

## Оглавление

<b>Расчеты резьбы на прочность</b> .....	2
Основные виды разрушения резьбы: .....	2
Основные критерии работоспособности и расчета .....	2
Условие прочности резьбы по напряжением срезания: .....	2
Условие износоустойчивости ходовой резьбы по напряжением смятия: .....	2
Высота гайки и глубина завинчивания .....	3
<b>Расчеты на прочность стрежня винта при различных видах нагружения</b> .....	3
Стрежень винта нагружен только внешней растягивающей силой .....	3
Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует .....	4
Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали .....	4
<i>Болт поставлен с зазором</i> .....	5
<i>Болт поставлен без зазора</i> .....	5
Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей .....	6
<i>Расчетная (суммарная) нагрузка на болт:</i> .....	6
<i>Сила окончательной затяжки стыка от одного болта:</i> .....	7
<i>Условие нераскрытия стыка:</i> .....	7
<i>Условие прочности болта при статической нагрузке:</i> .....	7
<i>Расчеты прочности болта при переменной нагрузке</i> .....	8
Эффект эксцентричного болта.....	8
<b>Расчеты соединений, включающих группу болтов</b> .....	8
Равнодействующая нагрузка перпендикулярна плоскости стыка и проходит через его центр тяжести .....	9
Нагрузка соединения сдвигает детали в стыке .....	9
<i>Болты поставлены без зазора</i> .....	9
<i>Болты поставлены с зазором</i> .....	10
Фланцевое соединение валов .....	10
Нагрузка соединения раскрывает стык деталей.....	11
<i>Расчеты из условия нераскрытия стыка.</i> .....	11
<i>Расчеты из условия отсутствия сдвига деталей стыка (проверочный)</i> .....	12
Расчеты прочности болтов .....	12
<b>Материалы</b> .....	13
Допустимые напряжения и запасы прочности.....	14

## Расчеты резьбы на прочность

### Основные виды разрушения резьбы:

- крепежных – срезание витков;
- ходовых – износ витков.

### Основные критерии работоспособности и расчета

- для крепежной резьбы – прочность, связанная с напряжениями среза  $\tau$ ,
- для ходовой резьбы – износостойкость, связанная с напряжениями смятия  $\sigma_{см}$ .

### Условие прочности резьбы по напряжениям среза:

$$\tau = \frac{F}{\pi d_1 H K K_m} \leq [\tau] \text{ – для винта;}$$

$$\tau = \frac{F}{\pi d H K K_m} \leq [\tau] \text{ – для гайки,}$$

где  $H$  – высота гайки или глубина завинчивания винта в деталь;

$$K = \frac{ab}{p} = \frac{ce}{p} \text{ – коэффициент полноты резьбы,}$$

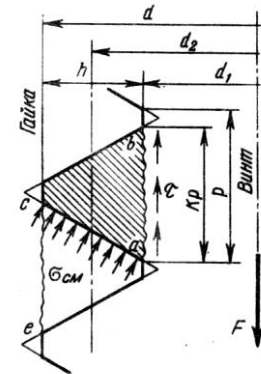
$K \approx 0,87$  – для треугольной,  $K \approx 0,5$  – для прямоугольной.;

$K_m$  – коэффициент неравномерности нагрузки по виткам резьбы,

$K_m \approx 0,6 \dots 0,7$  – большие значения при  $\frac{\sigma_{bcd}}{\sigma_{bc}} > 1,3$ , где  $\sigma_{bcd}$  – предел

прочности материала винта,  $\sigma_{bc}$  – предел прочности материала гайки. Это связано с тем, что увеличение относительной прочности материала винта позволяет использовать пластические деформации в резьбе для выравнивания распределения нагрузки по виткам резьбы.

При одинаковом материале винта и гайки по напряжениям среза рассчитывают только резьбу винта.



### Условие износостойкости ходовой резьбы по напряжениям смятия:

$$\sigma_{см} = \frac{F}{\pi d_2 h z} \leq [\sigma_{см}],$$

где  $z = \frac{H}{p}$  – число рабочих витков (например, число витков гайки).

### Высота гайки и глубина завинчивания

Равнопрочность резьбы и стрежня винта является одним из условий определения высоты стандартных гаек.

$$\tau \approx 0,6\sigma_T$$
$$\frac{F}{\pi d_1 H K K_m} = 0,6 \frac{F}{\pi d_1^2}$$

При  $K \approx 0,87$  и  $K_m \approx 0,6$ , для стандартных нормальных гаек получаем  $H \approx 0,8d_1$ .

