_b$ , выраженный в МПа и поделённый на 100; вторая цифра (стоящая после точки) равна отношению предела текучести  $\sigma_t$  материала к его пределу прочности умноженному на 10. В стандарте представлены **12 классов прочности: 3.6; 4.6; 4.8; 5.6; 5.8; 6.6; 6.8; 6.9; 8.8; 10.9; 12.9; 14.9.**

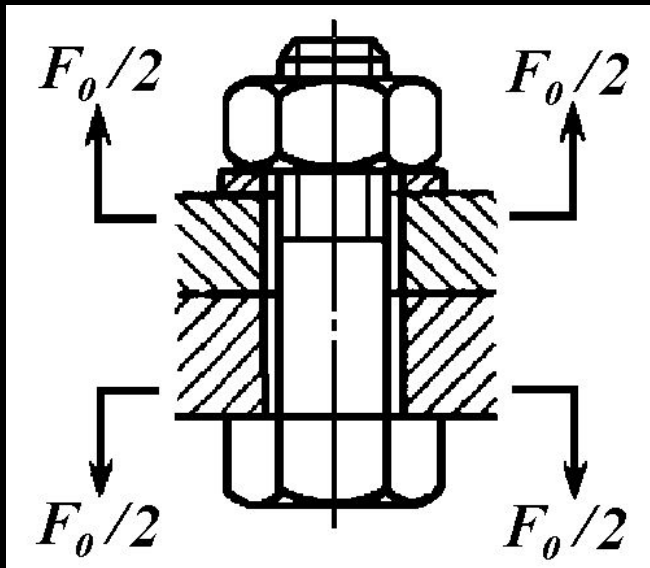
Пример обозначения стандартного болта в спецификации к сборочному чертежу: ***Болт М10-6g×100.58.ГОСТ 7798-70.***

При особых требованиях к материалу в обозначение вводится марка стали, например: ***Болт М10-6g×100.58-4Х13. ГОСТ 7798-70*** (необходима повышенная кислотостойкость болта).

При затяжке резьбового соединения и в процессе его последующей работы в деталях соединения действуют самые **разнообразные напряжения**. Так, например, под действием осевой силы в болтовом соединении сечение тела болта нагружено **растягивающими напряжениями**, в переходной области между телом и головкой возникают **касательные напряжения**, а в витках резьбы **напряжения изгиба, смятия и среза** одновременно. Таким образом, *прочность элементов резьбового соединения является основным критерием работоспособности*. Часто наблюдается **обрыв** тела винта в области первых одного-двух витков резьбы, считая от опорного торца гайки. У соединений с мелкими резьбами возможен срез витков резьбы.

Стандартные болты, винты шпильки, гайки с крупными шагами спроектированы по условиям **равнопрочности**, то есть таким образом, что разрушение по любому из видов напряжений может произойти приметно при одной и той же нагрузке на соединение. Это условие позволяет **предварительный (проектный) расчёт соединения выполнять в упрощенном варианте**.

# Расчетные схемы и формулы



**Рис. 13.12. Болтовое соединение, нагруженное растягивающей силой.**

Внутренний диаметр резьбы резьбового стержня по заданному внешнему усилию выбирают по формуле:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_0}{\pi \cdot [\sigma]_p}}$$

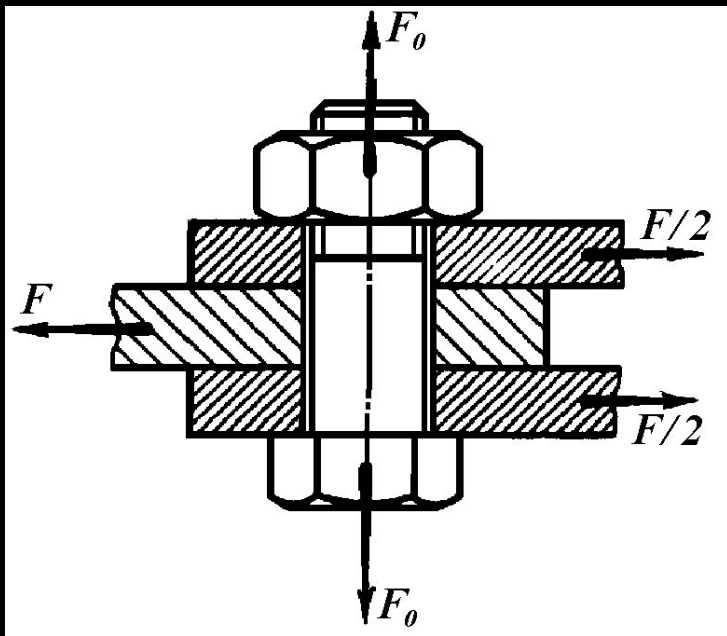
где

$F_0$  – усилие воспринимаемое резьбовым соединением,

$d_1$  – внутренний диаметр резьбовой части стержня,

$[\sigma]_p$  – допускаемые напряжения для материала стержня при растяжении.





