Семинар 2 ДМ

Расчет резьбовых соединений

Содержание:

1. Резьбовые соединения. Общие сведения

2. Групповые резьбовые соединения

2.1. Нагруженное в плоскости стыка силами и моментами

2.2. Нагруженное в плоскости, перпендикулярной стыку

2.3. Нагруженное в плоскости стыка силами и в плоскости, перпендикулярной стыку

2.4. Пример оптимального выбора расположения болтов

2.5. Допускаемые напряжения

2.6. Пример расчета соединения, нагруженного в плоскости стыка

2.7. Пример расчета соединения, нагруженного в плоскости стыка и в плоскости, перпендикулярной стыку

2.8. Проверочный расчет элементов резьбы

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

1. Резьбовые соединения. Общие сведения

Объекты расчета — групповые резьбовые соединения, выполненные с помощью стандартных крепежных деталей (болтов, винтов, шпилек и гаек), имеющих метрическую резьбу с крупным шагом по ГОСТ 9150—81, ГОСТ 8724—81. Основные параметры метрической резьбы показаны на рисунке.

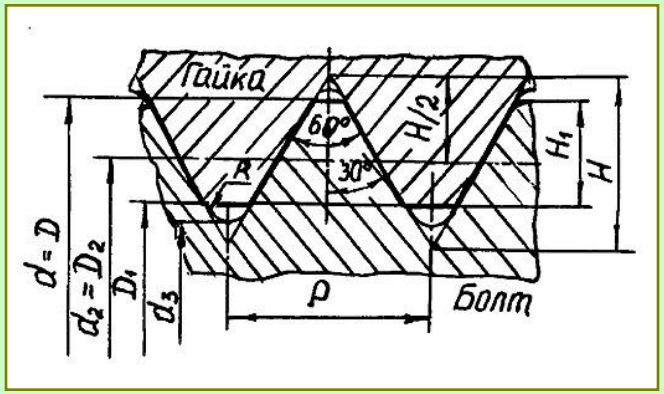


Рис. 3.1

Расчет на прочность стержня болта (винта, шпильки) проводят по диаметру d_3— внутреннему диаметру по дну впадины ($d_3 = d - 1{,}2569 \cdot P$, где P — шаг резьбы). Значения диаметра d_3 для болтов (винтов, шпилек) с крупной метрической резьбой приведены в таблице. Размеры болтов, заключенные в скобки, менее предпочтительны.

Таблица 3.1

Диаметр d_3 болтов (винтов, шпилек) с крупной метрической резьбой

Болт	d_3, мм	Болт	d_3, мм	Болт	d_3, мм
M6	4,77	M16	13,55	(M27)	23,32
M8	6,47	(M18)	14,93	M30	25,70
M10	8,16	M20	16,93	M36	31,10
M12	9,85	(M22)	18,93	M42	36,48
(M14)	11,55	M24	20,32	M48	41,87

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

1. Резьбовые соединения. Общие сведения

Стальные крепежные детали (болты, винты и шпильки) в соответствии с ГОСТ 1759.4—81 могут иметь 11 классов прочности. Механические характеристики материалов этих резьбовых деталей приведены в таблице. Там же приведены классы прочности гаек нормальной высоты по ГОСТ 1759.5—87, соответствующих болтам и шпилькам.

Таблица 3.2

Механические характеристики материалов резьбовых деталей

Болты, винты, шпильки					Гайки
Класс прочности	Предел текучести $\sigma_т$, МПа (минимальный)	Временное сопротивление $\sigma_{вр}$, МПа (минимальное)	Диаметр резьбы	Сталь	Класс прочности
3.6	180	300	> М16	10, 10 Кп	4
			≤ М16		5
4.6	240	400	> М16	20	4
			≤ М16		5
4.8	320	400	> М16	10, 10 Кп	4
			≤ М16		5
5.6	300	500	≤ М48	30,35	
5.8	400	500		10,10Кп, 20,20Кп	
6.6	360	600		35, 45 40Г	6
6.8	480	600		20, 20Кп	8
8.8	640	800		35,35Х,35ХА,45Г	9
9.8	720	900		40Г2,40Х,30ХГСА	
10.9	900	1000		20Г2Р, 40ХНМА	10
12.9	1080	1200		40ХНМА	12

При стандартизации крепежных деталей обеспечена равнопрочность резьбы и стержня винта, поэтому при правильном выборе глубины завинчивания или использовании гаек стандартной высоты (за исключением низких) достаточно проверить прочность стрежня болта (винта или шпильки).

