

Содержание:

1. Общие сведения.
2. Болт нагружен осевой растягивающей силой.
3. Болт предварительно затянут.
4. Болт, установленный в отверстие с зазором, нагружен поперечной силой.
5. Болт, установленный в отверстие без зазора, нагружен поперечной силой.
6. Предварительно затянутый болт с эксцентрической головкой нагружен внешней силой.
7. Допускаемые напряжения.
8. Контрольные вопросы.

### **1. Общие сведения**

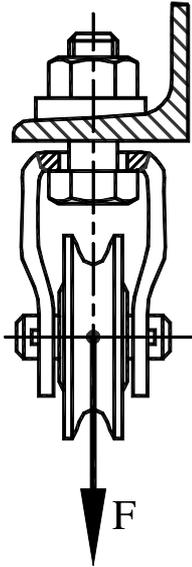
Выход из строя болтов, винтов и шпилек происходит вследствие разрыва стержня по резьбе, повреждения или разрушения резьбы. Кроме того, у болтов и винтов иногда происходит разрушение головок.

В дальнейшем все резьбовые стержневые изделия для краткости будем называть болтами. Из расчета на прочность определяется номинальный диаметр болта. Длина болта принимается в зависимости от толщины соединяемых деталей. Остальные размеры болта, а также гайки и шайбы принимаются в зависимости от диаметра резьбы по соответствующим ГОСТам. Рассмотрим расчет болтов при различных видах нагружения.

### **2. Болт нагружен осевой растягивающей силой**

Такой вид нагружения встречается сравнительно редко. Характерным примером данного нагружения может служить крюковая подвеска грузоподъемной машины (рис. 20.1).

## Условие прочности болта



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

где  $F$  – сила, растягивающая болт,

$d_1$  – внутренний диаметр резьбы болта,

$[\sigma_p]$  – допускаемое напряжение на растяжение болта.

Тогда

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_p]}} \cong 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}.$$

Рис. 20.1. Расчетная схема болта

### 3. Болт предварительно затянут

Эквивалентное напряжение в болте, в опасном поперечном сечении которого возникают продольная сила, равная усилию  $F$  затяжки, и крутящий момент  $T$ , равный моменту в резьбе, определяется по формуле

$$\sigma_{\text{экв}} = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_k^2} \approx 1,3\sigma_p.$$

Следовательно, стандартный болт, работающий одновременно на растяжение и кручение, можно рассчитывать только на растяжение по допускаемому напряжению на растяжение, уменьшенному в 1,3 раза, или по расчетной силе, увеличенной по сравнению с силой, растягивающей болт, в 1,3 раза.

Тогда проектный расчет болта проводится по формуле

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3F}{\pi[\sigma_p]}} = 1,3 \sqrt{\frac{F}{[\sigma_p]}}.$$

Такое решение рекомендуется для расчета винтовых стяжек.

### 4. Болт, установленный в отверстие с зазором, нагружен поперечной силой

Болт затягивается такой силой затяжки  $F_3$ , чтобы возникающая при этом сила трения  $F_{\text{тр}}$  на поверхности стыка соединяемых деталей была больше внешней сдвигающей поперечной силы  $F$  (рис. 20.2)

откуда

$$F_3 \cdot f > F,$$

$$F_3 > F/f,$$

где  $f$  – коэффициент трения между соединяемыми деталями; для чугунных и стальных деталей  $f = 0,15 \div 0,20$ .

Расчетная сила с учетом крутящего момента и 20% – ного запаса от сдвига деталей будет равна

$$F_p = 1,3F \cdot 1,2.$$

Тогда

$$\sigma_p = \frac{4F_p}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1,2 \cdot F}{\pi d_1^2 \cdot f} \leq [\sigma_p],$$

откуда диаметр болта

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,3 \cdot 1,2 F}{\pi \cdot f [\sigma_p]}} \cong 1,4 \sqrt{\frac{F}{f [\sigma_p]}}.$$

