



ОСНОВЫ КОНСТРУИРОВАНИЯ ПРИБОРОВ

Санкт-Петербург

202

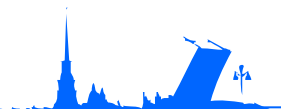
0





Тема 8 СОЕДИНЕНИЯ

Лекция 13 Разъемные соединения





1 Виды соединений

2 Общие сведения о резьбовых соединениях. Детали резьбовых соединений

3 Расчет резьбовых соединений

4 Шпоночные и шлицевые соединения

Литература:

4 Детали машин и основы конструирования: учебное пособие / Б.М.Борзилов, С.К.Горелов, Ю.В.Катонов, В.И.Корнилов, Е.М.Росляков, Л.Н.Тащилин; под общей ред. Е.М.Рослякова. – СПб.: ВКА имени А.Ф.Можайского, 2010. – 385 с. (стр. 111...137)



По признаку разъемности все виды соединений можно разделить на

разъемные и неразъемные

Разъемные соединения – соединения, которые позволяют разъединять детали без их повреждения

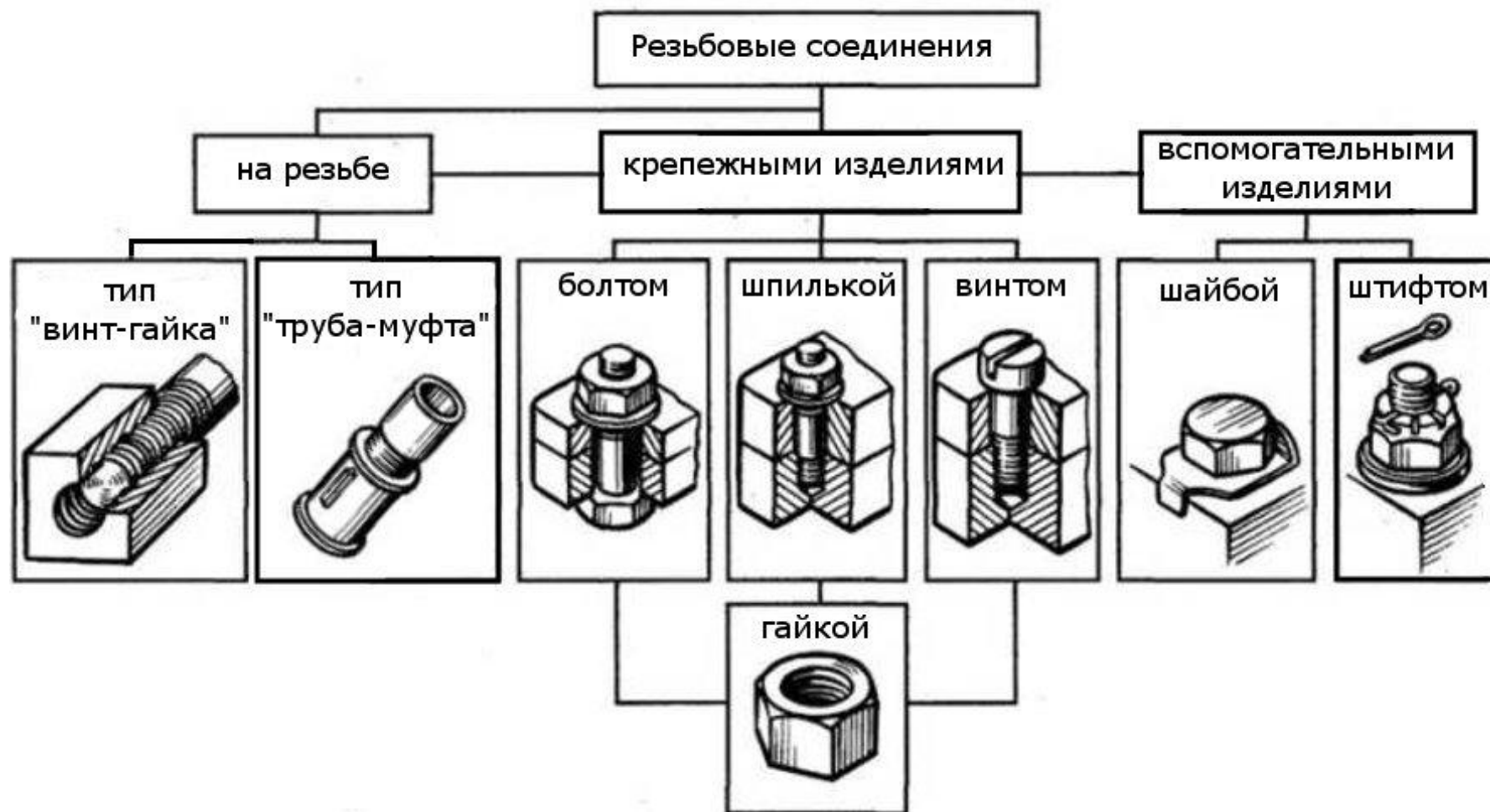
Неразъемные соединения – соединения, которые не позволяют разъединять детали без их повреждения

- резьбовые соединения;
- шпоночные соединения;
- шлицевые соединения;
- штифтовые соединения;
- призматические соединения;
- профильные соединения.