При расчете групповых резьбовых соединений полагают, что в данном соединении все болты (винты, шпильки) одного размера затянуты с одинаковой силой и расположены по стыку равномерно так, что центр масс сечений болтов совпадает с центром массы сечения стыка.

Расчет начинают с определения положения центра масс и переноса приложенной внешней нагрузки в этот центр.

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.1. Групповое резьбовое соединение, нагруженное в плоскости стыка силами и моментами

Пример соединения приведен на рисунке 3.2. Основой критерий работоспособности — несдвигаемость. Ее можно обеспечить с помощью болта специальной формы (рис. 3.3) по ГОСТ 7817—80, поставленного без зазора в отверстие, калиброванное разверткой, или с помощью болта (рис. 3.4, а), винта (рис. 3.4, б) или шпильки (рис. 3.4, в), поставленных в отверстия присоединяемой детали с зазором.

Рис. 3.1

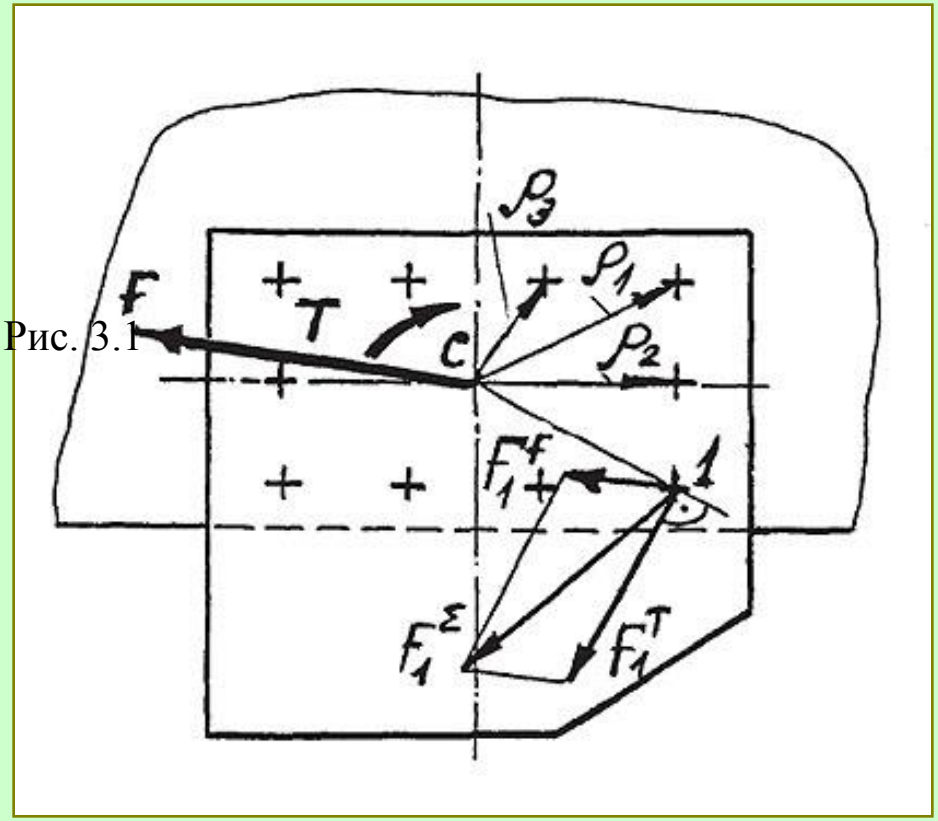


Рис. 3.2

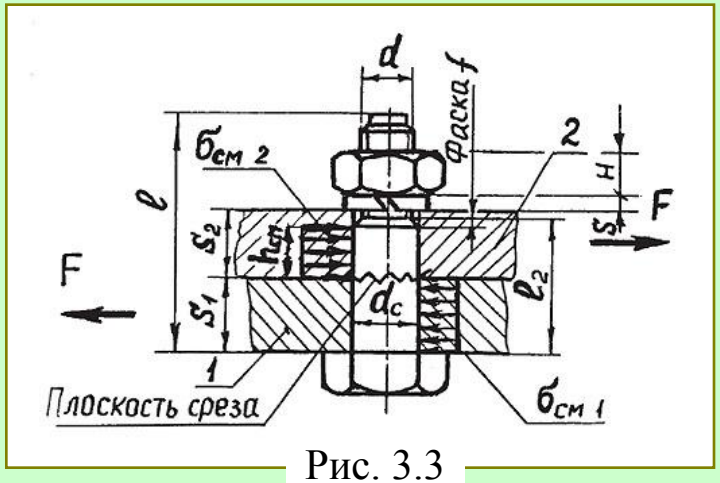


Рис. 3.3

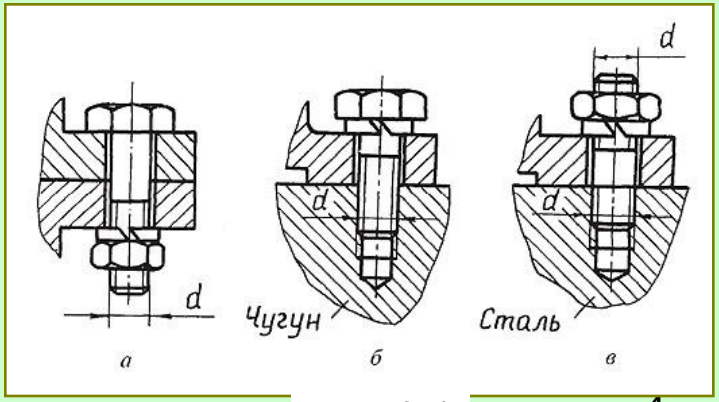


Рис. 3.4

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.1. Групповое резьбовое соединение, нагруженное в плоскости стыка силами и моментами

Болты установлены без зазора (см. рис. 3.3). В расчете полагают, что фланцы соединяемых деталей весьма жесткие и можно пренебречь их деформациями в плоскостях, параллельных плоскости стыка.

Несдвигаемость деталей соединения относительно друг друга обеспечивается за счет сопротивления: а) срезу стержня болта, б) смятию боковой поверхности болта и соединяемых деталей.

Расчет ведут, полагая, что силы Fi , приходящиеся на болты от действия центральных внешних сил (см. рис. 3.2), равны, т. е.

$$F_i^F = F_1^F = \frac{F}{z}.$$

где z — число болтов.

Силы, нагружающие болты из-за действия момента Т, пропорциональны расстояниям ρ_i- от болтов до центра масс. Максимально нагружены наиболее удаленные, на которые действует сила

