

# Раздел 2. Соединения

## Лекция № 3. Резьбовые соединения (РС)

### Вопросы, изложенные в лекции:

1. Основные понятия и определения.
2. Основные типы и параметры резьб
3. Детали резьбовых соединений, используемый инструмент, предохранение от самоотвинчивания
4. Классы прочности и материалы резьбовых соединений.
5. Момент завинчивания, КПД, условие самоторможения

### Учебная литература:

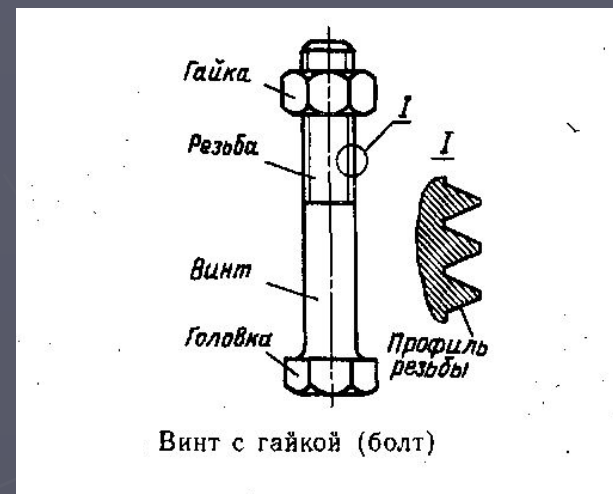
1. Детали машин: Учебн для ВУЗов. Под ред. О.А. Ряховского - М.: Изд. МГТУ им. Баумана, 2002. .
2. Детали машин Решетов Д.Н.- М.: Машиностроение, 1989.

# 1. Основные понятия и 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).



Винт с гайкой (болт)

## **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.

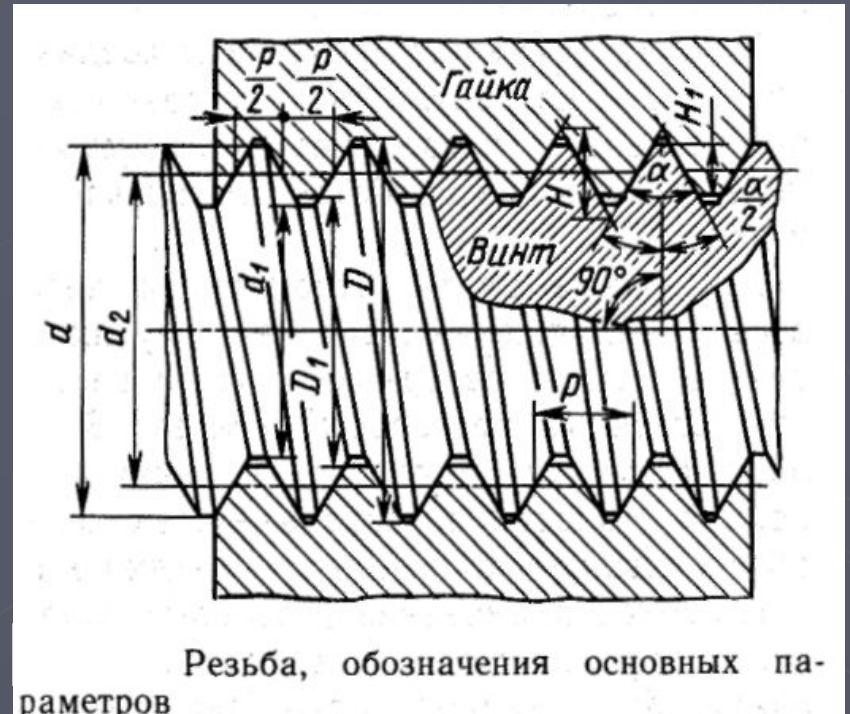
## 2. Основные типы и параметры резьбы

Основные геометрические параметры резьбы :

$d, D$  – номинальный диаметр резьбы;

$d_1, D_1$  – внутренний диаметр резьбы винта и гайки;

$d_2, D_2$  – средний диаметр резьбы;



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

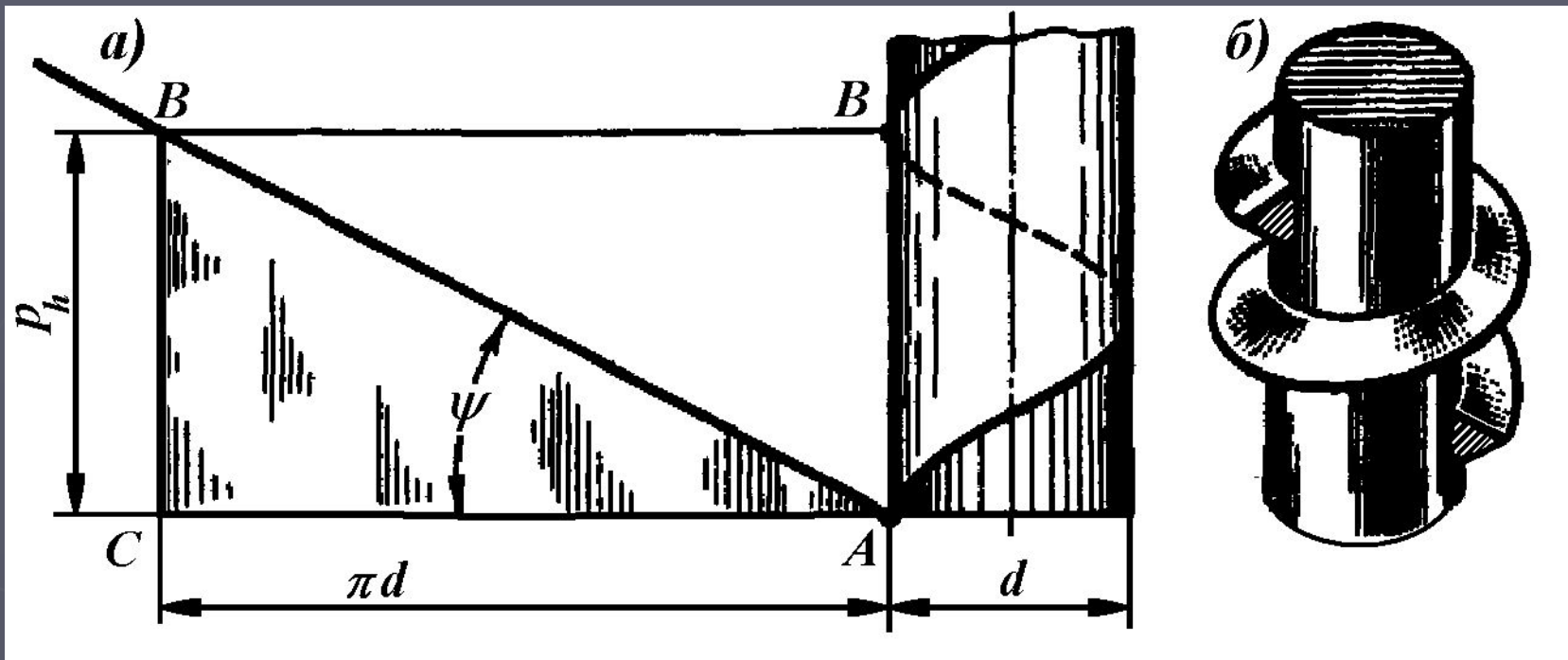
$p_h$  – ход резьбы – расстояние между соседними гребнями резьбы, принадлежащими одному гребню нарезки;

