

# Тема № 19 «Соединения»

## Лекция № 40

### Учебные вопросы:

**19.5.** Резьбовые соединения: назначение, классификация, основные параметры.

**19.6.** Теория винтовой пары (силовые соотношения, условия самоторможения, КПД).

**19.7.** Расчет резьбы и болтов на прочность.

**19.8.** Особенности конструкции и расчета клеевых, паянных и клеммовых соединений (изучается самостоятельно).

# Литература

## **а) по резьбовым соединениям**

Иванов М.Н. Детали машин. М: Высшая школа, 2000, стр. 21...35

## **б) по клеевым, паянным и клеммовым соединениям**

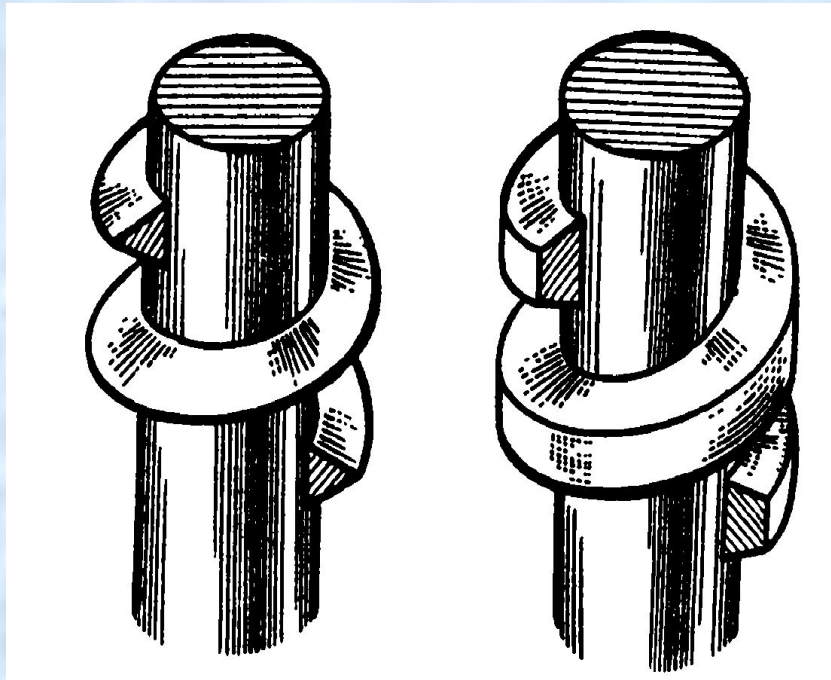
Иванов М.Н. Детали машин. М: Высшая школа, 2000, стр. 78...87

# 19.5 Резьбовые соединения

**Резьба** – выступы, образованные на основной(рабочей) поверхности болтов, гаек или соединяемых деталей и расположенные по винтовой линии.

## **Назначение**

Резьбовые соединения предназначены для разъемного соединения деталей. Пара винт – гайка применяется также как механическая передача, преобразующая вращательное движение в поступательное.



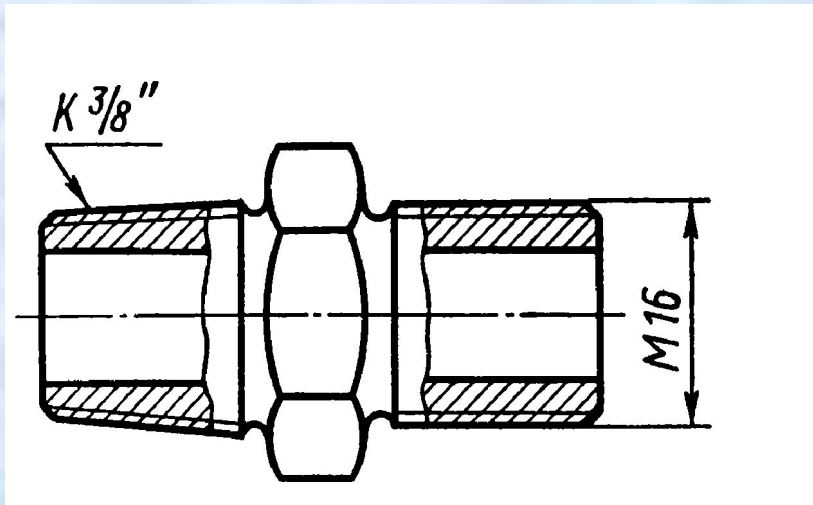
# Классификация резьб

## 1. По форме основной поверхности

- Цилиндрические
- Конические

## 2. По направлению винтовой линии

- Правая
- Левая

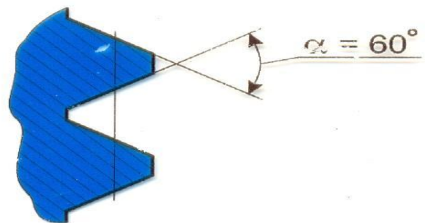


### 3. По профилю резьбы

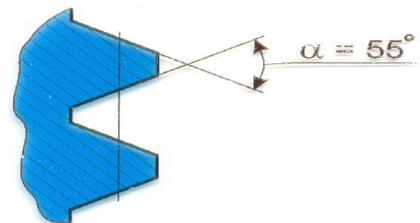
#### ТИПЫ РЕЗЬБ

##### Треугольные

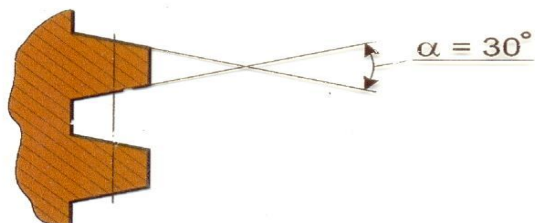
метрическая



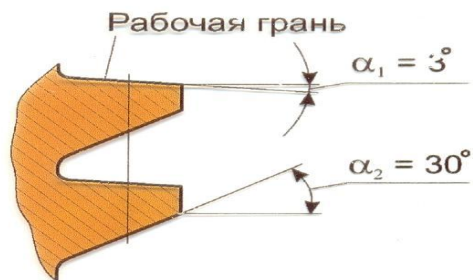
дюймовая



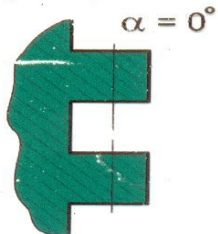
Трапецеидальная



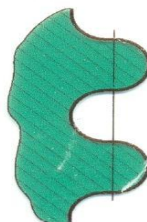
Упорная (односторонняя)