$$F_1^T = \frac{T \cdot 10^3 \cdot \rho_{max}}{\sum_{i=1}^{i=z} \rho_i^2},$$

где ρ_{max} — расстояние от центра масс до наиболее удаленного болта.

Расчет ведут в такой последовательности:

1). определяют силы, приходящиеся на болты от действия отдельных силовых факторов;

2). находят для наиболее нагруженного болта путем геометрического сложения суммарную действующую на него силу F^{Σ}_{1max} (см. рис. 3.2);

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.1. Групповое резьбовое соединение, нагруженное в плоскости стыка силами и моментами

3). определяют из расчета болта на срез необходимый диаметр гладкой части болта (проектный расчет) или проверяют пригодность заданного диаметра (проверочный расчет) (см. рис. 3.3);

4). округляют полученное значение диаметра стержня dc до стандартного (ГОСТ 7817—80);

5). рассчитывают длину болта: а) полную, l; б) нарезанной части, (l — l_2); в) минимальную, сопротивляющуюся смятию, $h_{см}$;

6). проверяют правильность принятых размеров расчетом на смятие.

Напряжения смятия $\sigma_{см}$ условно считают равномерно распределенными по площади, являющейся проекцией поверхности смятия на плоскость, перпендикулярную действующей силе.

Болты (винты, шпильки) установлены с зазором (см. рис. 3.4). Если от расчета не требуется повышенная точность, то приближенно полагают, что нагрузка в стыке локализуется в непосредственной близости от отверстий под болты (исключения оговорены ниже). Силу F^{Σ}_{1max}, действующую на наиболее нагруженный болт, определяют, как и для болта, поставленного без зазора.

Условие отсутствия сдвига (несдвигаемости) имеет вид

$$F_{1\,тр} = k_{сц} \cdot F^{\Sigma}_{1max},$$

где $F_{1тр}$ — сила трения, созданная при затяжке одного болта (винта, шпильки), $k_{сц}$ — коэффициент запаса сцепления (запаса по несдвигаемости), принимают $k_{сц} > 1{,}5$.