$\alpha$  – угол профиля резьбы;

$\gamma$  – угол подъёма резьбы;

$H$  – высота исходного треугольника резьбы

$H_1$  – рабочая высота профиля



## Образование винтовой линии (а) и треугольной резьбы (б).

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

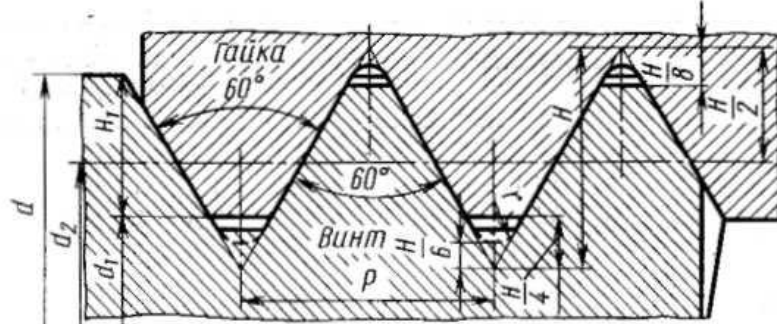
$P_h$  – ход винтовой линии;

$\psi$  – угол подъёма винтовой линии.

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{P_h}{\pi d_2}$$

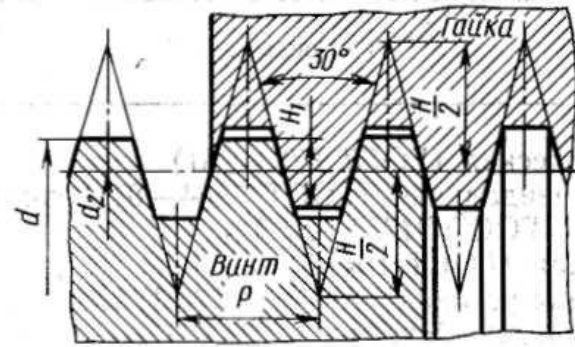
# Классификация резьб:

- 1) **по эксплуатационному назначению** – *крепёжная, крепёжно-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 – *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.*



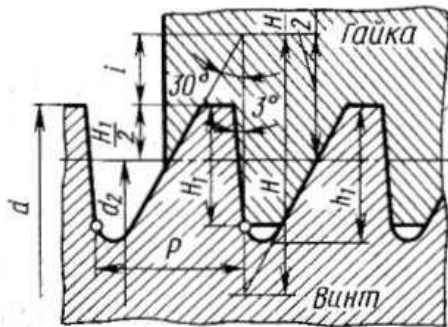
$$H \approx 0,866P; H_1 \approx 0,541P$$

а)



$$H \approx 1,866P; H_1 = 0,5P$$

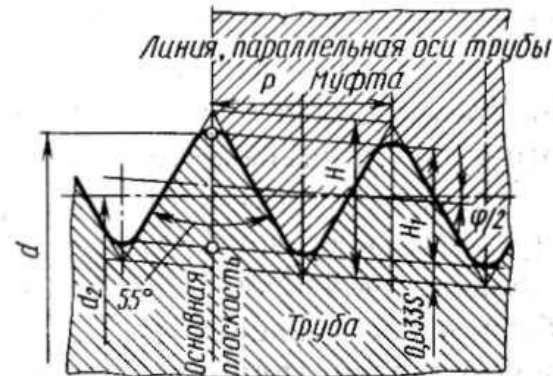
б)



$$H \approx 1,588P; H_1 = 0,75P$$

$$h_1 \approx 0,868P; i \approx 0,419P; r \approx 0,124P$$

в)



$$H \approx 0,960P; h \approx 0,640P; \varphi = 1:16$$

г)