Кроме нормальных, стандартом предусмотрены высокие  $H \approx 1,2d_1$  и низкие  $H \approx 0,5d_1$  гайки.

Так как  $d > d_1$ , прочность резьбы для нормальных и высоких гаек превышает прочность стрежня винта. Из тех же соображений устанавливают глубину завинчивания винтов и шпилек в детали:

для стали  $H_1 \approx d$ ,

для чугуна и силумина  $H \approx 1,5d_1$ .

Стандартные высоты гаек и глубина завинчивания исключает необходимость расчетов на прочность резьбы стандартных крепежных деталей.

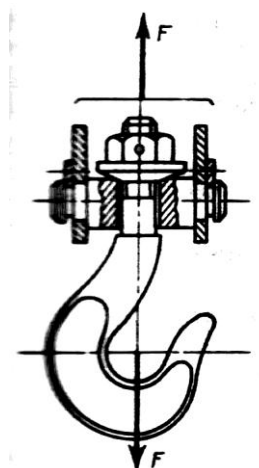
### Расчеты на прочность стрежня винта при различных видах нагружения

#### Стрежень винта нагружен только внешней растягивающей силой

Опасное сечение – сечение, ослабленное резьбой. Площадь сечения приблизительно оценивают по внутреннему диаметру резьбы  $d_1$ .

Условие прочности по напряжениям растяжения в стержне:

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



### Болт затянут, внешняя нагрузка отсутствует

Пример: болты для крепления ненагруженных герметичных крышек и люков корпусов машин. Стрежень болта растягивается осевой силой  $F_{зам}$ , возникающей от затяжки болта, и закручивается моментом сил в резьбе  $T_p$ .

Напряжение растяжения от  $F_{зам}$

$$\sigma = \frac{4F_{зам}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma].$$

Напряжение кручения от момента  $T_p$

$$\tau = \frac{T_p}{W_\rho} = \frac{0,5F_{зам}d_2tg(\psi + \varphi)}{0,2d_1^3}.$$

Необходимое значение силы затяжки болта

$$F_{зам} = A\sigma_{см},$$

где  $A$  – площадь стыка деталей, приходящаяся на один болт,

$\sigma_{см}$  – напряжение смятия в стыке деталей, значения выбирают из условия герметичности.

Прочность болта определяется по эквивалентным напряжениям:

$$\sigma_3 = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} \leq [\sigma].$$

Для стандартной метрической резьбы

$$\sigma_3 \approx 1,3\sigma.$$

**Условие прочности затянутого болта при отсутствии внешней нагрузки:**

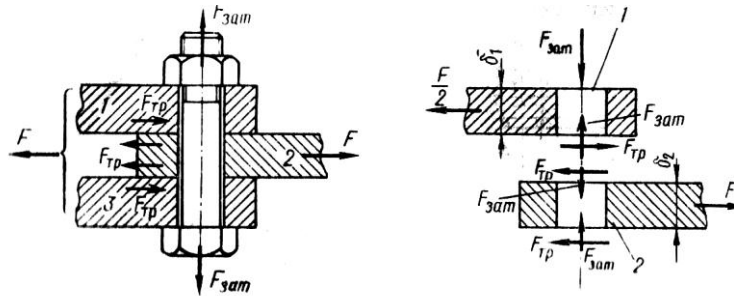
$$\sigma_3 = \frac{1,3F_{зам} \cdot 4}{\pi d_1^2} \leq [\sigma].$$

Болты М10...М12 можно разрушить при некачественно выполненной затяжке. Болты М6 разрушаются при силе 45Н, М12 при силе 180Н, в среднем и тяжелом машиностроении не рекомендовано применять болты меньшие М8.

### Болтовое соединение нагружено силами, сдвигающими детали

Условие надежности соединения – отсутствие сдвига деталей в стыке.

**Болт поставлен с зазором**



Внешняя нагрузка  $F$  уравнивается силами трения в стыке, образованными от затяжки болта.