Прямоугольная



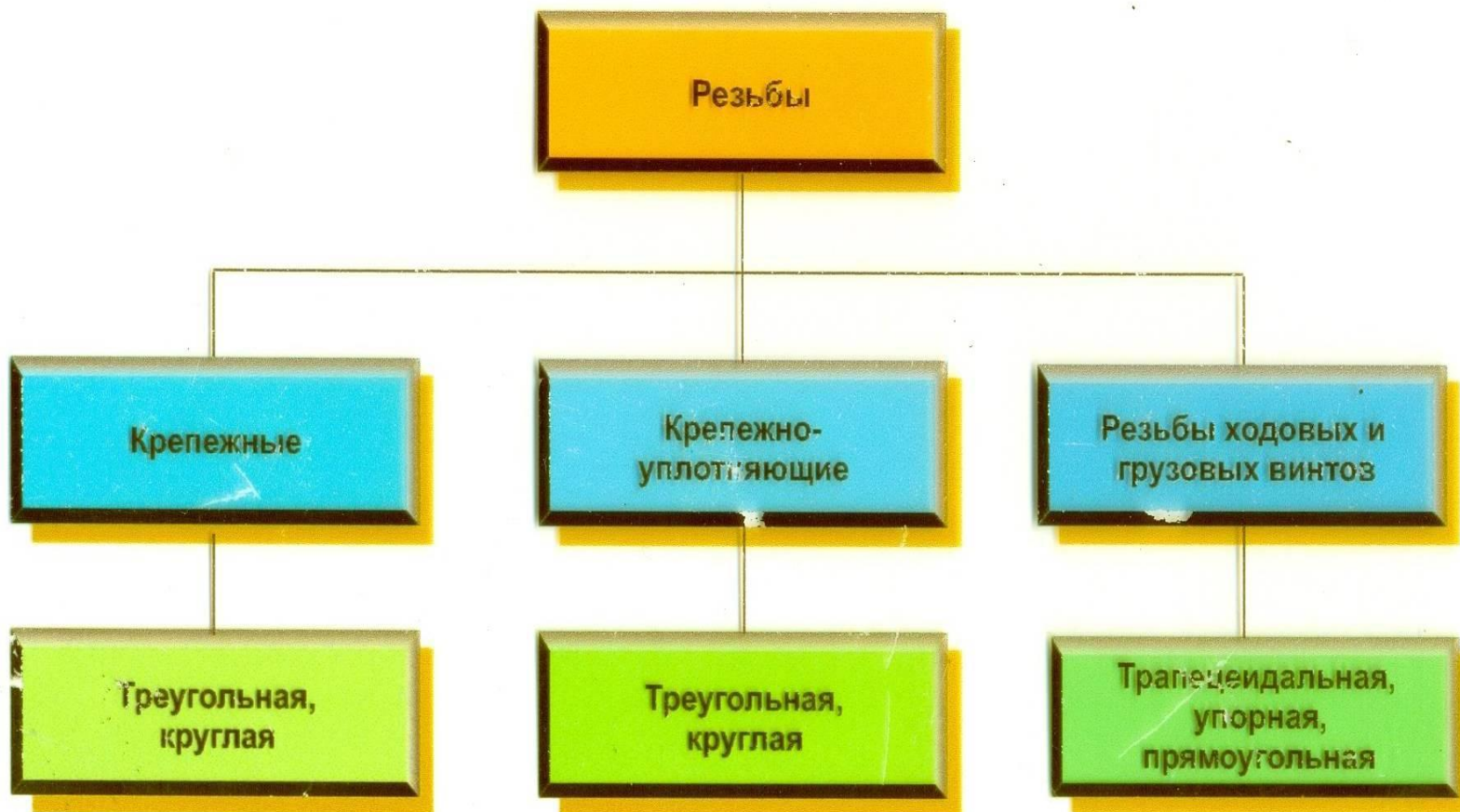
Круглая



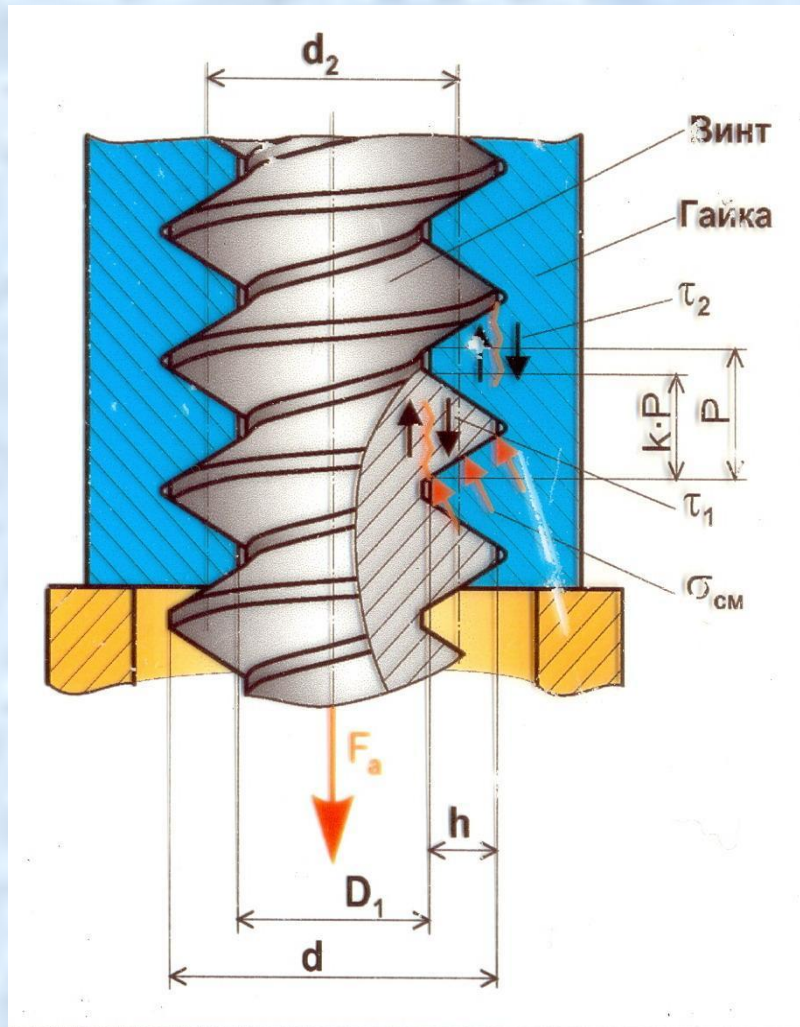


## 4. По назначению

### КЛАССИФИКАЦИЯ РЕЗЬБ ПО НАЗНАЧЕНИЮ



# Основные параметры резьбы



- $d$  ( $D$ ) – наружный диаметр болта (внутренний диаметр гайки);
- $d_1$  ( $D_1$ ) – внутренний диаметр резьбы (диаметр отверстия в гайке);