- сварные соединения;
- паяные соединения;
- клеевые соединения;
- клепаные соединения;
- развальцованные соединения;
- запрессованные соединения.

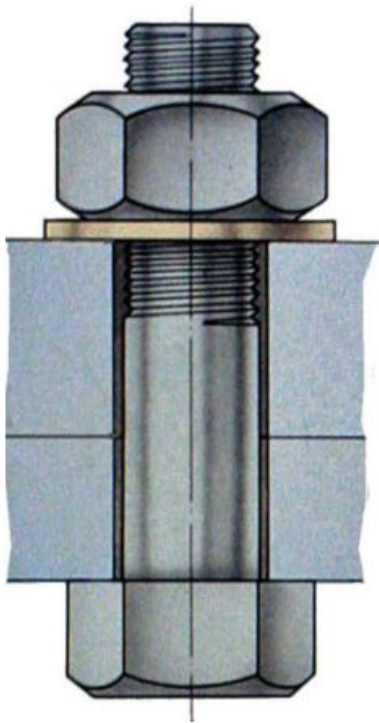


2.1 Классификация резьбовых соединений

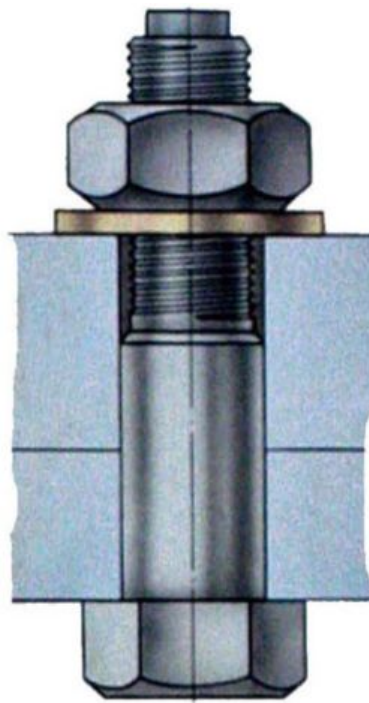




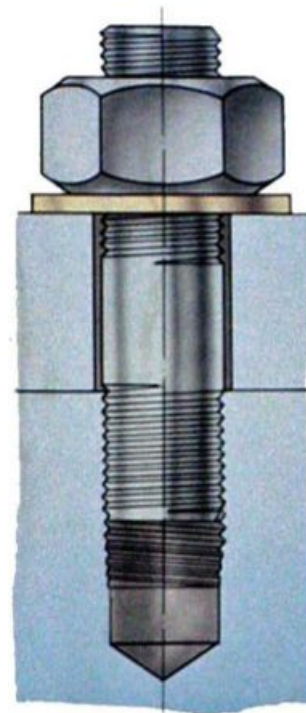
2.2 Основные типы резьбовых соединений



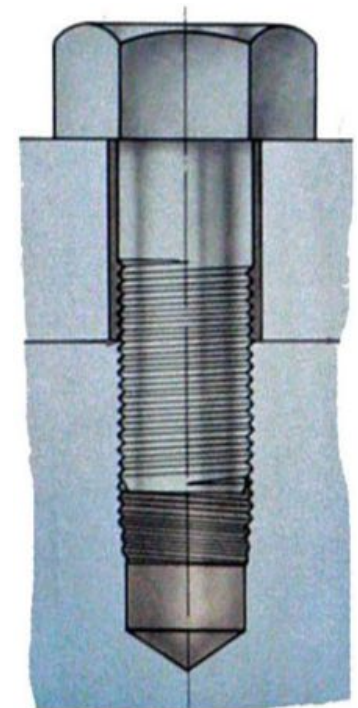
Соединение
болтом и
гайкой
(с зазором)



Соединение
болтом и
гайкой (с
натягом)