## Различные профили резьб:

**а** – метрическая; **б** – трапециевидальная; **в** – упорная;

**г** – трубная.

# Резьба метрическая

$$\alpha = 60^{\circ};$$

$$r = \frac{H}{6};$$

$$H = \frac{P}{2} \operatorname{ctg} 30^{\circ} \approx 0,866P;$$

$$H_1 = H - \frac{H}{8} - \frac{H}{4} = 0,625H \approx 0,541P.$$

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

## 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 (нитек) на один дюйм** длины (1 дюйм = 25,4 мм).



## Резьба трапецеидальная

$$\alpha = 30^{\circ};$$

$$H_1 = 0,5P;$$

$$d_2 = d - 0,5P.$$

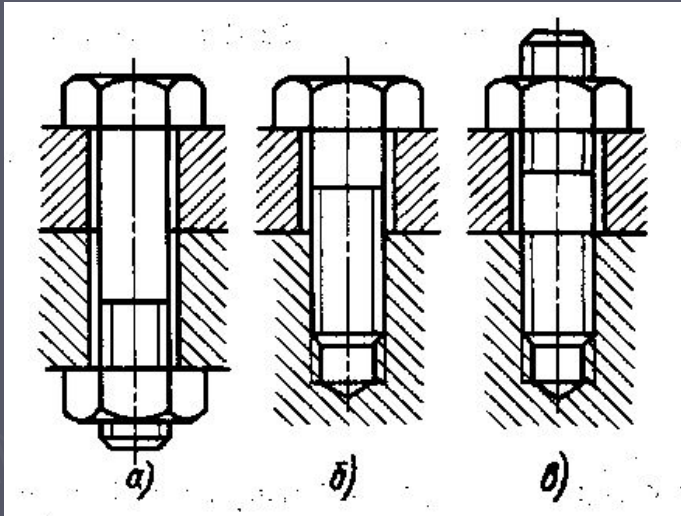
## Резьба упорная

$$\alpha_1 = 3^{\circ};$$

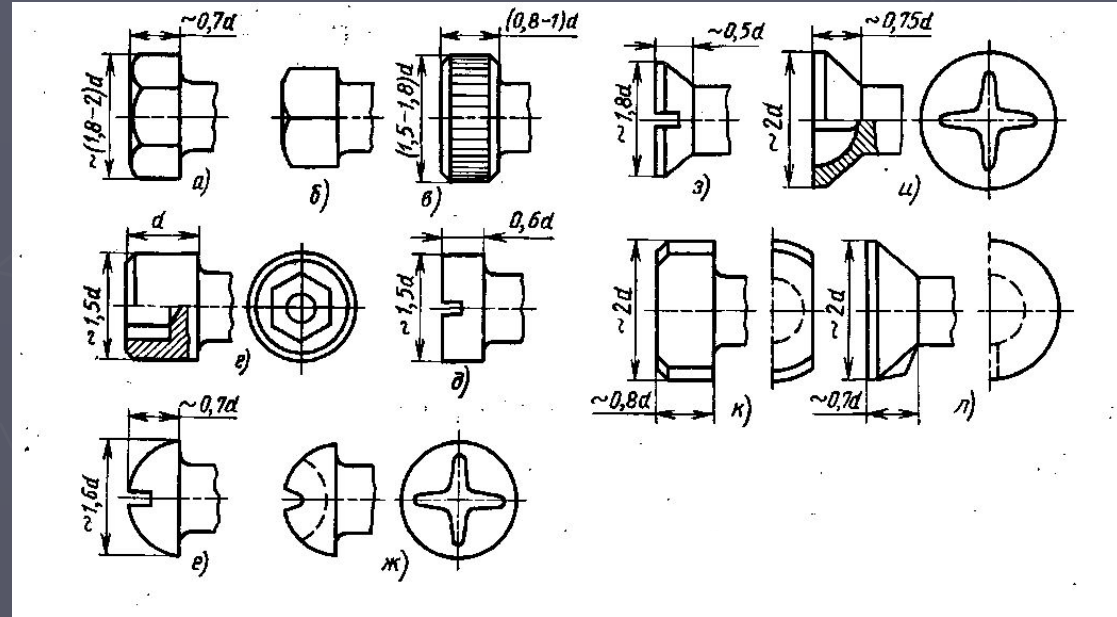
$$\alpha_2 = 30^{\circ};$$

$$H_1 = 0,75P;$$

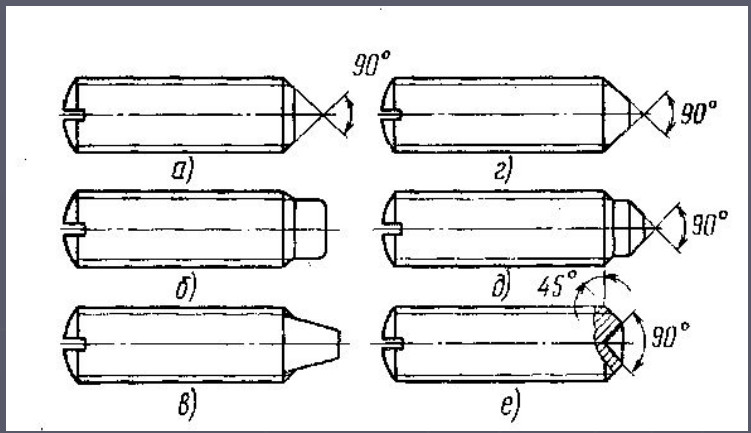
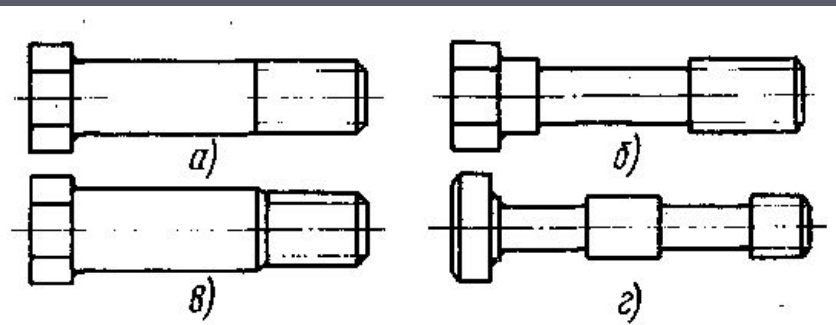
### 3. Детали резьбовых соединений, используемый инструмент, предохранение от самоотвинчивания



Крепежные винты:  
а) болт; б) винт; в) шпилька

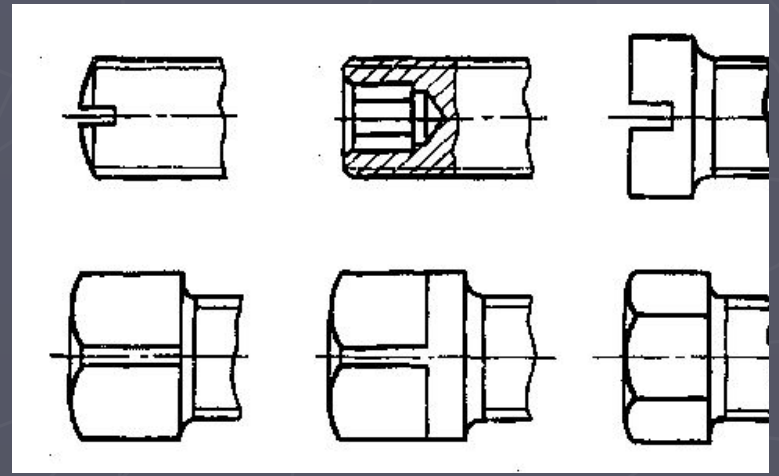
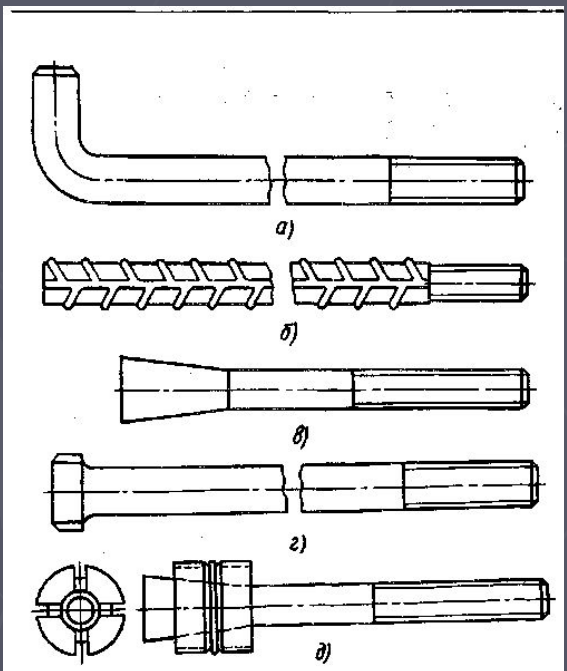