Условие отсутствия сдвига деталей из условия равновесия детали 2:

$$F \leq iF_{\text{тр}} = iF_{\text{зам}}f$$

или

$$F_{\text{зам}} = \frac{KF}{if},$$

где  $i$  – число плоскостей стыка деталей;

$f$  – коэффициент трения в стыке ( $f \approx 0,15 \dots 0,20$  для сухих чугунных и стальных поверхностей);

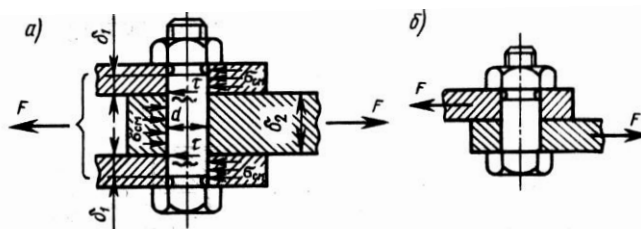
$K$  – коэффициент запаса ( $K = 1,3 \dots 1,5$  при статической нагрузке,  $K = 1,8 \dots 2$  при переменной нагрузке).

**Прочность болта:**

$$\sigma_{\text{э}} = \frac{1,3F_{\text{зам}} \cdot 4}{\pi d_1^2} \leq [\sigma].$$

В соединении, в котором болт поставлен с зазором, внешняя нагрузка не передается на болт. Поэтому болт рассчитывается только на статическую прочность по силе затяжки даже при переменной нагрузке (влияние переменной нагрузки учитывается повышением коэффициентов запаса).

**Болт поставлен без зазора**



В этом случае отверстие калибруют разверткой, а диаметр стрежня болта выполняют с допуском, обеспечивающим посадку без зазора. При

расчетах силы трения в стыке не учитывают, потому что затяжка болта не обязательна (болт можно заменить штифтом). Стрежень болта рассчитывают по напряжениям среза и смятия.

**Условие прочности по напряжениям среза:**

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2 i} \leq [\tau],$$

где  $i$  – число плоскостей среза.

Расчеты на смятие проводят по условным напряжениям.

**Условие прочности по напряжениям смятия:**

для средней детали 
$$\sigma_{см} = \frac{F}{d\delta_2} \leq [\sigma_{см}],$$

для крайней детали 
$$\sigma_{см} = \frac{F}{2d\delta_1} \leq [\sigma_{см}].$$

Расчеты выполняют по самому большому  $\sigma_{см}$ , а допускаемые напряжения определяют по наиболее слабому из материалов болта или детали.

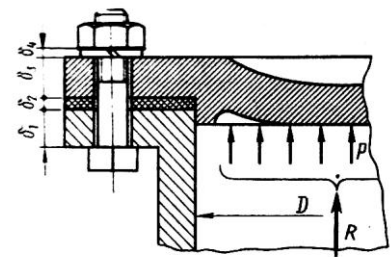
Установка болта с зазором

- дешевле (не нуждается в точных размерах);
- условия работы хуже (расчетная нагрузка превышает внешнюю нагрузку; вследствие нестабильности коэффициента трения и тяжести контроля затяжки работа таких соединений при нагрузке сдвига недостаточно надежная).

**Болт затянут, внешняя нагрузка раскрывает стык деталей**

Пример: болты для крепления крышек резервуаров, нагруженных давлением жидкости или газа. **Затяжка болтов должна обеспечивать герметичность соединения или нераскрытие стыка под нагрузкой.**

После приложения внешней нагрузки к затянутому соединению болт дополнительно растягивается на некоторую величину  $\Delta$ , а деформация сжатия деталей уменьшается и эту ту же величину.



**Расчетная (суммарная) нагрузка на болт:**

$$F_P = F_{зат} + F_{\sigma},$$

где  $F_{зат}$  – сила затяжки болта;

$$F_{\sigma} = \chi F$$

где  $F = \frac{R}{z}$  – внешняя нагрузка соединения, приходящаяся на один болт;

$\chi = \frac{\lambda_{\partial}}{\lambda_{\sigma} + \lambda_{\partial}}$  – коэффициент внешней нагрузки, учитывающий

приращение нагрузки на болт в зависимости от силы  $F$ ,

$\lambda_{\sigma}$  – податливость болта, равная его удлинению при единичной нагрузке;

$\lambda_{\partial}$  – суммарная податливость деталей.