Соединение
шпилькой
и гайкой



Соединение
винтом

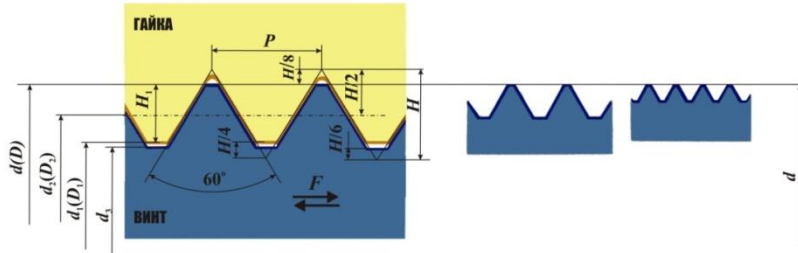


2.3 Классификация резьб

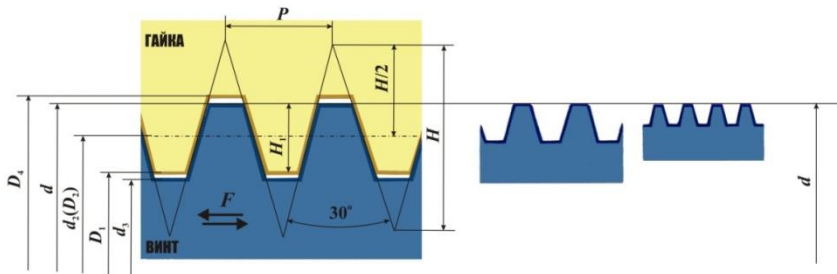




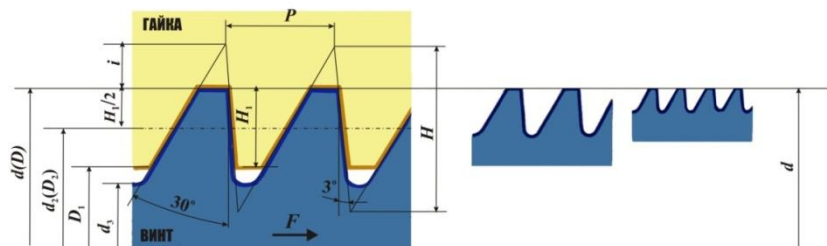
МЕТРИЧЕСКАЯ КРЕПЕЖНАЯ



ТРАПЕЦЕИДАЛЬНАЯ (для ходовых и грузовых винтов)

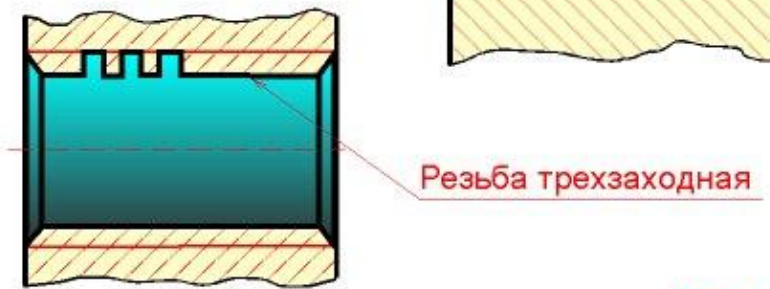
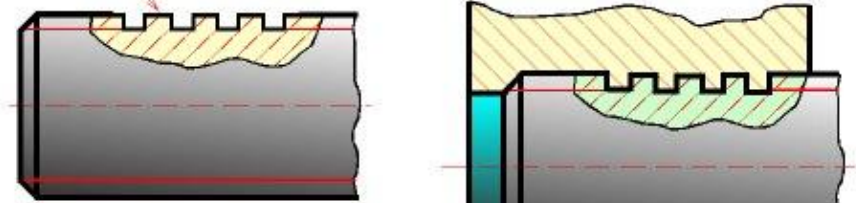


УПОРНАЯ (для односторонних больших нагрузок)

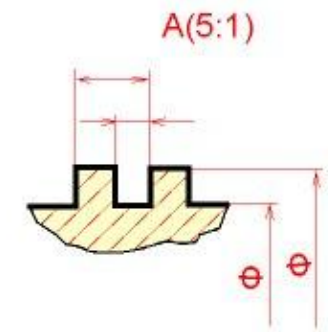
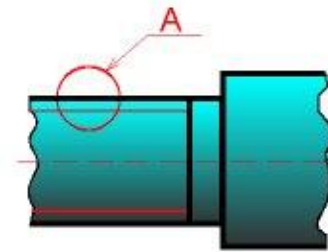