Головки крепежных винтов



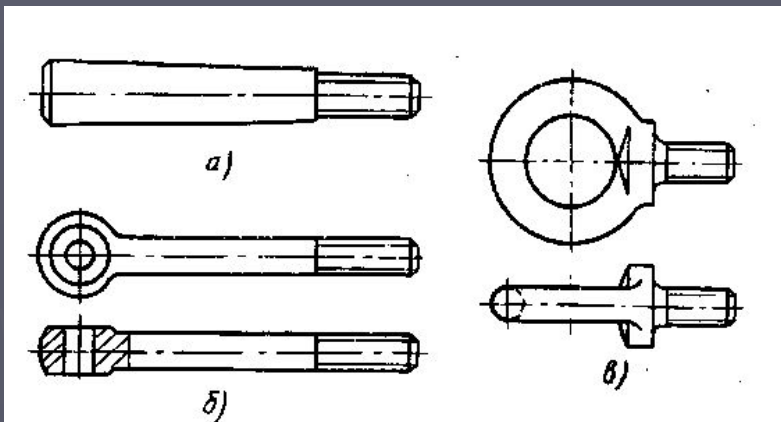
**Формы стержня винтов**

**Установочные винты**

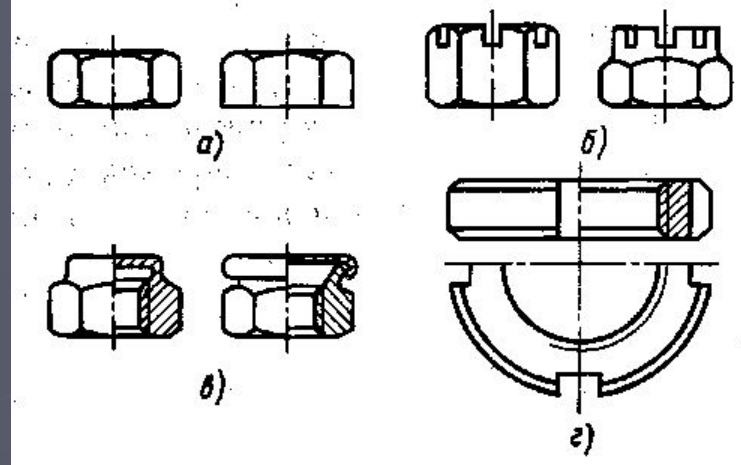


**Головки установочных винтов**

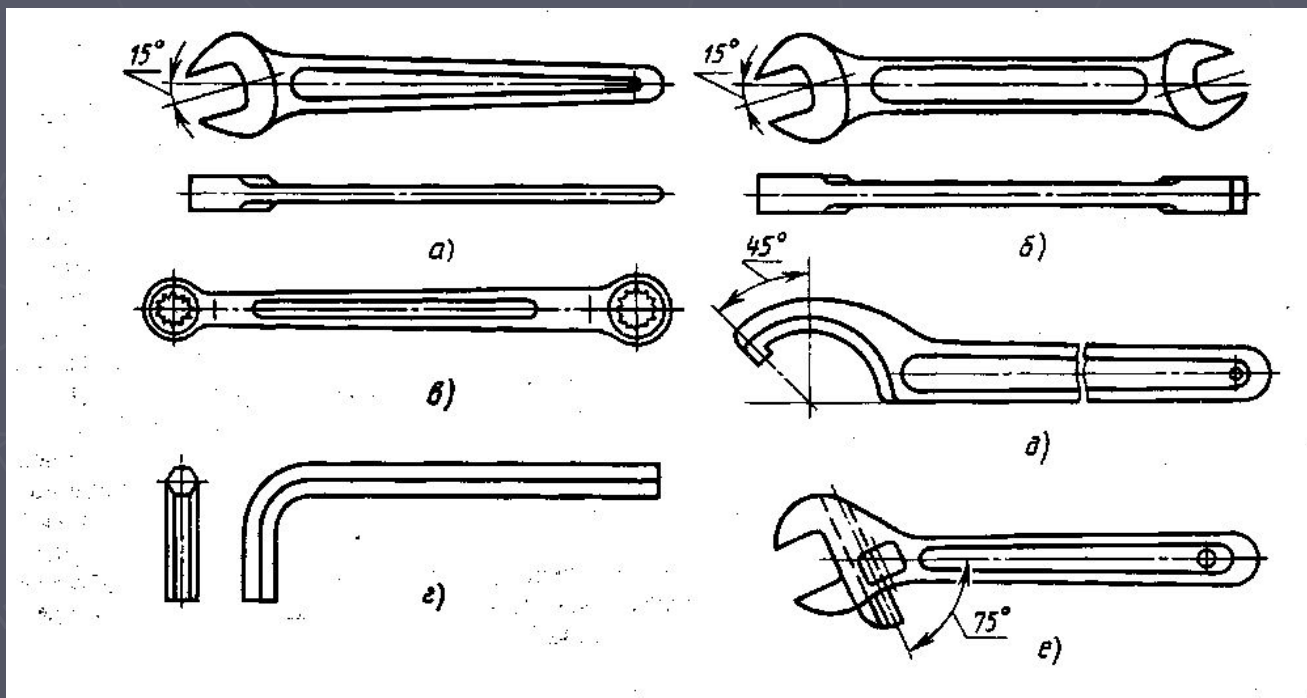
**Фундаментные болты**



Специальные болты



Основные типы гаек



Гаечные ключи

# Стопорение резьбовых соединений

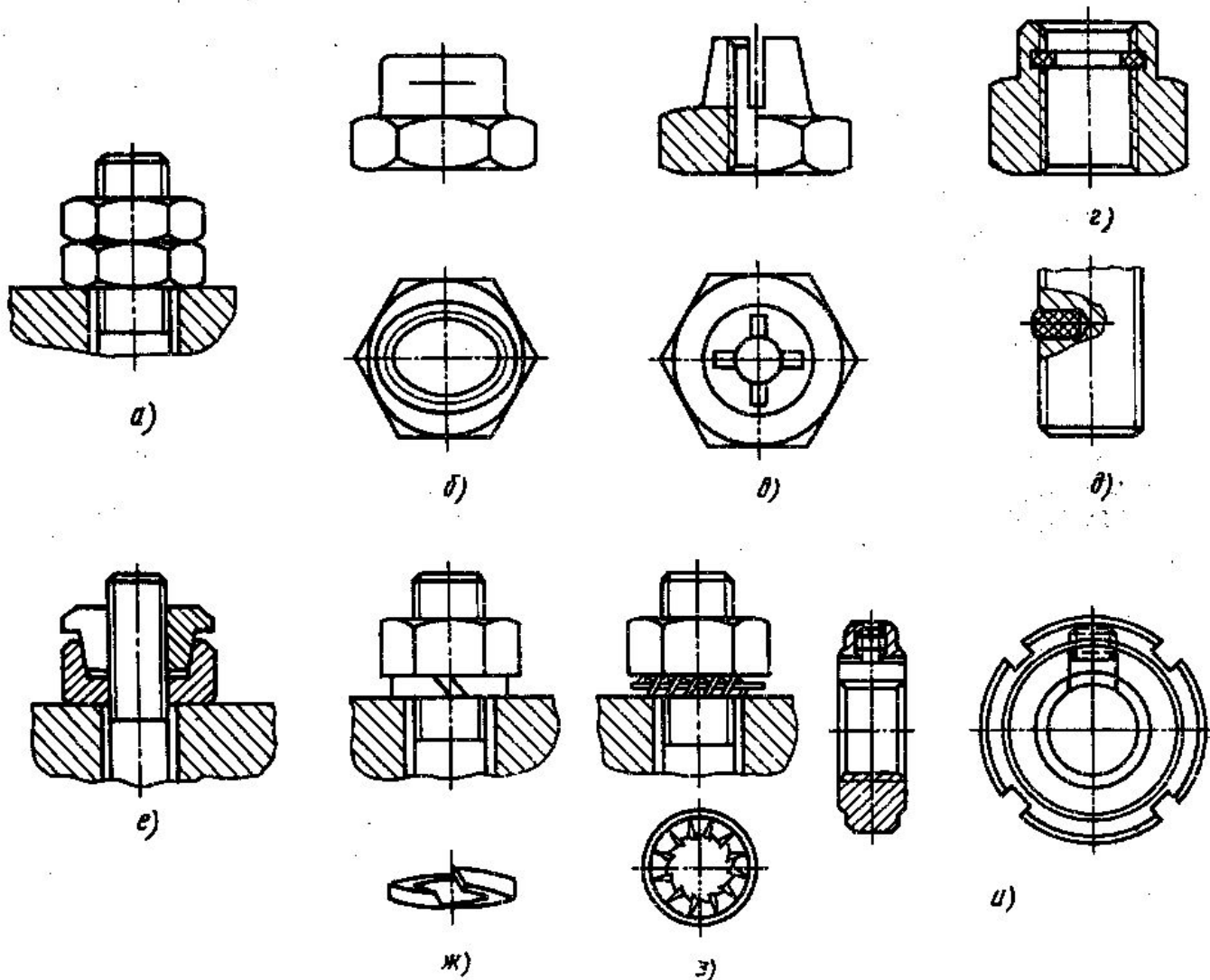