**Сила окончательной затяжки стыка от одного болта:**

$$F_{ст} = F_{зат} - (1 - \chi)F.$$

*Достаточная предварительная затяжка  $F_{зат}$ , которая обеспечивает нераскрытие стыка деталей, является условием надежности и герметичности соединения.*

**Условие нераскрытия стыка:**

$$F_{ст} > 0.$$

Факторы, влияющие на нераскрытие стыка:

- качество обработки поверхности (для ответственных деталей применяют шлифование);
- число поверхностей стыка (чем больше поверхностей стыка, тем хуже);
- качество поверхности и точность резьбы (грубая резьба сминается и уменьшает силу затяжки);
- надежность способа стопорения;
- качество прокладок (упругие прокладки лучше сохраняют затягивание в стыке).

Таким образом, целесообразно сильно затягивать соединения, особенно при переменных нагрузках. Принимают:

$$F_{зат} = K_{зат}F,$$

где  $K_{зат}$  – коэффициент затяжки (из условия нераскрытия

- при постоянной нагрузке  $K_{зат} = 1,25 \dots 2$ ,
- при переменной  $K_{зат} = 2,5 \dots 4$ ;
- из условия герметичности при мягкой прокладке  $K_{зат} = 1,3 \dots 2,5$ ,
- при металлической фасонной прокладке  $K_{зат} = 2 \dots 3,5$ ,
- при металлической плоской прокладке  $K_{зат} = 3 \dots 5$ ).

**Условие прочности болта при статической нагрузке:**

$$\sigma_e = \frac{1,3F_p \cdot 4}{\pi d_1^2} \leq [\sigma].$$

(Коэффициент 1,3 учитывает напряжения кручения).

## Расчеты прочности болта при переменной нагрузке

$$s = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a K_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [s],$$

где  $\sigma_{-1}$  – предел выносливости материала болта;

$K_\sigma$  – коэффициент концентрации напряжений в резьбе;

$\psi_\sigma \approx 0,1$  – коэффициент чувствительности к асимметрии цикла напряжений;

$\sigma_m$  – постоянное напряжение в болте

$$\sigma_m = \frac{F_{зат} + \frac{F_\delta}{2}}{A_\delta};$$

$\sigma_a$  – амплитуда переменной нагрузки

$$\sigma_a = \frac{F_\delta}{2A_\delta}.$$

На практике значения затяжки болтов не контролируют, и для приблизительных расчетов принимают  $\chi = 0,2 \dots 0,3$ . Тогда

$$F_\delta = (0,2 \dots 0,3) F$$

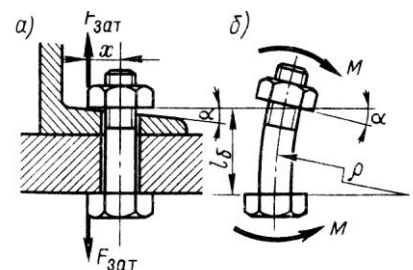
$$F_p = F_{зат} + (0,2 \dots 0,3) F.$$

### Эффект эксцентричного болта

Эксцентричная нагрузка возникает в случаях непараллельности опорных поверхностей детали и гайки или головки болта. Кроме напряжений растяжения возникают напряжения изгиба и **эксцентричная нагрузка может в значительной мере уменьшить прочность болта.**

Меры, позволяющие устранить эксцентричную нагрузку:

- планирование неравных поверхностей;
- подкладывание под гайку косую шайбу и т.п.



### Расчеты соединений, включающих группу болтов

Расчеты приводится к определению расчетной нагрузки для наиболее нагруженного болта.

Предположение:

- поверхности стыка остаются плоскими;
- поверхности стыка имеют минимум две оси симметрии, а болты расположены симметрично относительно этих осей;



- все болты одинаковы и одинаково втянуты.

### Равнодействующая нагрузка перпендикулярна плоскости стыка и проходит через его центр тяжести

Типичный случай соединения круглых и прямоугольных крышек, нагруженных давлением жидкости или газа. При этом болты затягивают, чтобы обеспечить плотность соединения. Все болты соединения нагружены одинаково.

Внешняя нагрузка, которой приходится на один болт:

$$F = \frac{R}{z},$$

где  $z$  – число болтов.