Резьба прямоугольная

Резьба двухзаходная
левая

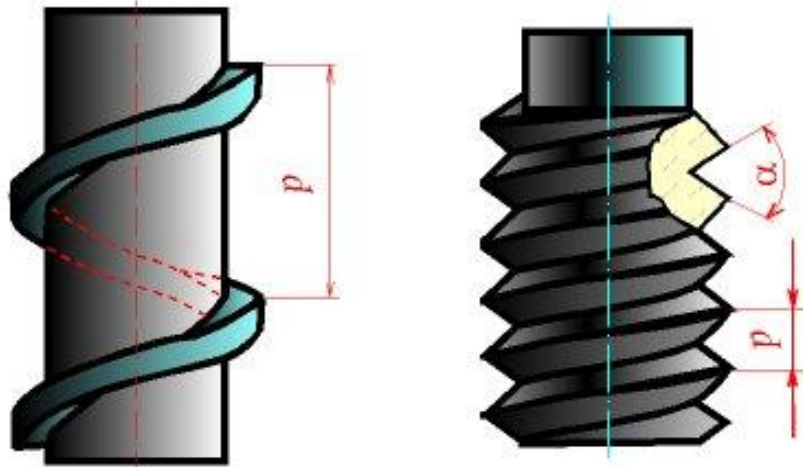


Резьба трехзаходная

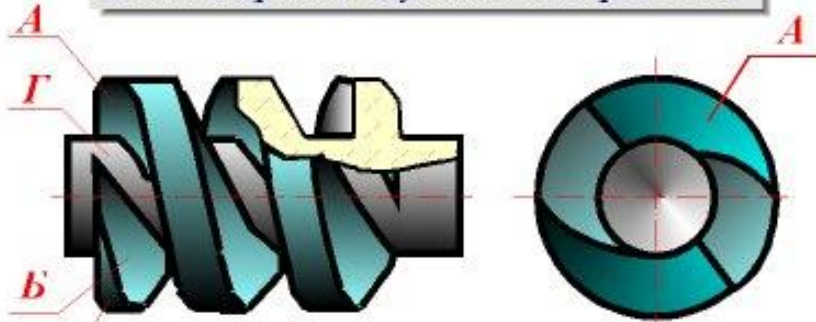




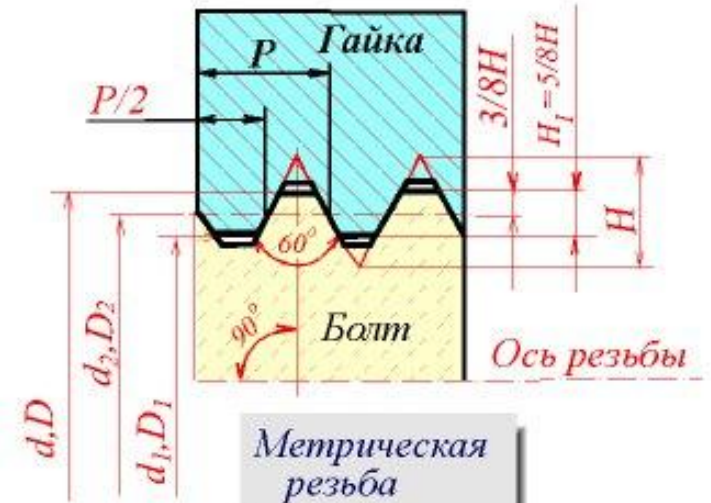
2 Общие сведения о резьбовых соединениях. Детали резьбовых соединений



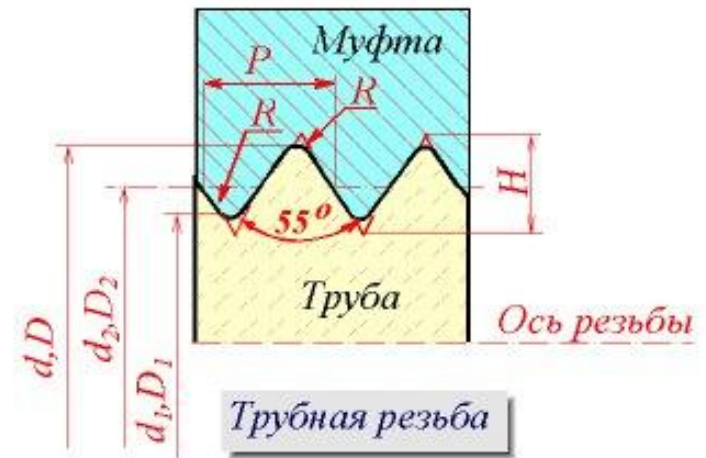
Винт с правой двухзаходной резьбой



A- прямые винтовые поверхности
B- косые винтовые поверхности
B и Gamma- цилиндрические поверхности