- $d_2$  ( $D_2$ ) – средний диаметр резьбы (средний диаметр гайки);
- $p$  – шаг резьбы;
- $h$  – рабочая высота профиля;
- $p_1$  – ход;
- $n$  – число заходов;
- $p_1 = np$ .
- $\Psi$  – угол подъема винтовой линии



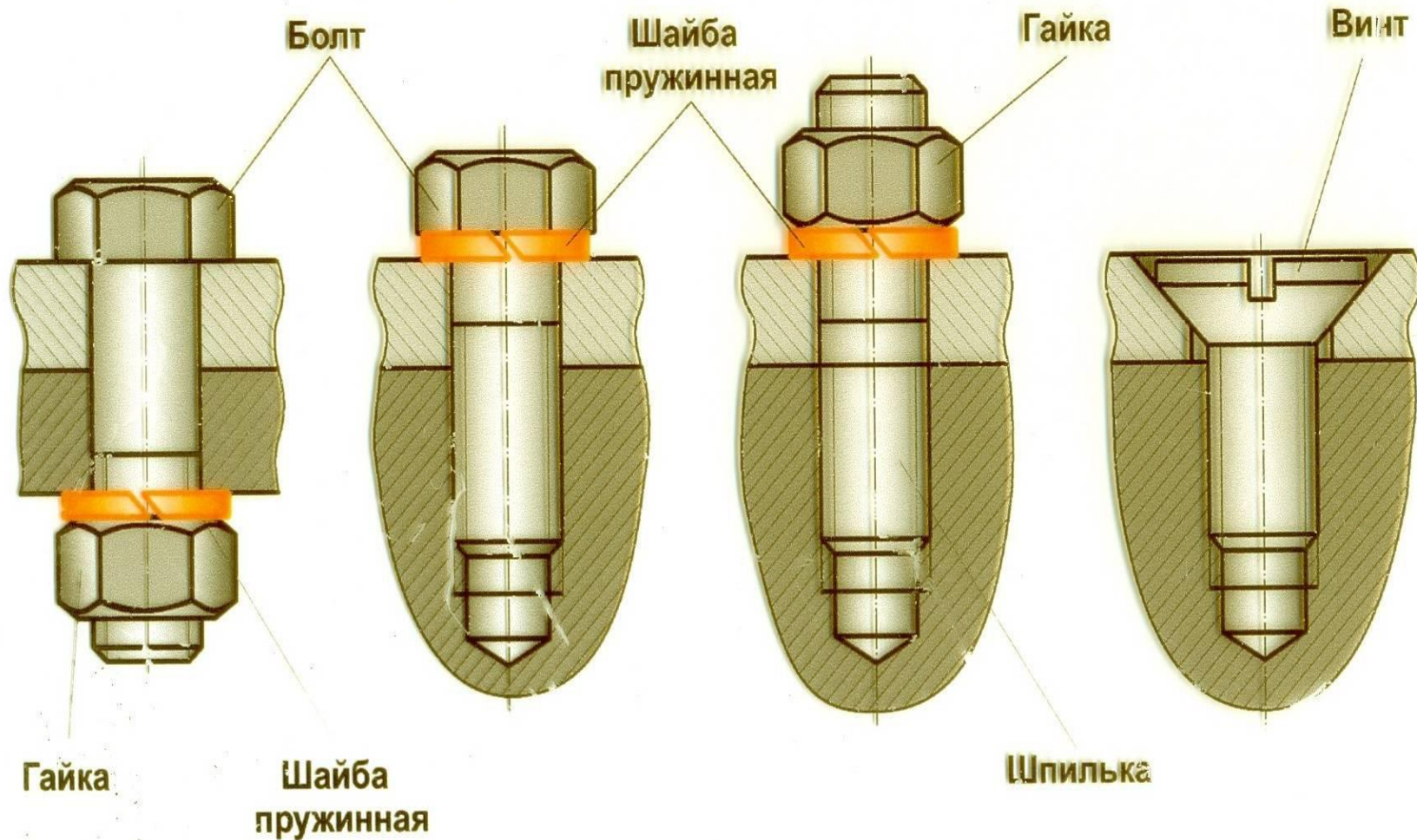
## ОСНОВНЫЕ ТИПЫ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ

Крепление деталей болтом и гайкой

Крепление деталей ввинчиванием болта в одну из деталей

Крепление деталей шпилькой и гайкой

Крепление деталей винтом





# 19.6. ТЕОРИЯ ВИНТОВОЙ ПАРЫ

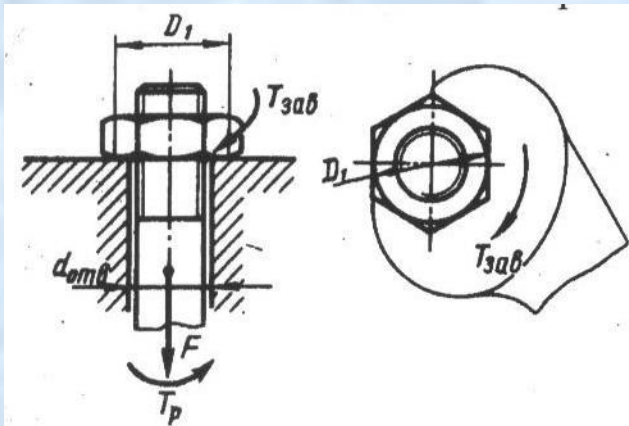


Схема для определения момента при завинчивании гайки под нагрузкой

## Момент завинчивания

Для завинчивания гайки при наличии осевой силы  $F$  к ней необходимо приложить момент завинчивания

$$T_{\text{зав}} = T_{\text{T}} + T_{\text{p}}$$

где  $T_{\text{T}}$  — момент сил трения на торце гайки;

$T_{\text{p}}$  — момент в резьбе, обеспечивающий преодоления сил трения и создание осевой силы  $F$ .

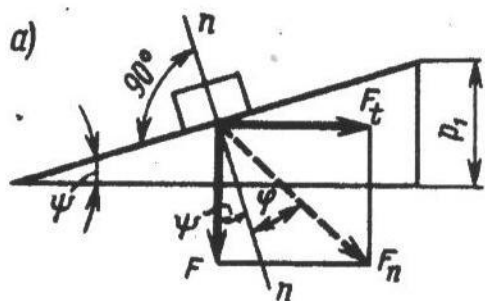
$$T_{\text{T}} = F_a \cdot f_{\text{T}} \frac{D_{\text{ср}}}{2}$$

$$D_{\text{ср}} = \frac{D_1 + d_{\text{отв}}}{2}$$

где  $f_{\text{T}}$  — коэффициент трения на торце гайки:

$D_1$  — диаметр торца гайки:

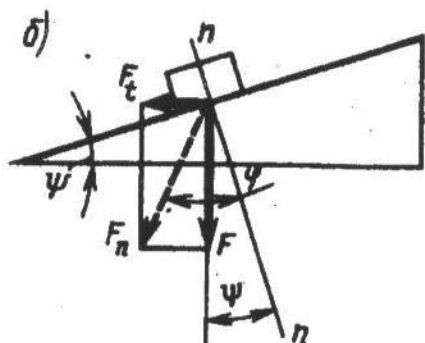
$d_{\text{отв}}$  — диаметр отверстия в гайке.



$$T_p = F_t \frac{d_2}{2}$$

$$F_t = F \cdot \operatorname{tg}(\Psi + \varphi)$$

$$T_p = F \cdot \operatorname{tg}(\Psi + \varphi) \cdot \frac{d}{2}$$



Схемы для расчета момента сил трения в резьбе:

а – при завинчивании гайки;  
б – при отвинчивании гайки

где  $\varphi = \operatorname{arctg} f_{\text{пр}}$  – угол трения в резьбе;  
 $f_{\text{пр}}$  – приведенный коэффициент трения в резьбе.

$$T_{\text{зав}} = F \frac{d_2}{2} \left[ \frac{D_{\text{ср}} f_{\text{т}}}{d_2} + \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \right]$$

Расчёты показывают, что

$$T_{\text{т}} \approx T_p$$

## Условия самоторможения

$$T_{\text{отв}} = F \frac{d_2}{2} \left[ \frac{D_{\text{ср}} f_{\text{T}}}{d_2} + \text{tg}(\varphi - \psi) \right] \geq 0$$

Упрощённое условия самоторможения

$$\psi < \varphi$$

Для крепёжных резьб

$$\psi = 2^{\circ}30' \dots 3^{\circ}30''$$

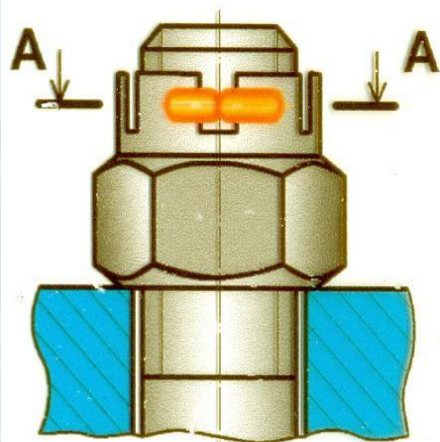
$$\varphi = 6^{\circ} \dots 16^{\circ} (f_{\text{пр}} = 0,1 \dots 0,3)$$

При вибрациях и переменных нагрузках коэффициент трения существенно снижается ( $f_{\text{пр}} \approx 0,02$ ), происходит самопроизвольное отвинчивание

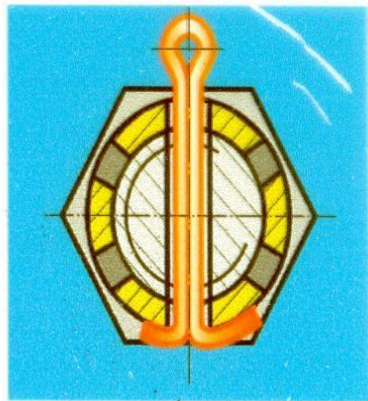


# СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ ЗАПИРАЮЩИМИ ЭЛЕМЕНТАМИ

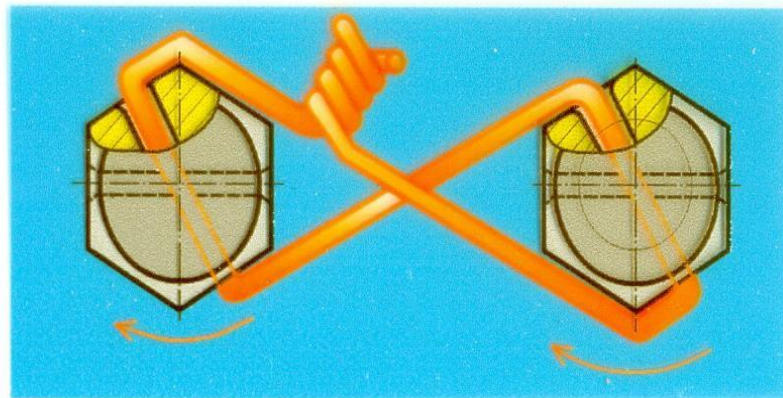
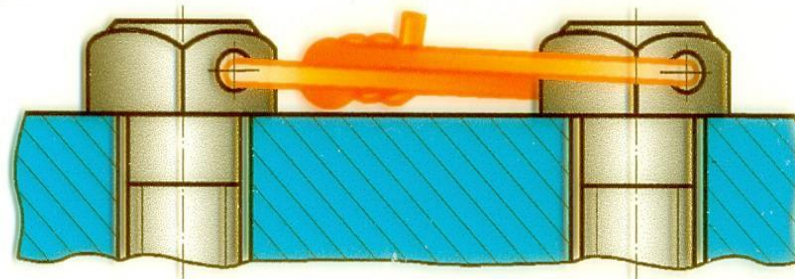
Шплинтом