Расчетная нагрузка болтов определяется

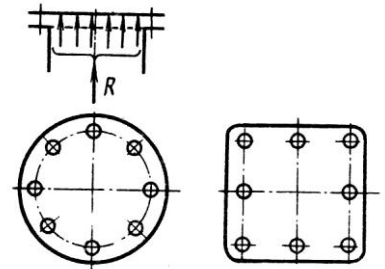
$$F_p = F_{зам} + F_{\sigma}$$

$$F_{зам} = K_{зам} F$$

или приблизительно

$$F_{\sigma} = (0,2 \dots 0,3) F$$

$$F_p = F_{зам} + (0,2 \dots 0,3) F .$$

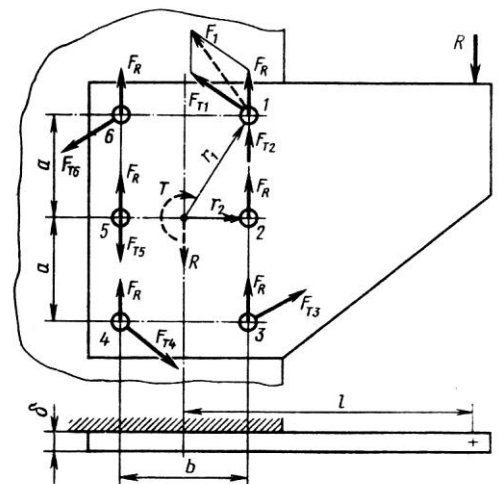


### Нагрузка соединения сдвигает детали в стыке

Пример: крепление кронштейна. При расчетах силу заменяют такой же силой, приложенной в центре тяжести стыка, и моментом  $T = Rl$ . Нагрузка от силы  $R$  распределяется по болтам равномерно

$F_R = \frac{R}{z}$ . Нагрузка от момента распределяется по болтам пропорционально их деформациям при повороте кронштейна, пропорционально расстояниям болтов от центра тяжести стыка, являющимся центром поворота.

Суммарная нагрузка каждого болта равна геометрической сумме сил  $F_R$  и  $F_T$ . За расчетную нагрузку принимают наибольшую из суммарных нагрузок.



#### Болты поставлены без зазора

Нагрузка воспринимается непосредственно болтами. Прочность болтов и деталей рассчитывается по напряжениям среза и смятия.

$$\tau = \frac{4F}{\pi d^2 i} \leq [\tau]$$

для средней детали

$$\sigma_{см} = \frac{F}{d\delta_2} \leq [\sigma_{см}],$$

для крайней детали

$$\sigma_{см} = \frac{F}{2d\delta_1} \leq [\sigma_{см}].$$

### Болты поставлены с зазором

Нагрузки воспринимаются силами трения в стыке, для образования которых болты затягивают. Приблизительно считают, что равнодействующая сил трения приложена к центру соответствующего отверстия.

Соединение будет прочным (детали не сдвинутся), если равнодействующая сил трения под каждым болтом не меньше, чем соответствующая равнодействующая сил  $F_R$  и  $F_T$ .

Болты затягивают одинаково с затяжкой:

$$F_{зат} = \frac{KF_{max}}{f},$$

где  $K = 1,3 \dots 2$  – коэффициент запаса;

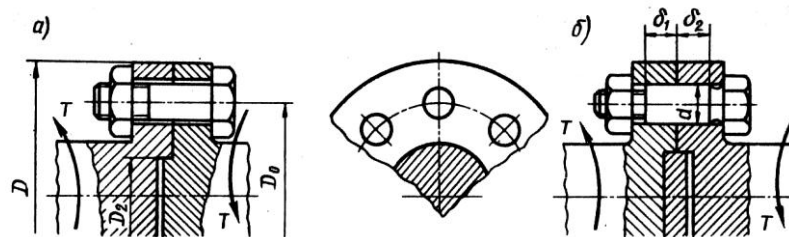
$F_{max}$  – сила, приходящаяся на наиболее нагруженный болт;

$f$  – коэффициент трения в стыке деталей.

**Прочность болтов:**

$$\sigma_e = \frac{1,3F_{зат} \cdot 4}{\pi d_1^2} \leq [\sigma].$$

### Фланцевое соединение валов.



Центрирующие  
выступы

– Центрирующие шайбы,  
одновременно разгружающие  
соединение от поперечных  
нагрузок

Расчетная нагрузка на болтах, поставленных без зазора

$$F = \frac{2T}{zD_0}.$$

Необходимая сила затяжки болтов, поставленных с зазором:

$$F_{зат} = \frac{2KT}{zD_0f}$$

### Нагрузка соединения раскрывает стык деталей

Пример: крепление кронштейнов, стоек и т.п.