*Стопорение резьбового соединения – применение любого из приёмов борьбы с самоотвинчиванием резьбовых соединений.*

**Виды стопорения резьбовых соединений:**

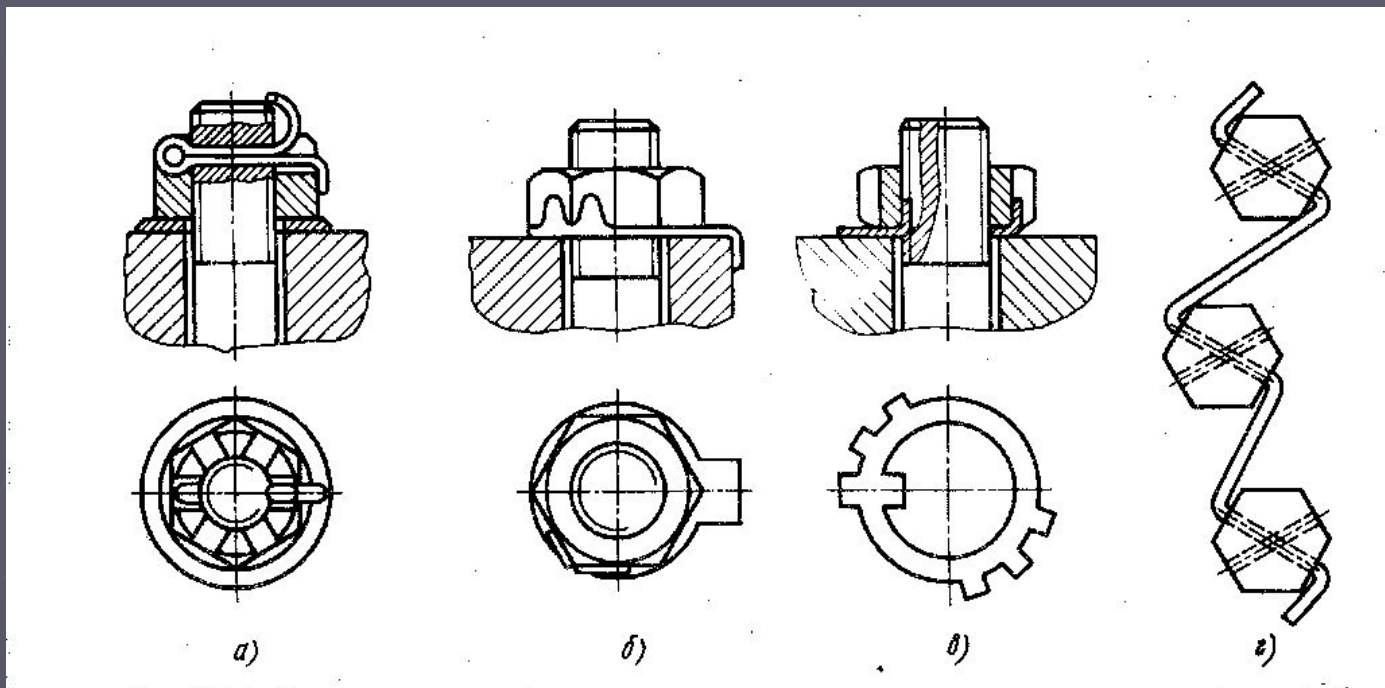
**1) создание повышенных усилий трения между витками резьбы** винта и гайки (пружинные шайбы, гайки с контргайками, предварительно обжатые гайки, гайки с пластмассовой вставкой, свинчивание на краску или клей и т.п.);