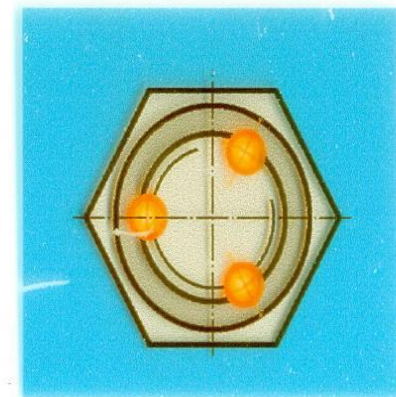
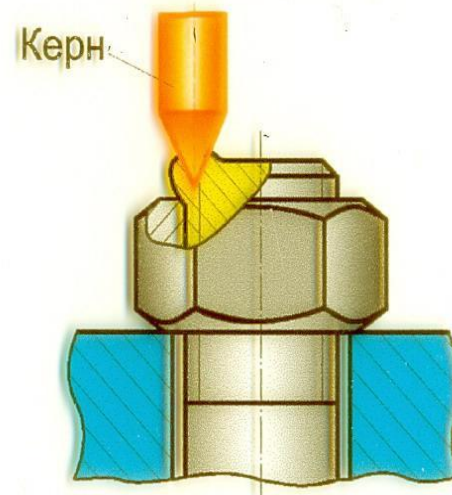
A-A



Обвязкой проволокой

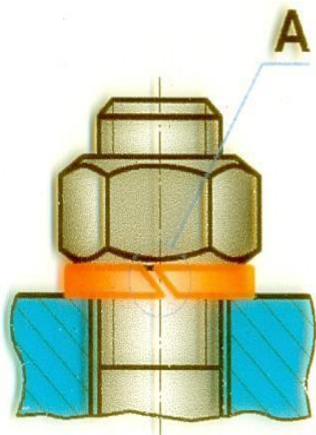


Кернение резьбы



# СПОСОБЫ СТОПОРЕНИЯ РЕЗЬБОВЫХ СОЕДИНЕНИЙ, ОСНОВАННЫЕ НА ДОПОЛНИТЕЛЬНОМ ТРЕНИИ

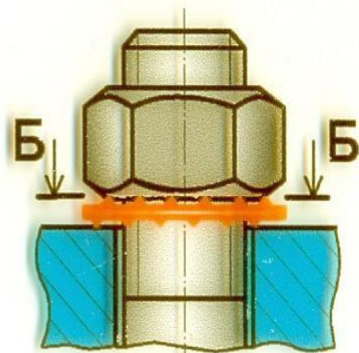
Пружинной  
шайбой



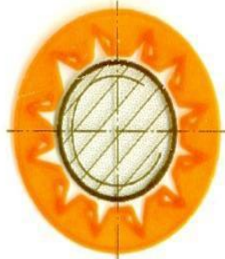
А



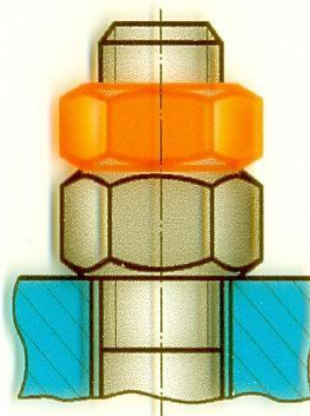
Осесимметричной  
пружинной  
шайбой



Б-Б

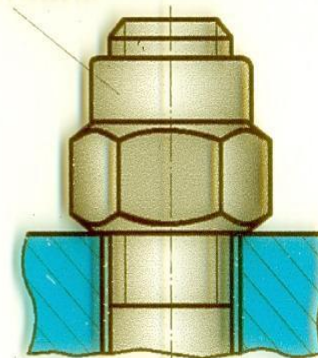


Контргайкой



Овальным обжатием  
цилиндрического хво-  
стовика гайки

Хвостовик



Болт условно не  
показан

Форма хвостовика  
до завинчивания





## КПД винтовой пары

$$\eta = \frac{A_{\text{пол}}}{A_{\text{затр}}}$$

За один оборот гайки:

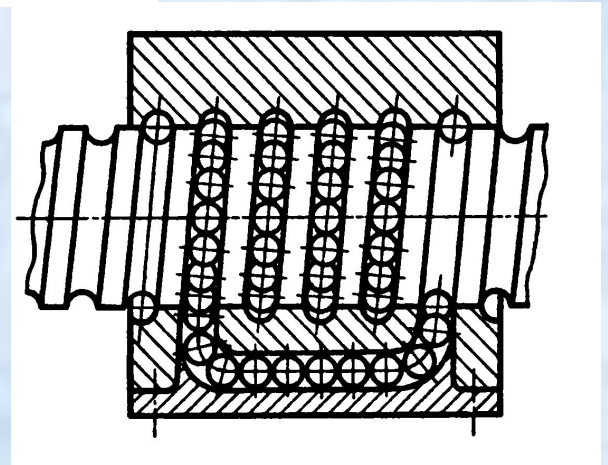
$$A_{\text{пол}} = F \cdot p = F \pi d_2 \operatorname{tg}(\psi)$$

$$A_{\text{затр}} = F_{\tau} \cdot \pi d_2 = F \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) \pi d_2$$