Силу  $R$  раскладываем на составляющие  $R'_1$  и  $R'_2$ , действие которых заменяют действием сил  $R_1$  и  $R_2$ , приложенных к центру стыка, и действием момента

$$M = R_2l_2 - R_1l_1$$

$R_1$  и  $M$  раскрывают стык, в  $R_2$  сдвигает детали. Возможность раскрытия стыка и сдвига деталей устраняется затяжкой болтов с силой  $F_{зат}$ .

### Расчеты из условия нераскрытия стыка.

До приложения нагрузки  $R$  затяжка в стыке образовывалась напряжениями смятия:

$$\sigma_{зат} = \frac{F_{зат}z}{A_{ст}}$$

где  $z$  – число болтов;

$A_{ст}$  – площадь стыка.

Сила  $R_1$  растягивает болты и уменьшает  $\sigma_{зат}$  на

$$\sigma_{R_1} = \frac{R_1}{A_{ст}}(1 - \chi) \approx \frac{R_1}{A_{ст}}$$

Из условия нераскрытия стыка, осью поворота считают ось симметрии. Напряжения в стыке от действия момента меняются соответственно эпюре момента.

Вариант I – нераскрытие стыка

Вариант II – на участке  $ee$  стык раскрывается, что недопустимо.

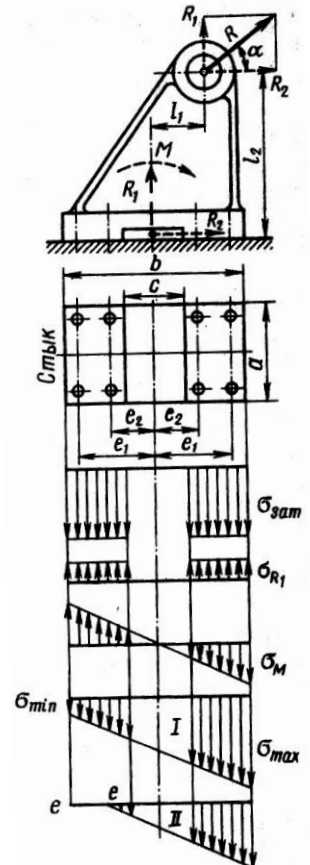
Из условия нераскрытия стыка:

$$\sigma_{зат} = K(\pm\sigma_{R_1} + \sigma_M)$$

где  $K \approx 1,3 \dots 2$  – коэффициент запаса по нераскрытию стыка.

В случаях, когда материал деталей малопрочный по сравнению с материалом болтов, необходимо проверять условие прочности деталей по максимальным напряжениям смятия.

$$\sigma_{max} \leq [\sigma_{зм}]$$



### Расчеты из условия отсутствия сдвига деталей стыка (проверочный)

Условие отсутствия сдвига в стыке (сила  $R_2$  уравнивается силами трения):

$$(F_{зам} z \pm R_1) f \geq K' R_2,$$

где  $f$  – коэффициент трения в стыке;

$K' \approx 1,3 \dots 2$  – коэффициент запаса.

Если условие отсутствия сдвига не выполняется, это означает, что условие нераскрытия стыка не является решающим и затяжку нужно определять из условия отсутствия сдвига

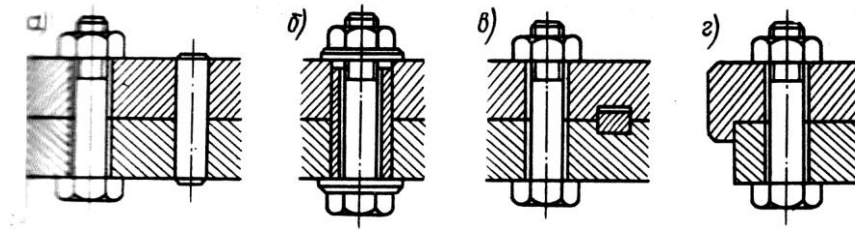
$$F_{зам} = \frac{K' R_2 \mp R_1 f}{f z}$$

или ставить болты без зазора.