Метрическая
резьба

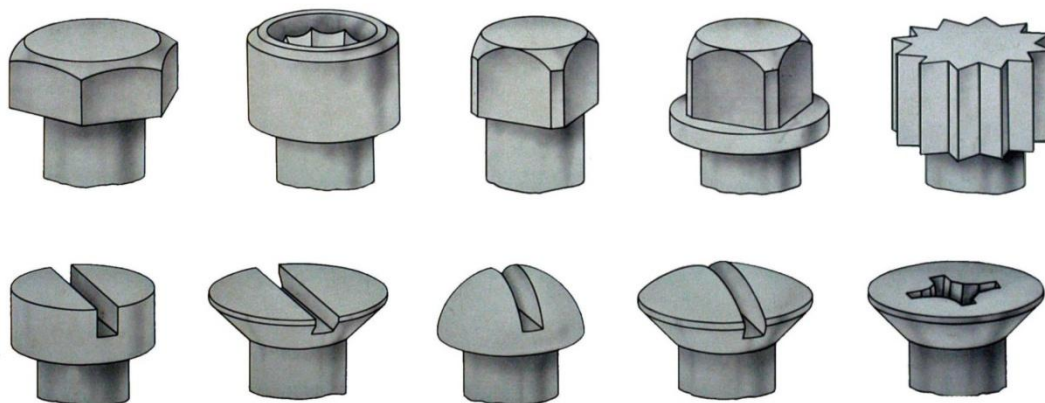


Трубная резьба

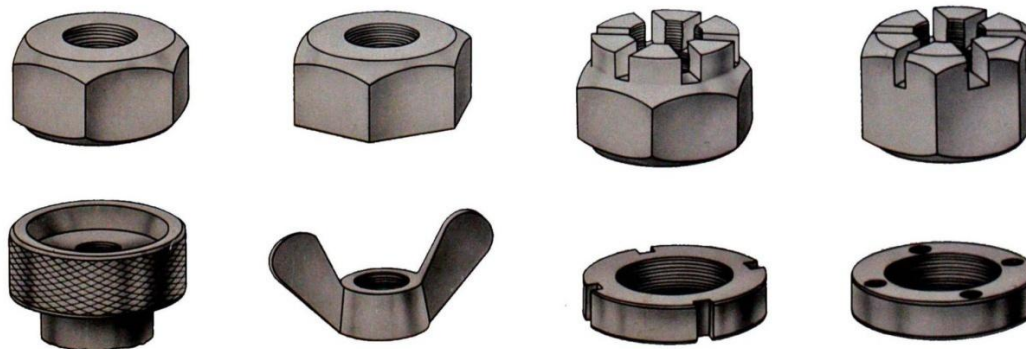


2.4 Детали резьбовых соединений

2.4.1 Головки крепежных винтов

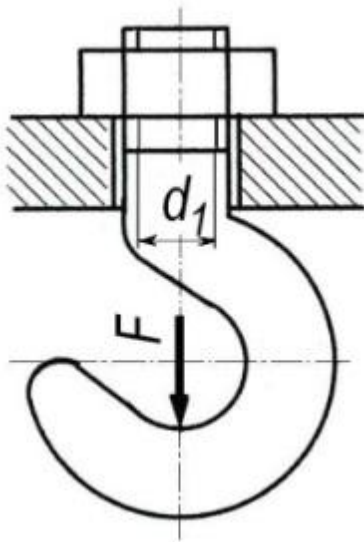


2.4.2 Гайки





3.1 Незатянутое резьбовое соединение с осевой нагрузкой



В расчетном сечении под действием силы веса груза F возникают *напряжения растяжения*

Условие прочности резьбового стержня:

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

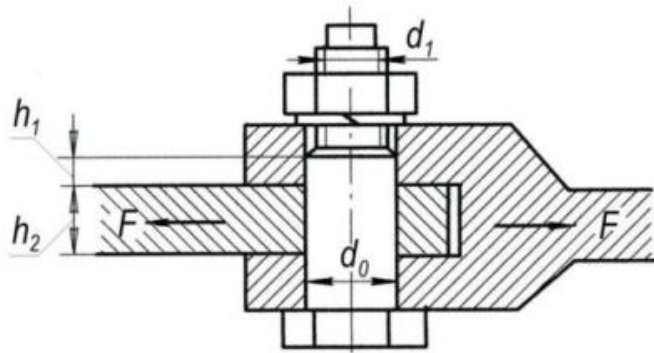
Определение внутреннего диаметра резьбы при *проектировочном расчете*:

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

$$[\sigma] = 0,6\sigma_T$$



3.2 Незатянутое резьбовое соединение с поперечной нагрузкой



Стержень болта рассчитывают по напряжениям среза и напряжениям смятия

Условие прочности по *напряжениям среза*:

$$\tau = \frac{4F}{\pi c d_0^2} \leq [\tau_{ср}]$$

Определение диаметра утолщенной части болта при *проектировочном расчете*:

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4F}{\pi c [\tau_{ср}]}}$$

при статическом нагружении:

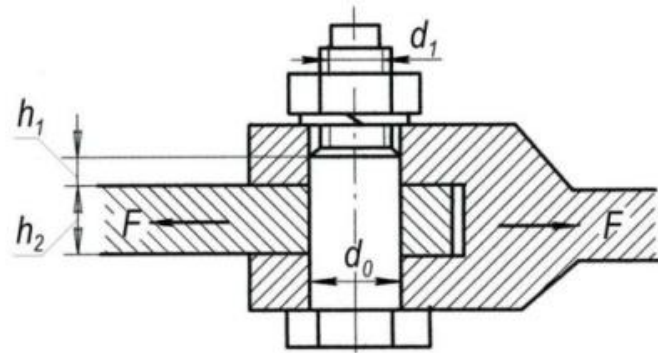
$$[\tau_{ср}] = 0,4\sigma_T$$

при периодическом нагружении:

$$[\tau_{ср}] = (0,2 \div 0,3)\sigma_T$$



Условие прочности по *напряжениям смятия*:



$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{2d_0h_1} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

или

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{F}{d_0h_2} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

для
стали:

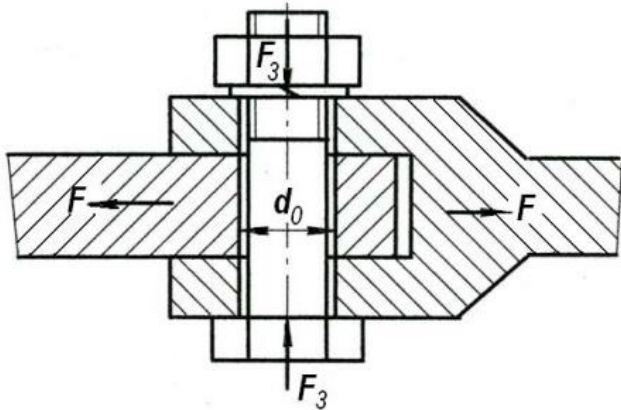
$$[\sigma_{\text{см}}] = 0,8\sigma_{\text{T}}$$