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

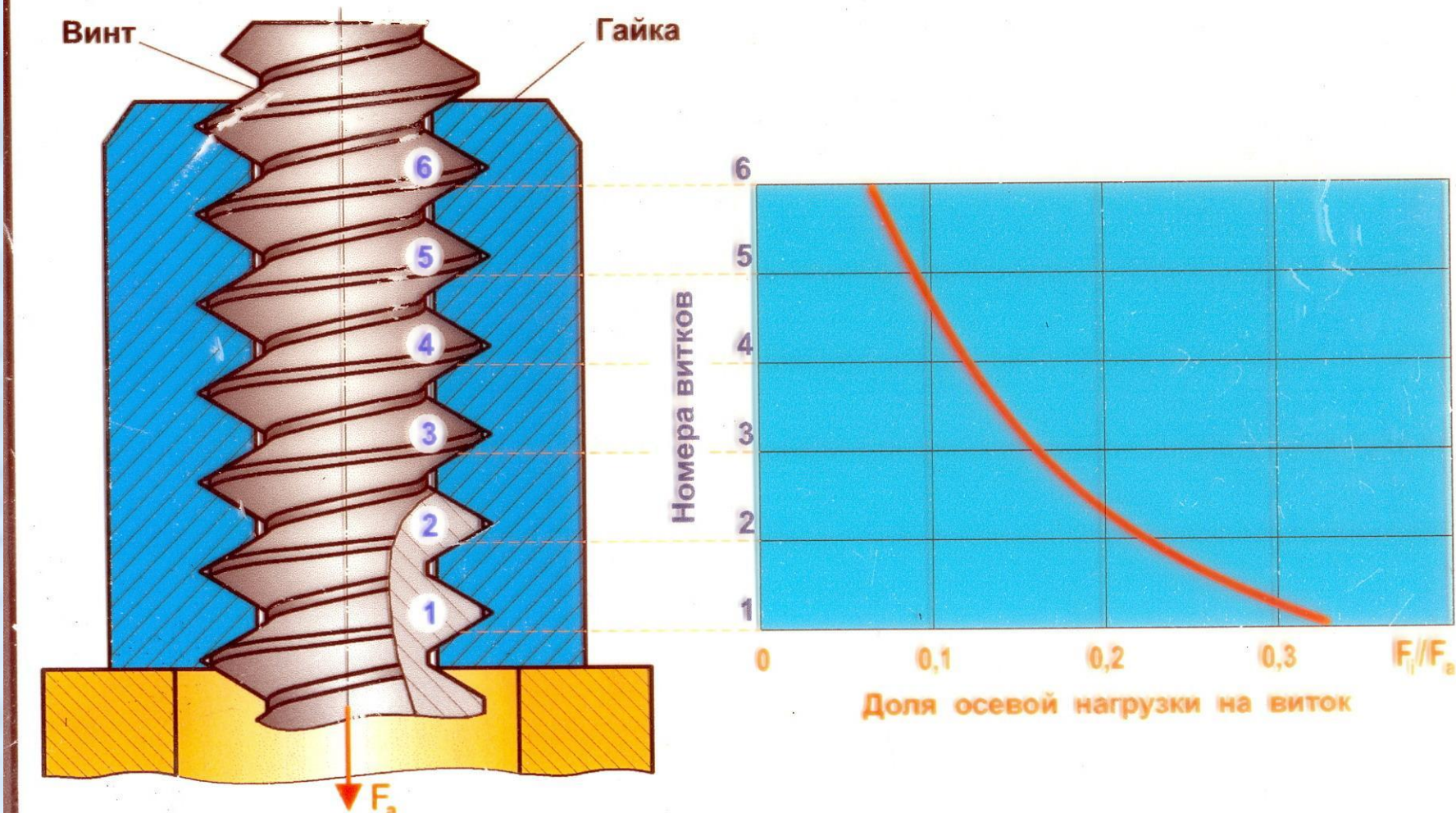
Для повышения КПД:

- увеличивают  $\psi$  (многозаходные резьбы)
- уменьшают  $\varphi$  (прямоугольные или упорные резьбы, смазка трущихся поверхностей, применение шариковых винтовых пар)



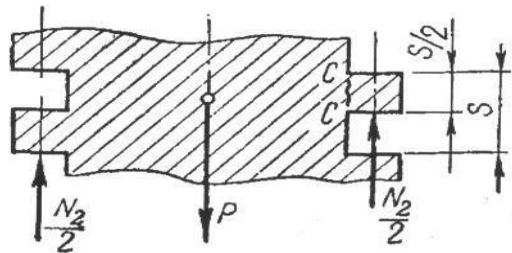


## РАСПРЕДЕЛЕНИЕ НАГРУЗКИ ПО ВИТКАМ РЕЗЬБЫ ПО Н. Е. ЖУКОВСКОМУ



Неравномерность распределения нагрузки по виткам обусловлено тем, что болт растягивается, а гайка сжимается.

## Сравнительная характеристика резьб



$$F_{\text{тр}} = F_n \cdot f$$

Для прямоугольной резьбы:

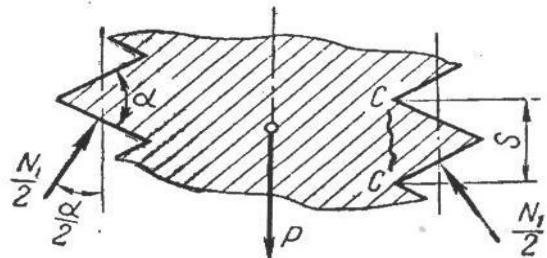
$$F_n = P$$

$$F_{\text{тр}} = P \cdot f$$

Для треугольной резьбы:

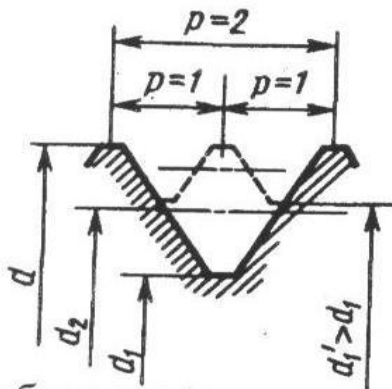
$$F_n = \frac{P}{\cos \alpha/2}$$

$$F_{\text{тр}} = \frac{P}{\cos \alpha/2} \cdot f = P f_{\text{пр}}$$



К сравнению прямоугольной и  
треугольной резьбы по трению и  
прочности

$$f_{\text{пр}} = \frac{f}{\cos \alpha/2}$$



Резьбы с крупным и мелким  
шагом

Срез витков происходит по сечению С-С.