При больших нагрузках сдвига применяют специальные устройства, разгружающие стык (болты ставятся с зазором и воспринимают только раскрывающую стык нагрузку):

- а) штифты;
- б) втулки;
- в) шпонки;
- г) упоры.

### Расчеты прочности болтов



Учитывается наибольшая сила затяжки  $F_{зам}$ .

Суммарная внешняя нагрузка

$$F = F_M \pm F_{R_1},$$

где  $F_{R_1}$  – внешняя нагрузка, приходящаяся на один болт от силы  $R_1$

$$F_{R_1} = \frac{R_1}{z},$$

$F_M$  – внешняя нагрузка от момента  $M$

$$F_M = \frac{M e_1}{i (2e_1^2 + 2e_2^2 + \dots + 2e_n^2)}.$$

## Материалы

- Сталь Ст3
- Низкоуглеродистые стали (сталь 10 ... сталь 35) – для стандартных крепежных деталей (изготовление методом холодной высадки или штамповки с последующей накаткой резьбы);
- Легированные стали (35Х, 30ГСА) – для высоконагруженных деталей при переменных или ударных нагрузках, высоких температурах, в агрессивных средах.

Для повышения прочности, коррозионной устойчивости, жаропрочности применяют специальные виды термической и химико-термической обработки, нанесение гальванических покрытий, например, улучшение, цинковое или кадмиевое хромирование, хромовое или медное покрытие и т.п.

**Допустимые напряжения и запасы прочности**

Вид нагрузки		Рекомендуемые значения
Растягивающая внешняя нагрузка: без затяжки болтов		$[\sigma] = 0,6\sigma_T$
		Статическая нагрузка: $[n]$ по табл. 1.3 — неконтролируемая затяжка; $[n] = 1,2 \div 1,5$ — контролируемая затяжка
	с затяжкой болтов	Переменная нагрузка: $\left. \begin{array}{l} [n_r] \geq 2,5 \div 4 \\ [n] \text{ по табл. 1.3} \end{array} \right\} \text{ неконтролируемая затяжка;}$ $\left. \begin{array}{l} [n_r] = 1,5 \div 2,5 \\ [n] = 1,2 \div 1,5 \end{array} \right\} \text{ контролируемая затяжка}$
Поперечная внешняя нагрузка: болты поставлены с зазором		Нагрузка статическая или переменная: $[n]$ по табл. 1.3 — неконтролируемая затяжка; $[n] = 1,2 \div 1,5$ — контролируемая затяжка
	болты поставлены без зазора	$[\tau] = 0,4\sigma_T$ (статическая); $[\tau] = (0,2 \div 0,3) \sigma_T$ (переменная)
		$[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T$ — сталь; $[\sigma_{см}] = (0,4 \div 0,5) \sigma_B$ — чугун
Прочность деталей в стыке		$[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T$ — сталь; $[\sigma_{см}] = 0,4\sigma_B$ — чугун; $[\sigma_{см}] = 10 \div 20 \text{ кгс/см}^2 \approx 1 \div 2 \text{ МПа}$ — бетон; $[\sigma_{см}] = 20 \div 40 \text{ кгс/см}^2 \approx 2 \div 4 \text{ МПа}$ — дерево

Таблица 1.3

**Значения коэффициента запаса прочности  $[n]$  при расчете болтов с неконтролируемой затяжкой**

Материал болта	Постоянная нагрузка при $d$		Переменная нагрузка от 0 до $P$	
	M6 — M16	M16 — M30	M6 — M16	M16 — M30
Углеродистая сталь . . . . .	5—4	4—2,5	12—8,5	8,5
Легированная сталь . . . . .	6,5—5	5—3,3	10—6,5	6,5

## Лекция 16. Расчет резьбовых соединений на прочность

Допускаемая нагрузка [ $P_p$ ], кгс	
неконтролируемая затяжка	контролируемая затяжка
80	300
150	550
250	860
380	1220
800	2350
1400	3700
2100	5300
4600	8500

Предел прочности $\sigma_B$ , кгс/см <sup>2</sup>	Предел текучести $\sigma_T$ , кгс/см <sup>2</sup>	Предел выносливости $\sigma_{-1P}$ , кгс/см <sup>2</sup>
3400	2000	1600
4000	2400	1700
5000	3000	1800
6000	3600	2400
8000	6400	2800
10 000	9000	3000