**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.).



**Стопорные устройства, основанные на дополнительном трении**



## Стопорные устройства со специальными запирающими элементами

# 4. Классы прочности и материалы резьбовых соединений

Класс прочности		$\sigma_B$ , МПа	$\sigma_T$ , МПа	Марка стали
Винт	Гайка			
3.6	4	300-400	200	Ст3;10
4.6	5	400-550	240	20
5.6	6	500-700	300	30;35
6.6	8	600-800	360	35;45;40Г
8.8	10	800-1000	640	35Х;35ХА;45Г
10.9	12	1000-1200	900	40Г2;40Х; 30ХГСА

$$[\sigma]_P = \frac{\sigma_T}{S}$$



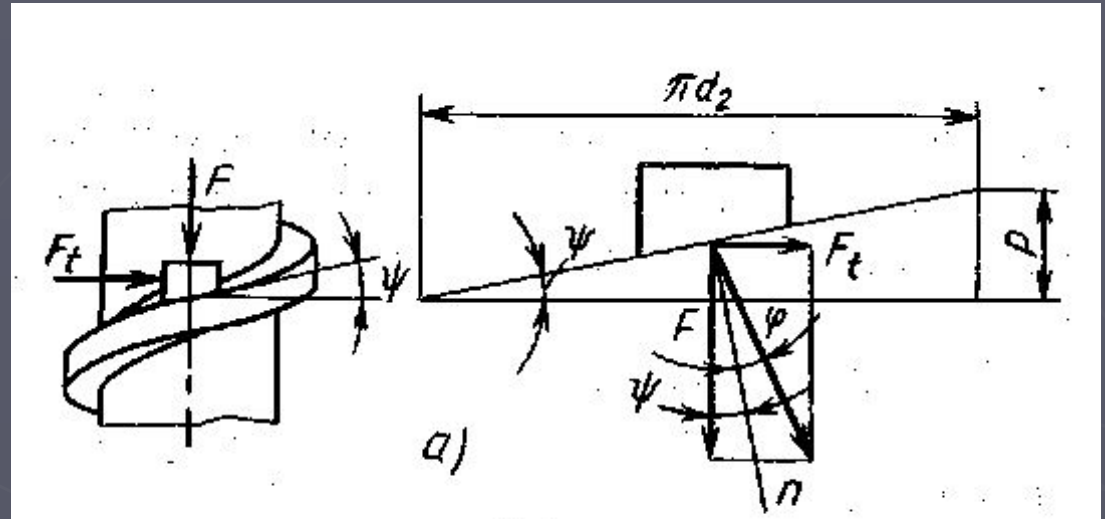
## 5. Момент завинчивания, КПД, условие самоторможения

$$T_{зав} = T_p + T_T$$

где  $T_{зав}$  – момент завинчивания, создаваемый гаечным ключом;

$T_p$  – момент, затрачиваемый на преодоление трения в резьбе;

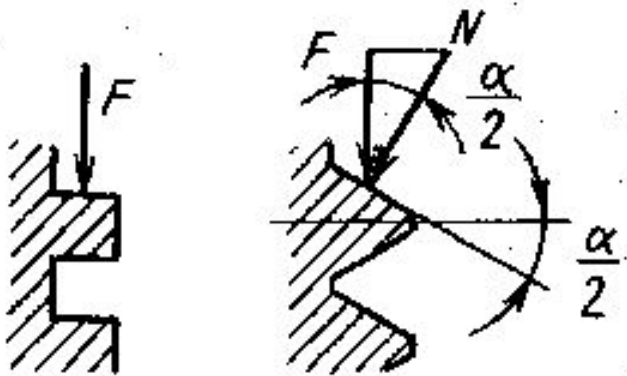
$T_T$  - момент сил трения в торце гайки.



Силы в РС

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

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



Окружная сила трения для витка прямоугольного профиля:

$$F_t = fF$$

Окружная сила трения для витка треугольного профиля:

$$F_t = fN = \frac{fF}{\cos \alpha/2} = f_1 F$$

Приведённый коэффициент трения для треугольной резьбы:

$$f_1 = \frac{f}{\cos(\frac{\alpha}{2})};$$

А приведённый угол трения:

$$\varphi_1 = \operatorname{arctg}(f_1) = \frac{\varphi}{\cos \alpha/2}$$

### Силы на витках резьбы при $\psi = 0$ :

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

Окружная сила и момент трения для витка треугольной резьбы:

$$F_t = Ftg(\psi + \varphi_1);$$

$$T_p = \frac{1}{2} Fd_2 tg(\psi + \varphi_1).$$

## Влияние профильного угла резьбы $\alpha/2$ на величину приведённых коэффициента и угла трения.

Резьба		$\alpha/2$ , град.	Приведённые показатели	
			Относительный коэффициент трения $f'/f$	Приведённый угол трения $\phi'$ , градус., при фактическом $\phi =$ $6^\circ$
Прямоугольная		0,0	1,000	6,00
Метрическая		30,0	1,155	6,92
Дюймовая		27,5	1,127	6,76
Трапецеидальная		15,0	1,035	6,21
Упорная,	передняя грань	3,0	1,001	6,006
	задняя грань	30,0	1,155	6,92
Круглая		15,0	1,035	6,21

Момент трения на торце гайки:  
где  $a$  –раствор ключа

$$T_T = Ff \frac{d_{cp}}{2};$$

$$d_{cp} = (a + d_0)/2.$$

Общий завинчивающий момент:

$$T_{зав} = F \frac{d_2}{2} \left( \operatorname{tg}(\psi + \varphi_1) + f \frac{d_{cp}}{d_2} \right)$$

С учетом параметров метрической резьбы:  $\psi = 2^{\circ}30'$ ;  $d_2 = 0,9d$ ;  $d_{cp} = 1,4d$

$$T_{зав} = 0,2Fd$$

С учетом стандартной длины гаечного ключа:

$$F \approx 70F_p$$

$F_p$  – усилие прилагаемое на рукоятке ключа

# КПД винтовой пары

КПД винтовой пары есть отношение полезной работы на винте к затрачиваемой работе при повороте ключа

$$\eta = \frac{Fdh}{T_p d\gamma} \quad \text{с учётом} \quad dh = \frac{d_2}{2} d\gamma \operatorname{tg} \psi$$

получаем

При ведущем вращательном движении

$$\eta = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg}(\psi + \varphi_1)}$$