В свою очередь,

$$F_{1тр} = F_{зат} \cdot f \cdot i,$$

где $F_{зат}$ — сила затяжки одного болта, f — коэффициент трения на стыке, i — число рабочих стыков.

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.1. Групповое резьбовое соединение, нагруженное в плоскости стыка силами и моментами

Значения коэффициентов трения приведены в табл. 3.3.

Таблица 3.3

Значения коэффициента трения *f*

Характеристика пары трения	*f*
В резьбе крепежных болтов (винтов, шпилек) без покрытия и смазочного материала	0,12–0,15
На торцах гаек, головок винтов и других металлических поверхностях, прошедших механическую обработку и работающих без смазочного материала	0,15–0,2
В соединении металл – бетон	0,4
В соединении металл – фрикционная обкладка	0,42
В соединении металл – резина	0,35
В резьбе передачи винт – гайка скольжения (со смазочным материалом)	0,1

При нагружении соединения только центральной сдвигающей силой F условие отсутствия сдвига может быть записано в более простой форме:

$$F_{\text{тр}} = F_{\text{зат}} \cdot f \cdot i \cdot z = k_{\text{сц}} \cdot F,$$

где $F_{\text{тр}}$ — суммарная сила трения на стыке деталей.

При нагружении соединения только сдвигающим моментом T условие отсутствия сдвига имеет вид

$$T_{\text{тр}} = k_{\text{сц}} \cdot T \cdot 10^3,$$

где $T_{\text{тр}}$ — суммарный момент сил трения на стыке деталей.

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.1. Групповое резьбовое соединение, нагруженное в плоскости стыка силами и моментами

Силы трения в стыке с некоторым приближением относят к осям болтов во всех случаях за исключением тех, когда одна из стыкующихся деталей обладает большой податливостью или когда болты расположены вне стыка деталей. Пример такой конструкции показан на рис. 3.5, где средний диаметр трения (стыка)

$$D_{\text{тр.ср}} = \frac{D_1 + D_2}{2}.$$

Расчетные зависимости для стыков иных форм приведены в работах [1 — 4].
Из условий (3.1) — (3.4) находят необходимую силу затяжки $F_{\text{зат}}$ каждого из болтов.

На болт (винт, шпильку) внешняя сдвигающая нагрузка **не передается.** Необходимую площадь $A_{\text{р}}$ поперечного сечения болта по диаметру d_3 и необходимый диаметр d_3 (а по нему и номинальный диаметр резьбы d) при проектном расчете определяют из условия прочности стержня болта при затяжке с силой $F_{\text{зат}}$:

$$\sigma = \frac{1{,}3F_{\text{зат}}}{A_{\text{р}}} = \frac{1{,}3F_{\text{зат}}}{\pi d_3^2/4} \le [\sigma]_{\text{р}},$$

где $[\sigma]_{\text{р}}$ — допускаемое напряжение растяжения стержня болта (см. табл. 3.4).

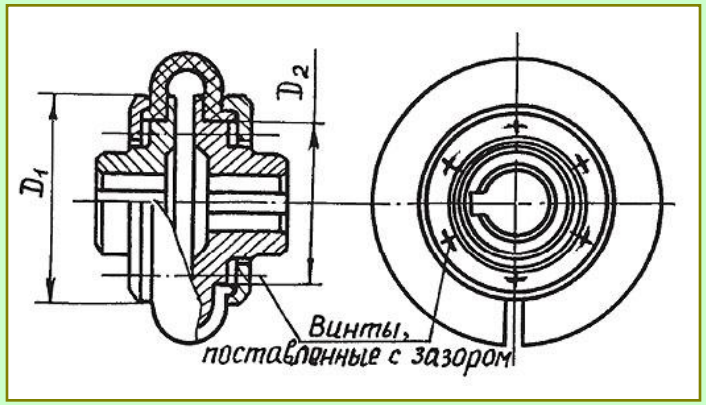


Рис. 3.5

При затягивании в стержне болта за счет трения в резьбе возникают касательные напряжения кручения, что учитывают, вводя коэффициент перед силой. Для стандартных крепежных деталей при средних условиях трения в резьбе этот коэффициент равен 1,3.