для чугуна:

$$[\sigma_{\text{см}}] = (0,4 \div 0,5)\sigma_{\text{В}}$$



3.3 Затянутое резьбовое соединение с поперечной нагрузкой



Внешняя нагрузка F уравнивается силами трения $F_{тр}$, действующими на поверхностях стыка деталей

Условие работоспособности – отсутствие относительного перемещения деталей

Из условия работоспособности соединения:

Необходимая сила затяжки:

Крутящий момент затяжки:

Момент в резьбе:

Момент трения между гайкой и деталью:

$$F_3 f c = F \beta$$

$$F_3 = \frac{F \beta}{f c}$$

$$T_3 = T_p + T_{тр}$$

$$T_p = 0,5 F_3 d_2 \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$$

$$T_{тр} = F_3 f r_{cp} = F_3 f \frac{d_0 + S}{4}$$



Процесс затягивания резьбового соединения сопровождается возникновением в стержне болта напряжений растяжения и напряжений кручения:

$$\sigma = \frac{4F_3}{\pi d_1^2} \quad \text{и} \quad \tau = \frac{T_p}{0,2d_1^3}$$

Условие прочности болта при двухосном напряженном состоянии:

$$\sigma_{\text{пр}} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma]$$

Для болтов применима приближенная зависимость:

$$\sigma_{\text{пр}} \approx 1,3\sigma = \frac{5,2F_3}{\pi d_1^2} \quad \text{или} \quad \sigma_{\text{пр}} = \frac{5,2\beta F}{\pi d_1^2 f c} \leq [\sigma] \quad d_1 \geq \sqrt{\frac{5,2\beta F}{\pi f c [\sigma]}}$$

Допускаемые напряжения для крепежных деталей:

$$[\sigma] = \sigma_T / [s]$$

при контроле удлинения

$$[s] = 1,3 \dots 1,5$$

при исп-нии динамометрического

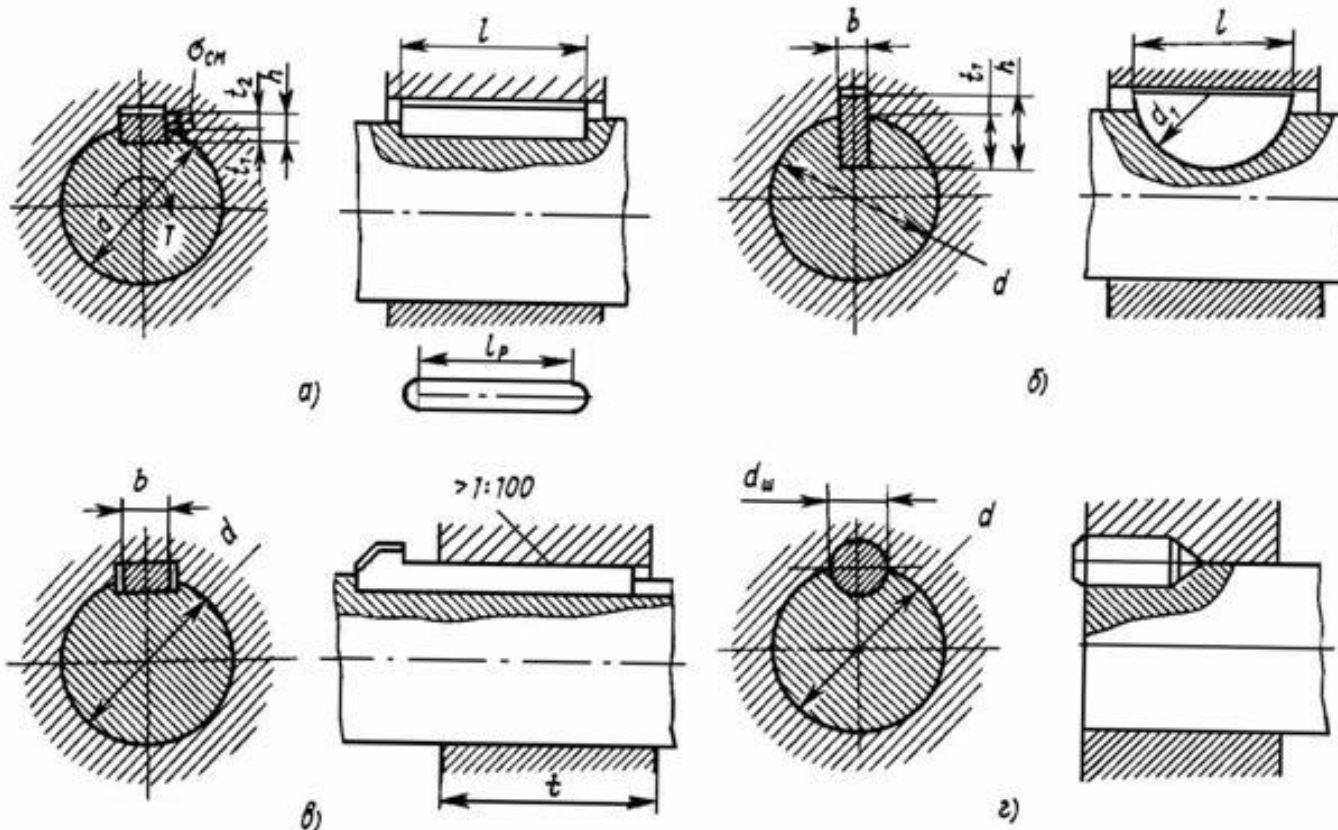
$$[s] = 1,6 \dots 2,0$$

ключа



4.1 Шпоночные соединения

Шпоночное соединение – соединение в котором передача крутящего момента осуществляется посредством специальной детали – *шпонки*, устанавливаемой в пазах детали и вала





В рабочем состоянии на боковых гранях шпонок возникают *напряжения смятия*, а в продольном сечении – *напряжения среза*.