Внутренний диаметр резьбового стержня по заданному внешнему усилию выбирают по формуле:

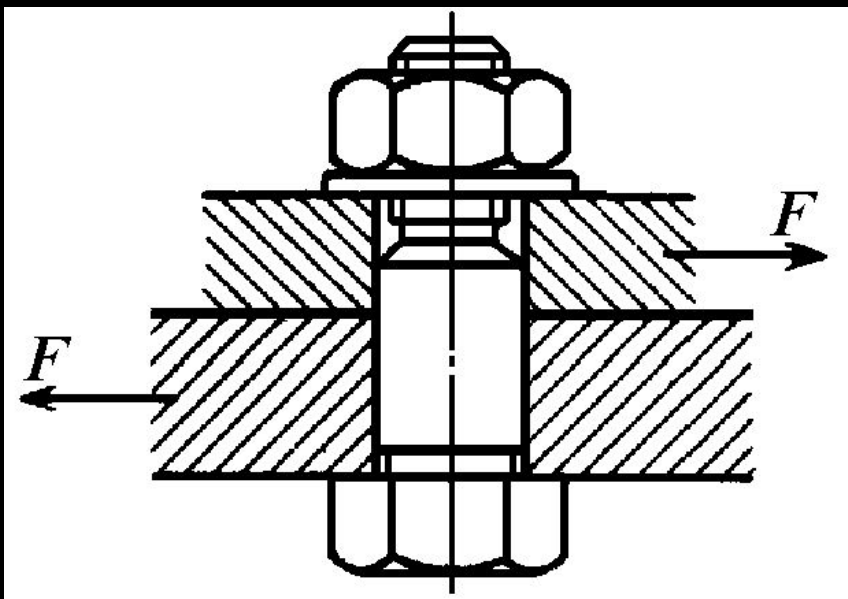
$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot f \cdot [\sigma]_p}}$$

**Рис. 13.13. Болтовое соединение, нагруженное поперечной силой** (детали от взаимного смещения удерживаются силой трения)

Где  $f$  – коэффициент трения для контактирующих поверхностей деталей, остальные величины определены выше.

Используя таблицы стандартных резьб по данному внутреннему диаметру и выбранному шагу резьбы можно подобрать необходимый диаметр стержня.

$$d \approx 1,29 \cdot d_1^{0,96}$$



**Рис. 13.14. Соединение деталей призонным болтом, нагруженное поперечной силой.**

В этом случае тело болта нагружается перерезывающей силой, и диаметр призонной части болта определяется из расчёта на срез:

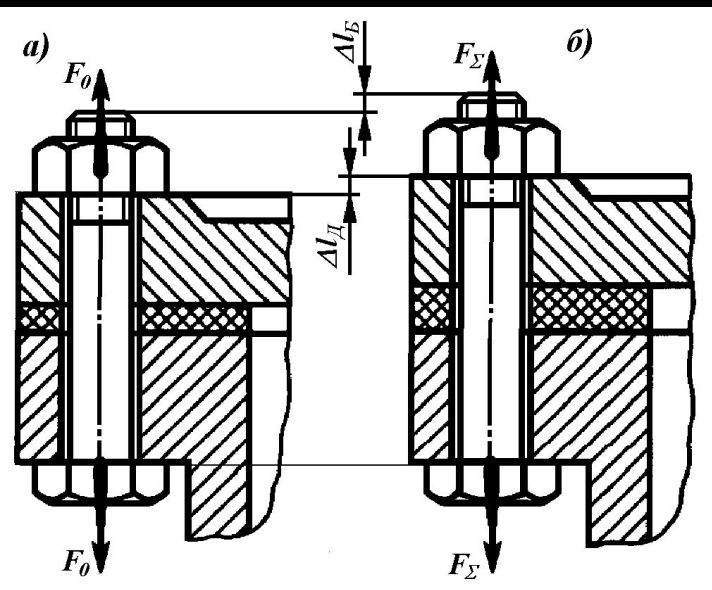
$$d_t = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot z \cdot [\tau]}}$$

где  $z$  – число плоскостей среза;  $[\tau] \approx (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_T$  – допускаемые напряжения материала болта на срез. За диаметр резьбовой части болта принимают ближайший стандартный диаметр резьбы, меньший диаметра цилиндрической части.

Более сложными расчетными схемами резьбовых соединений являются статически неопределимые схемы. В таких схемах долю нагрузки, приходящейся на каждый болт (винт, шпильку), определить непосредственно из уравнений статики (уравнений равновесия) не представляется возможным. Расчёт таких резьбовых соединений выполняется с учётом дополнительных условий, наиболее часто таким дополнительным условием является условие совместности деформаций, учитывающее как деформацию резьбовых деталей соединения, так и деформацию соединяемых деталей. Наиболее часто встречающимися задачами такого рода можно считать задачи:

- 1) расчет группового соединения, воспринимающего моментную нагрузку;
- 2) проверка способности соединения воспринимать переменную нагрузку;
- 3) проверка соединения на нераскрытие стыка;
- 4) проверка соединения на восприятие температурной нагрузки.