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.2. Групповое резьбовое соединение, нагруженное в плоскости, перпендикулярной стыку

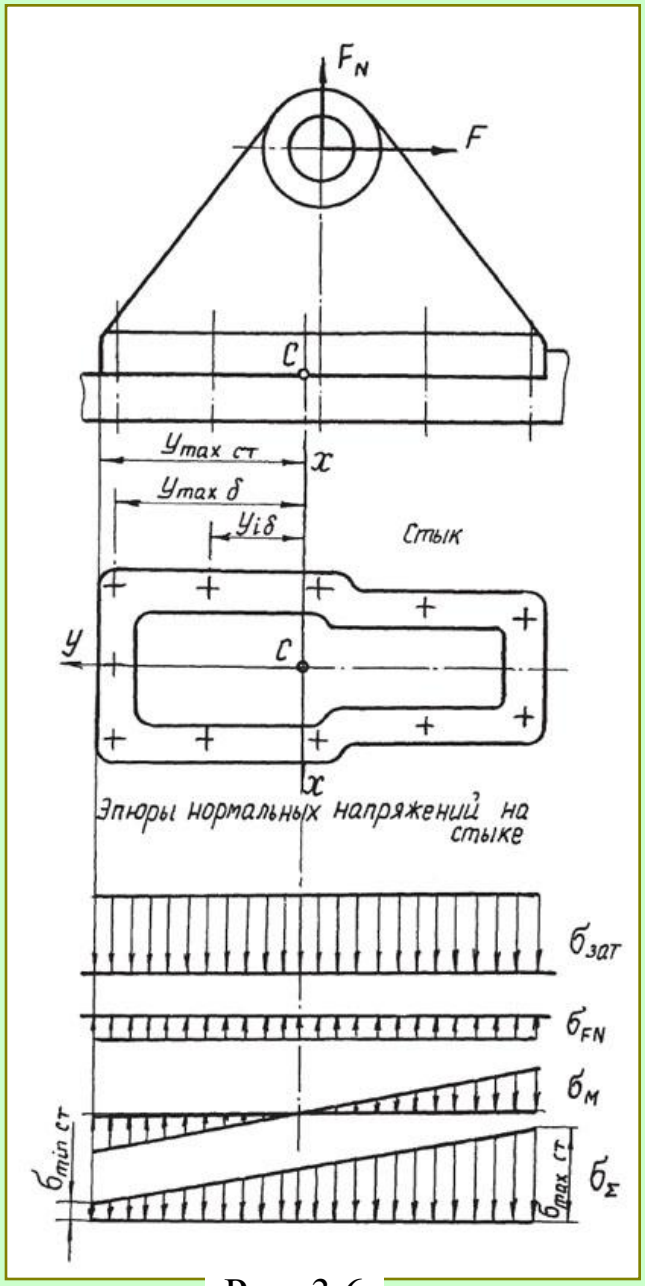


Рис. 3.6

Пример соединения приведен на рис. 3.6, где *C* — центр масс сечений болтов. При расчете полагают, что центральная внешняя сила нагружает болты равномерно, а момент — пропорционально их расстояниям до нейтральной, центральной оси. Максимально нагруженным будет один или несколько наиболее удаленных болтов с раскрываемой стороны стыка.

В общем случае нужно обеспечить: 1) нераскрытие стыка, 2) прочность болтов, 3) прочность основания (для неметаллического основания).

В общей форме условие нераскрытия стыка может быть записано так:

$$\sigma_{\min\ ст} > 0,$$

где $\sigma_{\min\ ст}$ — минимальное напряжение сжатия в стыке после приложения внешней нагрузки.

Для выполнения условия (3.6) вводят коэффициент запаса по нераскрытию стыка k = 1,3...1,5 (k = 1,1 — для малоответственных соединений).

Из условия (3.6) определяют необходимую для предотвращения раскрытия стыка силу $F_{зат}$ каждого болта (винта, шпильки).

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.2. Групповое резьбовое соединение, нагруженное в плоскости, перпендикулярной стыку

Внешние нагрузки (F, M) распределяются между резьбовыми деталями и стыком. На резьбовые детали действует часть нагрузки, обозначаемая χ, называемая коэффициентом основной нагрузки. Если от расчета не требуется повышенная точность, принимают $\chi = 0{,}2...0{,}3$ — для металлических стыков и $\chi = 0{,}7...0{,}8$ — для стыка металла с бетоном.