Допущения, используемые при расчете:

- напряжения по высоте и длине шпонки распределены равномерно;
- шпонка углублена в вал на половину высоты h ;
- равнодействующая напряжений приложена на плече $d/2$

Из условия равновесия вала:

$$T = \frac{dhl_p \sigma_{см}}{4}$$

Проектировочный расчет шпонки:

$$l_p \geq \frac{4T}{dh[\sigma_{см}]}$$

Проверочный расчет шпонки:

$$\sigma_{см} = \frac{4T}{dhl_p} \leq [\sigma_{см}]$$



Численные значения допускаемых напряжений смятия:

$$[\sigma_{\text{см}}] = \frac{\sigma_{\text{T}}}{[s_{\text{T}}]}$$

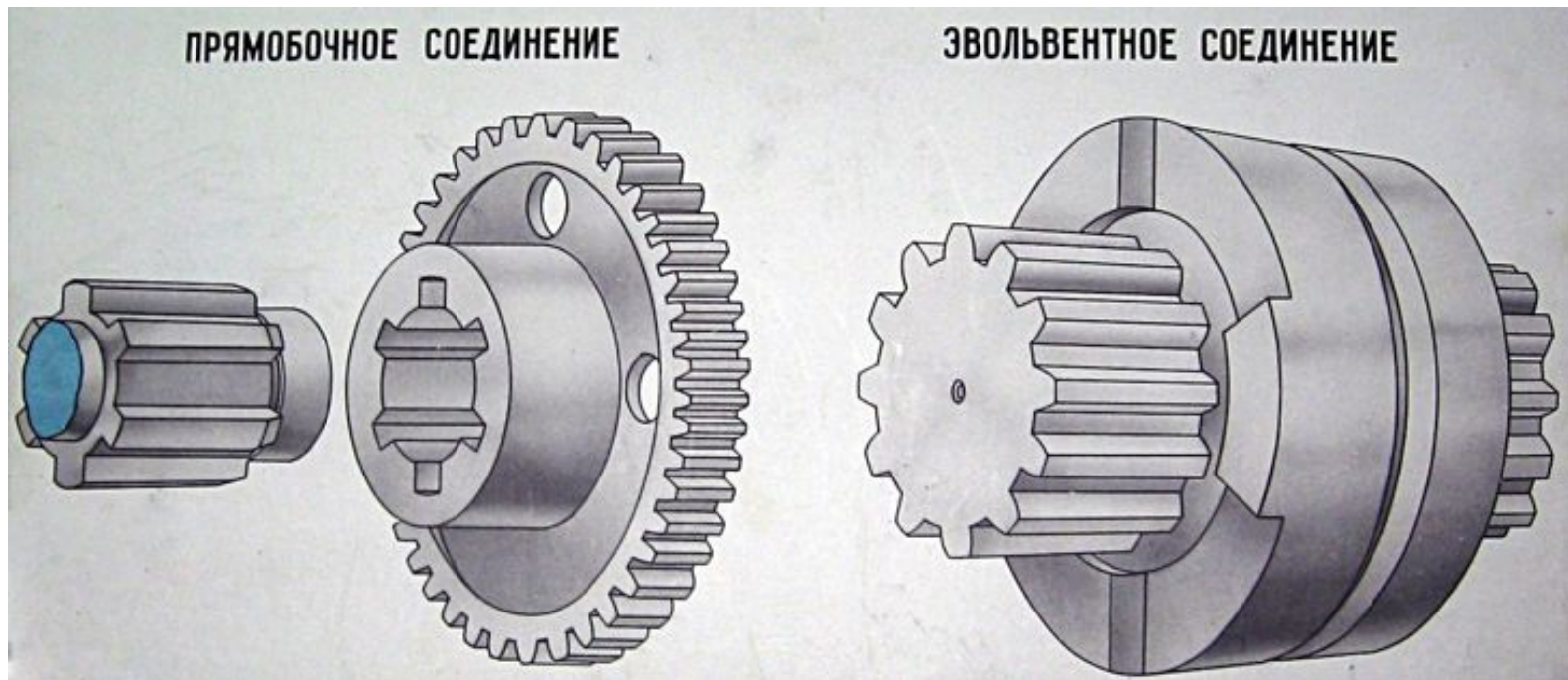
- для шпонок, изготовленных из стали $\sigma_{\text{T}} = 350 \text{ МПа}$;
 45 для шпонок, изготовленных из стали $\sigma_{\text{T}} = 450 \text{ МПа}$
 Ст6
- при нереверсивной, мало изменяющейся нагрузке $[s_{\text{T}}] = 1,9 \dots 2,3$
- при нереверсивной частыми пусками и остановками $[s_{\text{T}}] = 2,9 \dots 3,5$
- при реверсивной нагрузке значения $[s_{\text{T}}]$ увеличивают на 30 %