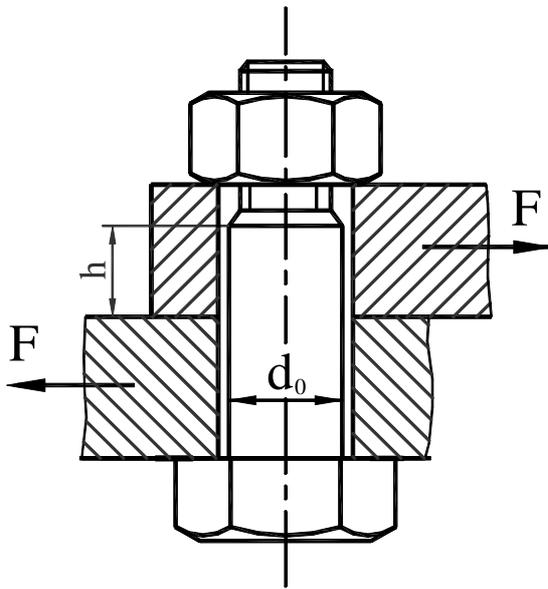


Рис. 20.2. Расчетная схема болта, поставленного в отверстие с зазором

## 5. Болт, установленный без зазора, нагружен поперечной силой

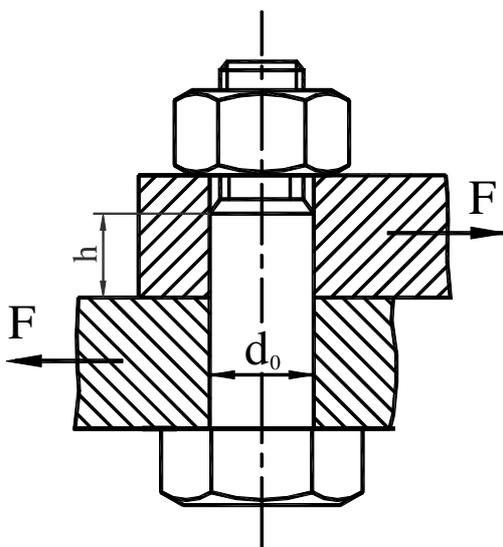


Рис. 20.3. Расчетная схема болта, поставленного в отверстие без зазора

В этом случае (рис. 20.3) болт рассчитывают на срез

$$\tau_c = \frac{4F}{\pi d_0^2} \leq [\tau_c],$$

где  $d_0$  – диаметр стержня болта в опасном сечении;

$[\tau_c]$  – допускаемое напряжение на срез.

Проектный расчет выполняется по формуле

$$d_0 = \sqrt{\frac{4F}{\pi [\tau_c]}} = 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\tau_c]}}.$$

Если сравнить этот вариант установки болтов с предыдущим, то получим диаметр болта почти в 2 раза меньше, однако этот вариант применяется не часто из-за сложности обеспечения сборки соединения с группой болтов. Применять соединения с болтами поставленными без зазора возможно лишь тогда, когда может быть обеспечена совместная рассверловка и развертка отверстий скрепляемых деталей.

Если болтом соединяют мягкие детали, то необходимо производить проверку прочности деталей на смятие

$$\sigma_{см} = \frac{F}{d_0 h} \leq [\sigma_{см}],$$

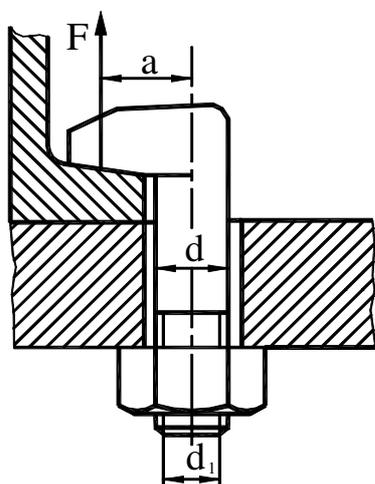
где  $h$  – длина наиболее сминаемой части стержня болта (рис. 20.3).

Тогда

$$h = \frac{F}{d_0 [\sigma_{см}]}.$$

## 6. Предварительно затянутый болт с эксцентричной головкой нагружен внешней силой $F$

В этом случае болт рассчитывают на растяжение и изгиб по расчетной силе  $F_p$



$$\sigma_{max} = \sigma_p + \sigma_u = \frac{F_p}{\pi d_1^2} + \frac{F_p \cdot a}{\pi d_1^3} \leq [\sigma_p].$$

Откуда

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot \left(1 + 8 \frac{a}{d_1}\right) F_p}{\pi [\sigma_p]}}$$

где  $a$  – эксцентриситет нагрузки.

Рис. 20.4. Расчетная схема болта с эксцентричной головкой

## 7. Допускаемые напряжения

Допускаемые напряжения на растяжение

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{[S]},$$

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала болта,

$[S]$  – допускаемый коэффициент запаса прочности, выбираемый в зависимости от того, контролируется или нет затяжка болта, а также – от его диаметра.

Если затяжка *не контролируется*, то

	Ø6...16	Ø16...30
Углеродистая сталь	$[S]=4...3$	$[S]=3...2$
Легированная сталь	$[S]=5...4$	$[S]=4...2,5$

Если затяжка *контролируется*, то  $[S]=1,3...2,5$

Допускаемое напряжение на срез

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

Допускаемое напряжение на смятие при скреплении

– стальных деталей  $[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T$ ;

– чугунных деталей  $[\sigma_{см}] = (0,4...0,5)\sigma_B$ ;

где  $\sigma_T$  – предел текучести материала болта,

$\sigma_B$  – предел прочности материала болта.

## 8. Контрольные вопросы

1. Каковы причины выхода из строя резьбовых изделий?
2. Как определить диаметр болта, нагруженного осевой растягивающей силой?
3. Как в расчетах учитывается затяжка болта?
4. Как рассчитать болт, поставленный в отверстие с зазором?
5. Как рассчитать болт, поставленный в отверстие без зазора?
6. В каком случае (4 или 5) диаметр болта получается меньше?
7. Когда применяются соединения с группой болтов, поставленных в отверстия без зазоров?
8. Как влияет на диаметр болта эксцентриситет нагрузки?
9. Как влияет контролируемость затяжки на  $[\sigma_p]$ ?