Условие нераскрытия стыка, выраженное через напряжения на стыке, принимает вид

$$\sigma_{\min\ \text{ст}} = \sigma_{\text{зат}} \mp \sigma_{F_N} - \sigma_M > 0.$$

Напряжение сжатия на стыке от затяжки болтов (винтов или шпилек)

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

где z — число болтов на стыке; $A_{\text{ст}}$ — номинальная площадь стыка (без учета наличия отверстий под болты).

Напряжение на стыке от действия внешней нормальной к стыку силы

$$\sigma_{F_N} = \frac{F_N(1-\chi)}{A_{\text{ст}}}.$$

Знаки «+» или «—» перед σ_{FN} в формулах: верхний — при раскрывающей стык нагрузке, нижний — в том случае, когда нагрузка увеличивает напряжения сжатия на стыке

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.2. Групповое резьбовое соединение, нагруженное в плоскости, перпендикулярной стыку

Максимальное напряжение на стыке от опрокидывающего момента

$$\sigma_M = \frac{M(1-\chi)}{W_{ст}},$$

где — момент сопротивления стыка относительно нейтральной оси.

Если нейтральная ось обозначена x— x, то

$$W_{x\ ст} = \frac{I_{x\ ст}}{y_{max\ ст}},$$

где $I_{x\ ст}$ — момент инерции стыка относительно нейтральной оси; $y_{max\ ст}$ — расстояние от нейтральной оси до наиболее удаленных точек стыка с разгружаемой стороны стыка.

После введения коэффициента запаса по нераскрытию $к$ и преобразований условие нераскрытия стыка принимает вид

$$F_{зат} = k\frac{A_{ст}}{z}\left[\frac{M(1-\chi)y_{max\ ст}}{I_{x\,ст}} \pm \frac{F_N(1-\chi)}{A_{ст}}\right],$$

откуда видно, что при одинаковом для стыков разных форм значении $y_{max\ ст}$ наиболее рациональным будет тот стык, у которого имеет максимальное значение отношение $I_{x\ ст}/A_{ст}$. При этом будет минимальным значение необходимой силы по условию нераскрытия стыка.

Необходимую площадь поперечного сечения болта $A_р$ (проектный расчет) находят из условия прочности болта

$$\sigma = \frac{1{,}3F_{зат} + \chi F_{\Sigma\ вн}}{A_р} \le [\sigma]_р,$$

где коэффициент 1,3 учитывает скручивание болта при его затяжке; $F_{\Sigma вн}$ — суммарная внешняя растягивающая нагрузка, приходящаяся на наиболее нагруженный болт; $A_р$ — площадь болта по диаметру d_3.

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.2. Групповое резьбовое соединение, нагруженное в плоскости, перпендикулярной стыку

$$A_р = \pi d_3^2/4,$$

$[\sigma]_р$ — допускаемое напряжение растяжения для болта.

В свою очередь,

$$F_{\Sigma\ вн} = \frac{M}{W_{x\ всех\ болтов}} \pm \frac{F_N}{z},$$

где $W_{x\ всех\ болтов}$ — момент сопротивления всех болтов относительно нейтральной оси x.

Пренебрегая моментом сопротивления болта относительно собственной центральной оси, можно записать

$$W_{x\ всех\ болтов} = A_P \sum^{i} \frac{y_{i\,б}^2}{y_{max\ б}},$$

где $y^2_{i\ б}$ — расстояние от нейтральной оси до некоторого i-го болта; $y_{max\ б}$ — то же, для наиболее удаленного болта, находящегося на раскрываемой стороне стыка.

Чем больше $W_{x\ всех\ болтов}$, тем меньше напряжения, возникающие в болте. Поэтому оптимальным будет такое расположение болтов, при котором будет наибольшим значение отношения $\Sigma\,(y_{i\ б})^2/\,y_{max\ б}$.

Неметаллическое основание проверяют по условию прочности на смятие

$$\sigma_{max\ ст} \le [\sigma]_{см},$$

где $\sigma_{max\ ст}$ — максимальное напряжение сжатия на стыке после приложения внешней нагрузки (см. рис. 3.6); $[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение смятия (табл. 3.5).

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.3. Групповое резьбовое соединение, нагруженное в плоскости стыка и в плоскости, перпендикулярной стыку

Необходимо обеспечить: 1) нераскрытие стыка (см. (3.6)); 2) несдвигаемость (см. (3.1)); 3) прочность болтов (см. (3.9)); 4) прочность основания (см. (3.10)), если оно неметаллическое. Расчет болтов на прочность ведут по большей из двух сил затяжки, найденных из условия нераскрытия и несдвигаемости.