Расчет сегментных шпонок аналогичен расчету призматических:

$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{dl(h - t_1)} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$



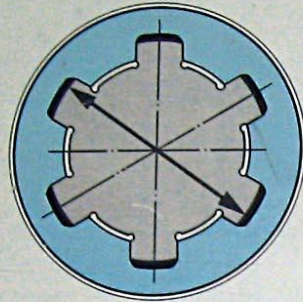
Шлицевые (зубчатые) соединения вал-ступица образуются зубьями на валу, входящими во впадины соответствующей формы, выполненные в ступице



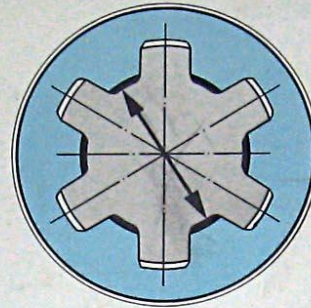


СПОСОБЫ ЦЕНТРИРОВАНИЯ

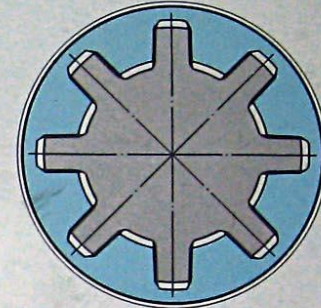
по D



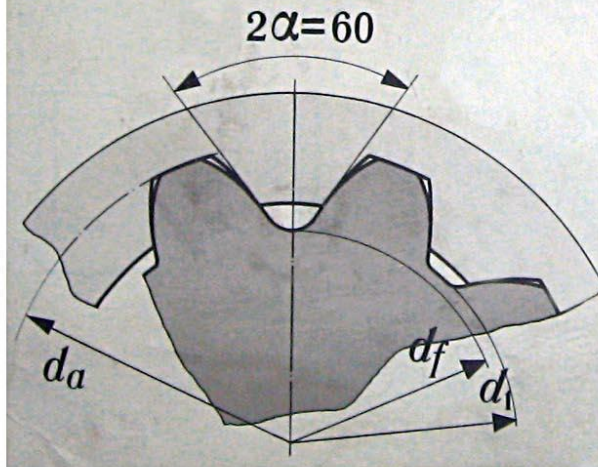
по d



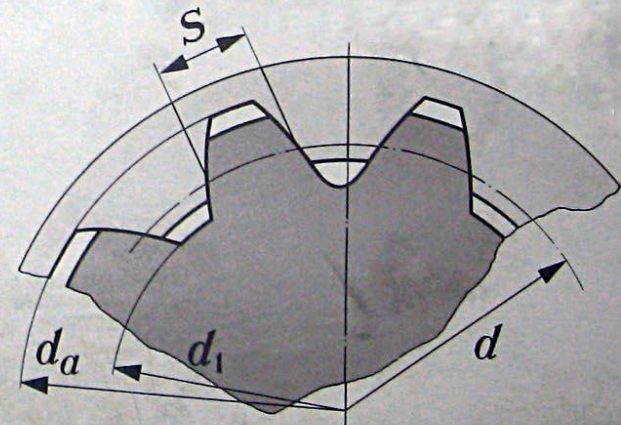
по b



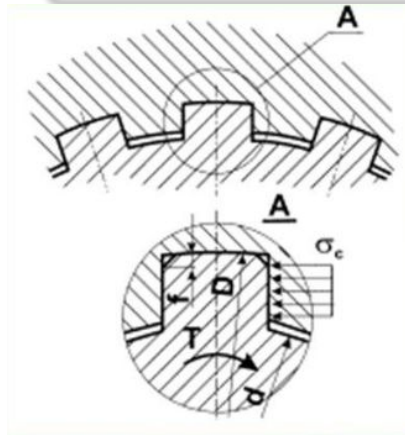
ЦЕНТРИРОВАНИЕ ПО НАРУЖНЫМ
ПОВЕРХНОСТЯМ



ЦЕНТРИРОВАНИЕ ПО БОКОВЫМ
ПОВЕРХНОСТЯМ ЗУБЬЕВ



Шлицевые соединения рассчитывают по напряжениям смятия:



$$\sigma_{\text{см}} = \frac{2T}{d_m h l z k_{\text{нр}}} \leq [\sigma_{\text{см}}]$$

Для прямоугольных зубьев:

$$d_m = 0,5(D + d)$$

$$h = 0,5(D - d) - 2f$$

Для зубьев с эвольвентным профилем:

$$d_m = mz$$

$$h = 0,9m$$

$k_{\text{нр}}$ – коэффициент, неравномерности распределения нагрузки между зубьями; $k_{\text{нр}} = 0,7 \dots 0,8$