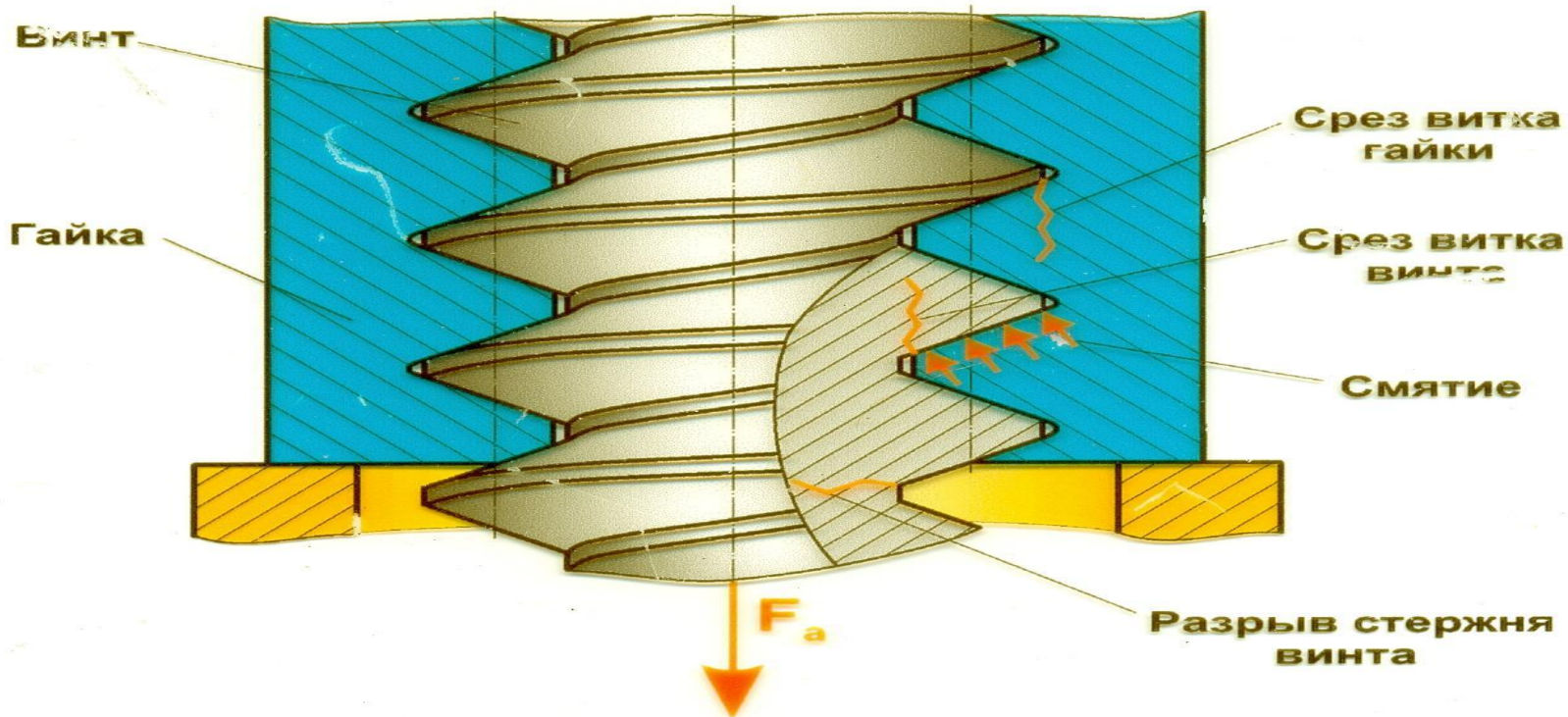
Для треугольной резьбы площадь среза  
больше, такая резьба более прочная.

Для резьбы с мелким шагом меньше угол  $\psi$   
(лучше самоторможение) и больше  $d_1$   
(болт более прочный)



# 19.7. Расчёт резьбы и болтов на прочность

## КРИТЕРИИ РАБОТОСПОСОБНОСТИ РЕЗЬБОВЫХ ДЕТАЛЕЙ



Назначение резьбы	Критерии работоспособности
Крепежные	Смятие рабочих поверхностей витков
	Срез витков резьбы
	Разрыв стержня
Ходовые и грузовые винты	Износ резьбы



# Расчёт резьбы

Условия прочности среза витков болта:

$$\tau = \frac{F}{S_{\text{ср}}} = \frac{F}{\pi d_1 p z k_n \cdot k_{\text{нер}}} \leq [\tau]$$

Условия прочности среза витков гайки:

$$\tau = \frac{F}{S_{\text{ср}}} = \frac{F}{\pi d p z k_n \cdot k_{\text{нер}}} \leq [\tau]$$

где

$p$  - шаг резьбы;

$Z$  - число витков в гайке;

$k_n$  - коэффициент полноты профиля;

$k_{\text{нер}}$  - коэффициент учитывающий неравномерность

нагрузки на витках

$$(k_{\text{нер}} = 0,6 \dots 0,7)$$

Условия износостойкости ходовых резьб:

$$\sigma_{\text{ср}} = \frac{F}{S_{\text{ср}}} = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq [\sigma_{\text{ср}}]$$

где  $h$  – рабочая высота профиля.