В качестве примера рассмотрим расчет стыкового соединения крышки с корпусом ресивера (рис.13.15).



**Рис. 13.15. Болтовое соединение корпуса и крышки ресивера**

При сборке соединения (рис. 13.15 а) каждый из болтов нагружается усилием затяжки  $F_0$ . Под действием этого усилия болт получает удлинение  $\Delta l_B = F_0 \cdot \lambda_b$ , а стягиваемые детали сжимаются, получая укорочение  $\Delta l_d = F_0 \cdot \lambda_d$ , где  $\lambda_b$  и  $\lambda_d$  податливость болта и стягиваемых деталей, соответственно. Податливость – способность деформироваться, свойство противоположное жёсткости, в системе СИ его размерность м/Н.

После заполнения ресивера газом под давлением  $p_2$  оно стремится оторвать крышку от цилиндра ресивера, дополнительно нагружая болты резьбового соединения и одновременно разгружая сжатые при затяжке болтов детали. Величина приходящейся на каждый болт нагрузки найдётся из соотношения

$$F = \frac{\pi \cdot D^2}{4 \cdot z} \cdot p_2 ; \quad (13.15)$$

где  $D$  – внутренний диаметр ресивера;  $p_2$  – давление газа в ресивере;  $z$  – число болтов, крепящих крышку ресивера. Под действием этого усилия болт получит дополнительное удлинение  $\delta l$ , а так как сжимаемые детали и болт с гайкой находятся в непосредственном контакте, то на эту же величину возрастёт длина сжатых деталей, напряжения сжатия в которых за счёт этого уменьшатся.

Долю рабочей нагрузки, затраченную на удлинение болта, обозначим  $\chi$  (читается «хи»), тогда на удлинение сжатых деталей будет затрачена оставшаяся  $(1-\chi)$  часть рабочей нагрузки. Условие совместности деформации в этом случае запишется как

$$\delta l = \chi \cdot F \cdot \lambda_{\sigma} = (1 - \chi) \cdot F \cdot \lambda_{\delta} \quad ;(13.16)$$

где  $\delta l$  – удлинение болта равное удлинению стягиваемых деталей;  $\lambda_{\sigma}$  – податливость болта;  $\lambda_{\delta}$  – податливость соединяемых деталей.

Из равенства (13.16) получаем

$$\chi = 1 / (1 + \lambda_{\sigma} / \lambda_{\delta}) \quad . \quad (13.18)$$

Полная нагрузка на болт в этом случае

$$F_{\Sigma} = F_0 + \chi F \quad . \quad (13.19)$$

Анализируя (13.18) и (13.19), видим, что чем выше податливость болта  $\lambda_{\delta} = l_{\delta} / (E \cdot A_{\delta})$ , тем меньшая доля рабочей нагрузки приходится непосредственно на болт.

При проектном приближённом расчёте принимают:

для стальных и чугунных деталей, стягиваемых без прокладки,

$$\chi = 0,2 \dots 0,3;$$

для таких же деталей, но при наличии между ними упругой прокладки,

(поранит, картон, тонкая листовая резина и т.п.)  $\chi = 0,4 \dots 0,5$ .

Совместность деформации стягиваемых деталей и болтов будет сохраняться до тех пор, пока удлинение сжатых деталей, вызванное рабочей нагрузкой, не сравняется по величине с их укорочением, созданным при предварительной затяжке резьбы, то есть до момента, когда

$$\delta l = \Delta l_{\delta}$$

$$(1 - \chi) \cdot F \cdot \lambda_{\delta} = F_0 \cdot \lambda_{\delta} \quad . \quad (13.20)$$

$$F = F_0 / (1 - \chi)$$

При превышении рабочей нагрузкой значения, полученного в (13.20), крышка ресивера отойдёт от фланца корпуса (освободит прокладку) и между стягиваемыми деталями появится зазор, то есть произойдёт **раскрытие стыка** – нарушится плотность соединения.

$$F_0 \geq (1 - \chi) \cdot F \quad , \quad (13.21)$$

В практических расчетах с целью обеспечения нераскрытия стыка принимают

$$F_0 = K_{зат} \cdot (1 - \chi) \cdot F \quad ; \quad (13.22)$$

где  $K_{зат}$  – коэффициент запаса затяжки болтового соединения: при статической нагрузке  $K_{зат} = 1,25...2,0$ , при меняющейся нагрузке  $K_{зат} = 2,5...4,0$ .

В качестве расчётной нагрузки болта с учётом напряжений кручения, возникающих при затяжке соединения, принимается

$$F_p = 1,3 \cdot F_0 + \chi \cdot F \quad , \quad (13.23)$$

или с учетом (13.22)

$$F_p = (1,3 \cdot K_{зат} \cdot (1 - \chi) + \chi) \cdot F \quad , \quad (13.24)$$

Спасибо за внимание.

Успехов в учёбе!