При ведущем поступательном движении

$$\eta = \frac{\operatorname{tg}(\psi - \varphi_1)}{\operatorname{tg} \psi}$$

## Условие самоторможения

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

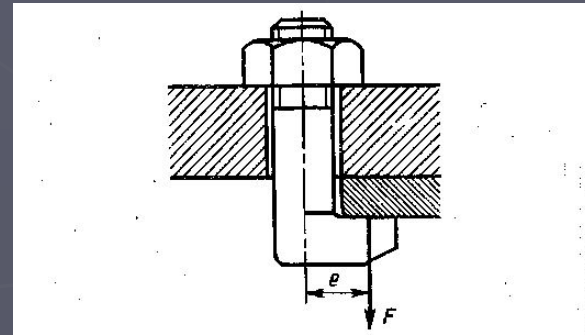
Эксцентрическая нагрузка возникает:

- а) в винтах с эксцентричной или так называемой костыльной головкой;
- б) в нормальных винтах при перекосе опорных поверхностей под гайку или головку винта.

В винтах с эксцентричной головкой под действием силы  $F$  возникают напряжения растяжения  $\sigma_p$  и изгиба  $\sigma_{\text{и}}$ .

Суммарное напряжение

$$\sigma = 1,3\sigma_p \pm \sigma_{\text{и}} = \frac{1,3 \cdot 4F}{\pi d_1^2} \pm \frac{32Fe}{\pi d_1^3} =$$
$$= \sigma_p \left( 1,3 \pm \frac{8e}{d_1} \right).$$



Из формулы видно, что при эксцентричном приложении нагрузки суммарные напряжения в винте могут во много раз превышать напряжения растяжения, например при эксцентриситете  $e = 0,5d_1$ ,  $\sigma = 5,3\sigma_p$ , т. е. суммарное напряжение более чем в 5 раз превышает напряжение растяжения.

При перекосе опорных поверхностей под гайкой или головкой винт (шпилька) изгибается в соответствии с углом поворота гайки или головки если нет препятствий для такой деформации винта.

За напряженное состояние винта в первом приближении в этом случае, кроме растяжения, принимают чистый изгиб.

По заданному углу  $\varphi$  наклона упругой линии, пользуясь известными зависимостями теории изгиба из сопротивления материалов, определяем изгибающий момент на винте

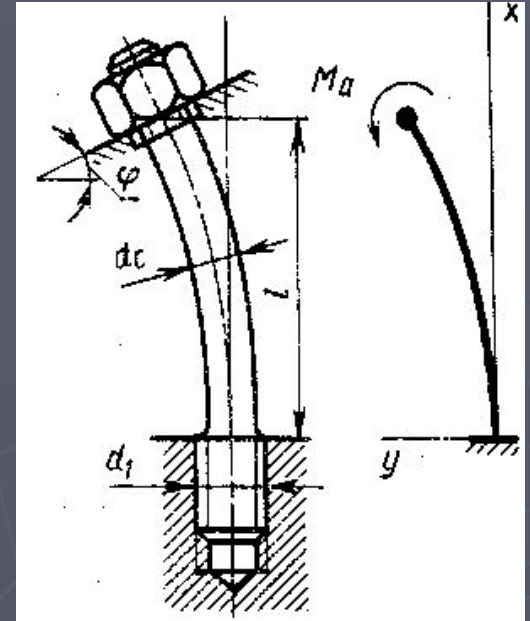
$$M_H = \frac{EI\varphi}{l}$$

где  $l$  — деформируемая длина винта;

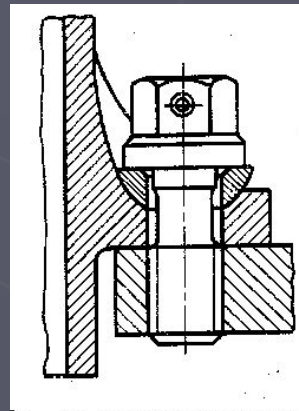
$I$  — момент инерции сечения, стержня винта;

$E$  — модуль упругости материала винта.

$$\sigma_H = \frac{32M_H}{\pi d_1^3} = \frac{\varphi E}{2} \frac{d_c}{l} \left( \frac{d_c}{d_1} \right)^3,$$



Перекосы опорных поверхностей, по опытным данным, в значительной степени влияют на сопротивление усталости винтов и статическую прочность винтов из высокопрочных сталей и слабо влияют на статическую прочность винтов из сталей малой и средней прочности. Для уменьшения напряжений изгиба повышают точность изготовления узла, (вводят допуски на перекосы опорных поверхностей, на биение торца) или применяют специальные конструкции— сферические шайбы, центрирующие пояски





# РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ПРИ НАГРУЖЕНИИ СИЛАМИ В ПЛОСКОСТИ СТЫКА

Применяют соединения двух видов:

- а) с винтами, устанавливаемыми в отверстиях с зазором;
- б) с винтами, устанавливаемыми под развертку без зазора.

Первый вид соединений дешевле, но второй может воспринимать большие нагрузки и обеспечивает центрирование деталей.

В случае установки винтов с зазором они должны создавать силу трения на поверхности стыка, превышающую внешнюю сдвигающую нагрузку. Потребная сила затяжки винта

$$F_{\text{зат}} = \frac{SQ}{if},$$

где  $Q$  — расчетная сдвигающая сила, приходящаяся на один наиболее нагруженный винт;  $i$  — число стыков, стягиваемых винтом;  $f$  — коэффициент трения,  $S$  — запас сцепления (во избежание сдвигов в пределах зазоров между болтами и отверстиями  $S > 1,5 \dots 2$ ).

В случае установки винтов под развертку их рассчитывают на срез.  
Условие прочности винта

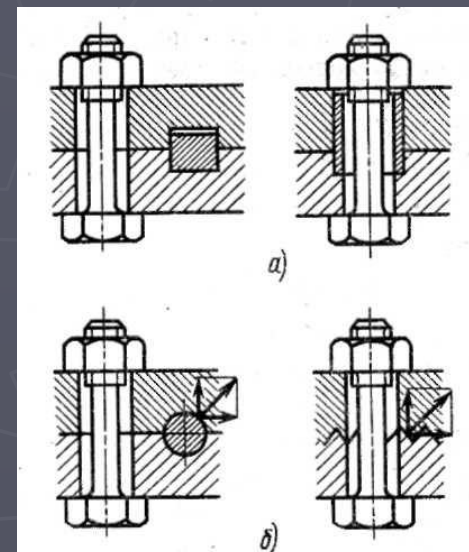
$$Q \leq \frac{\pi d_c^2}{4} i [\tau]_{\text{ср}},$$

где  $d_c$  — диаметр стержня винта в опасном сечении;  $i$  — число поверхностей среза.