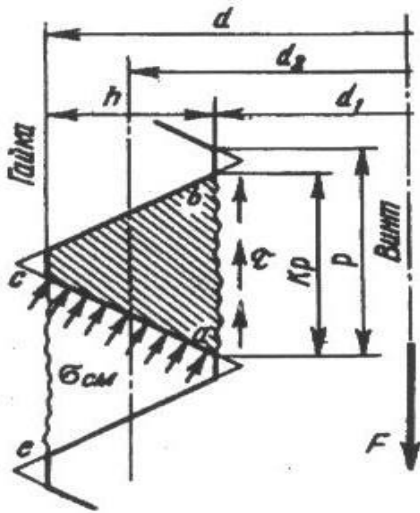


Схема для расчета прочности резьбы

Резьба	$k_n$
Прямоугольная	0,5
Трапецеидальная	0,65
Упорная	0,75
Треугольная	0,87

# Расчёт болтов

## ЗАТЯНУТОЕ БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ

При затяжке соединения болт испытывает сложное напряженное состояние - растяжение с кручением.

### Эквивалентные напряжения

$$\sigma_{\text{э}} = \sqrt{\sigma_{\text{p}}^2 + 3\tau_{\text{к}}^2} \leq [\sigma]_{\text{p}}.$$

Напряжения растяжения от силы затяжки

$$\sigma_{\text{p}} = 4F_{\text{зат}} / (\pi \cdot d_1^2).$$

Напряжения кручения при затяжке соединения моментом

$$\tau_{\text{к}} = T / W_{\text{p}},$$

$$\text{где } T = 0,5F_{\text{зат}} \cdot d_2 \cdot \text{tg}(\psi + \rho')$$

$$W_{\text{p}} = \pi \cdot d_1^3 / 16;$$

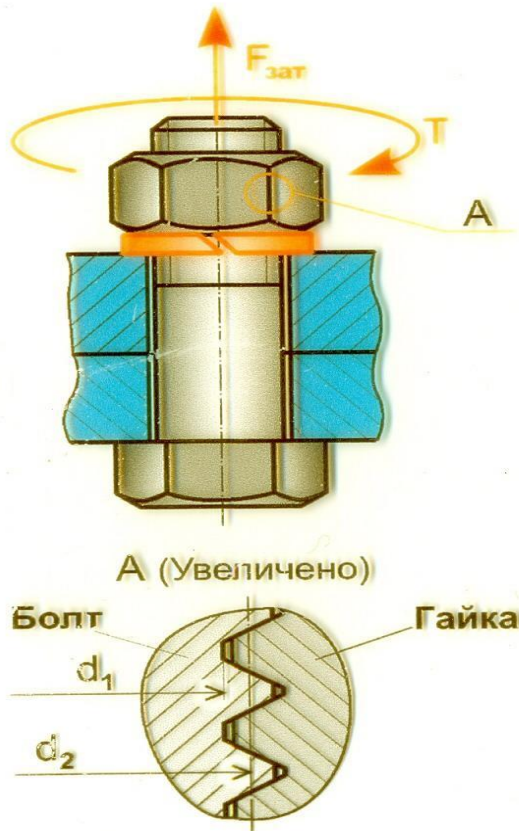
$\psi$  - угол подъема витка винтовой линии резьбы;

$\rho'$  - приведенный угол трения в резьбе.

Для геометрически подобных резьб

$$\sigma_{\text{э}} = \beta \cdot \sigma_{\text{p}},$$

где  $\beta = 1,25 \dots 1,35$  - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.



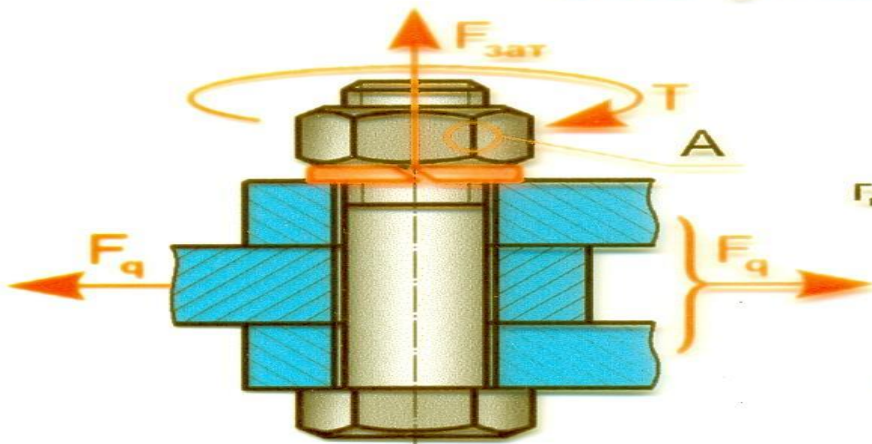
$$\sigma_{\text{ЭКВ}} = 1,3 \frac{F_{\text{зат}}}{\frac{\pi d_1^2}{4}} \leq [\sigma]$$

$$d_1 = \sqrt{1,3 \frac{4F_{\text{зат}}}{\pi[\sigma]}}$$

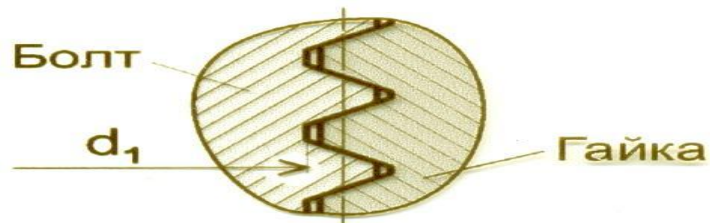


# БОЛТОВОЕ СОЕДИНЕНИЕ, НАГРУЖЕННОЕ ПОПЕРЕЧНОЙ СИЛОЙ

Болт установлен с зазором



А (Увеличено)



Потребная сила затяжки болта

$$F_{\text{зат}} = k \cdot F_q / f \cdot i ,$$

где  $k = 1,5 \dots 2,0$  - запас сцепления;  
 $f$  - коэффициент трения в стыке;  
 $i = 2$  - число стыков в соединении.

Внутренний диаметр болта

из расчета на растяжение с учетом скручивания при затяжке

$$d_1 \geq \sqrt{4\beta \cdot F_{\text{зат}} / (\pi \cdot [\sigma]_p)} ,$$

где  $\beta = 1,25 \dots 1,35$  - коэффициент, учитывающий скручивание болта при затяжке.

Болт установлен без зазора

Диаметр стержня болта  
из расчета на срез

$$d_c \geq \sqrt{4F_q / (\pi \cdot [\tau]_c \cdot i)}$$