При соединении тонкостенных деталей необходим дополнительный расчет на смятие.

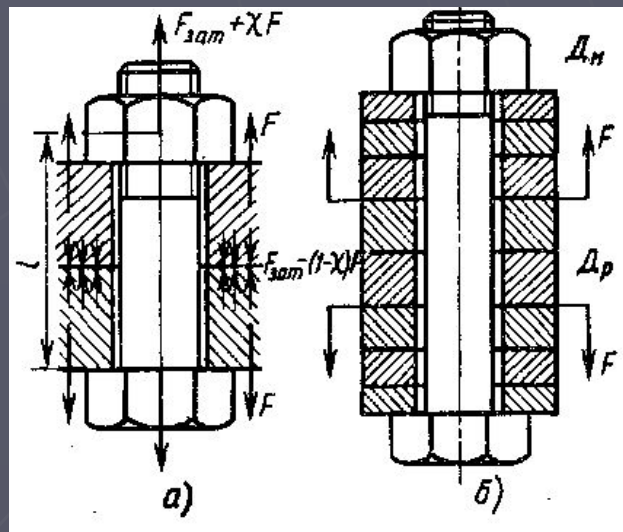
В высоконапряженных соединениях при стесненных габаритах и постоянной нагрузке допустимо вести расчет с учетом того, что часть внешней нагрузки передается силами трения в стыках, а остальная стремится срезать винты. Тогда расчетное условие

$$Q \leq \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma]_{\text{пр}} f + \frac{\pi d_c^2}{4} [\tau]_{\text{ср}}$$



# РАСЧЕТ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ, НАГРУЖЕННЫХ ОТРЫВАЮЩИМИ СИЛАМИ И МОМЕНТАМИ

Соединения, нагруженные отрывающими силами и моментами, так же как и нагруженные сдвигающими силами, выполняют с начальной затяжкой. Для этих соединений начальная затяжка необходима во избежание сдвигов от случайных сил и ударов при переменных нагрузках и для обеспечения жесткости и плотности стыка. Исходным расчетным, условием является сохранение на поверхности контакта после приложения внешних сил заданного давления.



Расчет соединений при действии центральной отрывающей силы.

При действии на затянутое соединение центральной отрывающей внешней нагрузки  $F$  только часть ее  $\chi F$  дополнительно нагружает винты, а оставшаяся часть  $(1 - \chi)F$  идет на разгрузку стыка ( $\chi$  — коэффициент основной нагрузки).

Задача о распределении нагрузки между винтом и стыком является статически неопределимой и решается с помощью условия совместности перемещений

Согласно условию сохранения плотности стыка силы затяжки одного винта в соединении с  $z$  винтами

$$F_{\text{зат}} = \frac{1}{z} [\sigma_{\text{min}} A_{\text{ст}} + (1 - \chi) F],$$

Где  $\sigma_{\text{min}}$  — минимально необходимое давление в стыке;  
 $A_{\text{ст}}$  — площадь стыка.

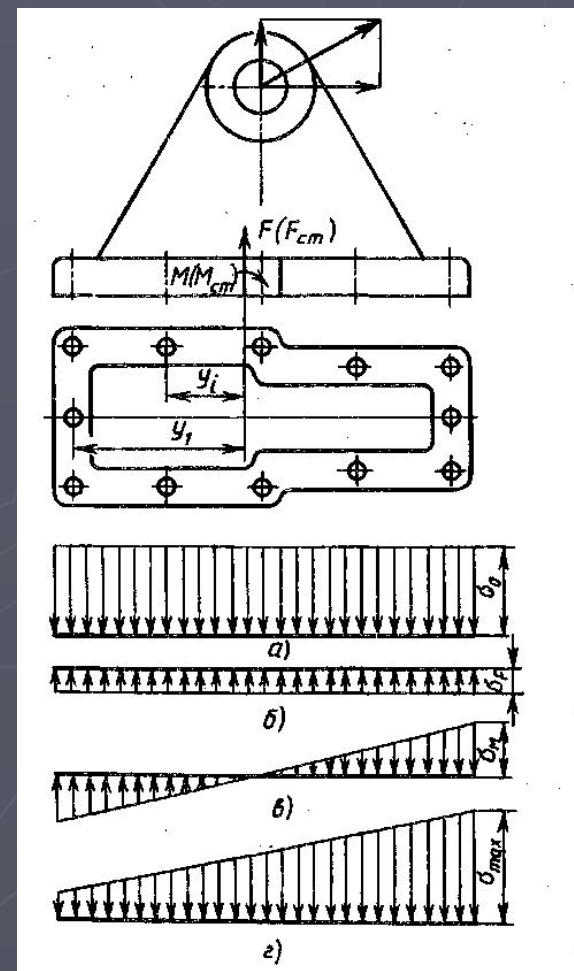
**Расчет соединений при действии отрывающей силы и момента.**

$$\sigma_{\text{max}} = \sigma_0 - \sigma_F \pm \sigma_M =$$

$$\sigma_{\text{min}}$$

$$= \frac{zF_{\text{зат}}}{A_{\text{II}}} - \frac{F_{\text{ст}}}{A_{\text{II}}} \pm \frac{M_{\text{ст}} y_{\text{max}}}{J_{\text{II}}},$$

Из этого уравнения находят силу затяжки  $F_{\text{зат}}$ , после чего определяют расчетное напряжение в винте  $\sigma_{\text{в}}$



## Расчет винтов крепления крышек цилиндров, находящихся под внутренним давлением

Расчет производят по условию герметичности соединения. Уплотняющим элементом служит прокладка, которая должна сжиматься давлением, значительно превосходящим давление в цилиндре и большим предела текучести материала прокладки с учетом упрочнения.

Полная сила, растягивающая винты при действии расчетного давления  $p$ , складывается из силы давления среды на крышку и остаточной силы, потребной для сжатия прокладки:

$$zF = (1 + \psi) \frac{\pi D_2^2}{4} p + \frac{\pi (D_1^2 - D_2^2)}{4} p_{\text{пр}},$$

где  $D_1$  и  $D_2$  — соответственно наружный и внутренний диаметры прокладки;  $\psi$  — коэффициент, учитывающий возможное повышение давления (обычно  $\psi = 0,2$ );  $p_{\text{пр}}$  — давление на прокладке, принимаемое для мягких прокладок равным  $(2 \dots 2,5)p$ , а для металлических прокладок  $3,5p$ .