2.4. Пример выбора оптимального варианта расположения болтов на кольцевом стыке

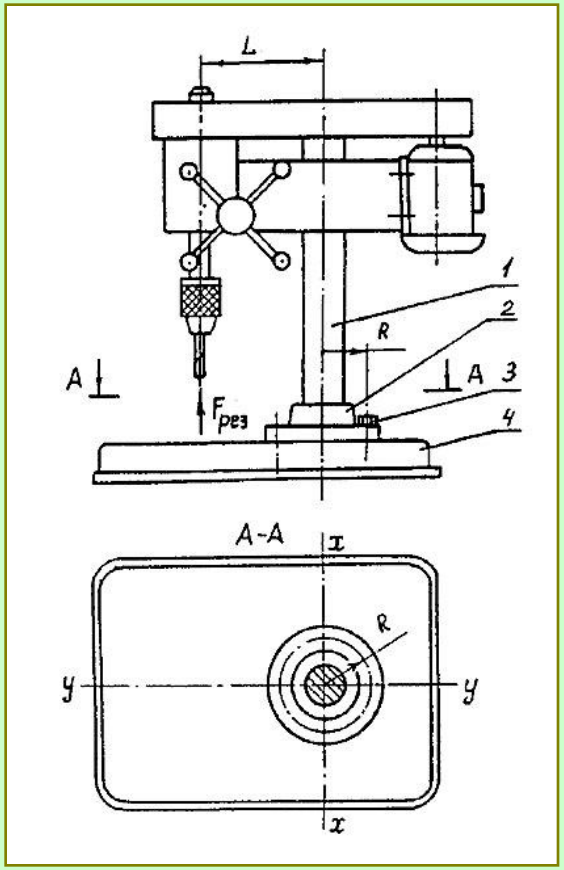


Рис. 3.7

Стойку 1 (рис. 3.7) настольного сверлильного станка с помощью фланца 2 крепят шестью болтами 3 к основанию 4. На сверло действует сила резания $F_{рез}$. Определить оптимальный вариант расположения болтов на радиусе R стыка.

Решение. Сила резания $F_{рез}$ создает опрокидывающий момент $M = F_{рез} \cdot L$. Оптимально такое расположение болтов, при котором будет наибольшим отношение

$$\sum^{i} \frac{y_{i\,б}^2}{y_{max\,б}}.$$

При равномерном расположении болтов по стыку рассмотрим два возможных варианта их постановки (рис. 3.8).

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.4. Пример выбора оптимального варианта расположения болтов на кольцевом стыке

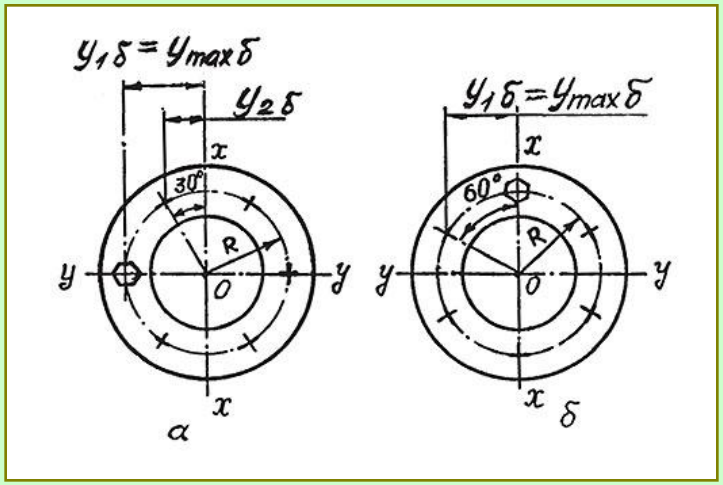


Рис. 3.8

В варианте а (см. рис. 3.8) два болта имеют максимальное расстояние до оси x $y_{1б} = y_{max\ б} = R$, у остальных четырех болтов расстояние $y_{2б} = R \cdot \sin 30° = 0{,}5 \cdot R$. Тогда

$$\sum^{i} \frac{y_{1б}^2}{y_{max\ б}} = \frac{2R^2 + 4(0{,}5R)^2}{R} = 3R.$$

В варианте б четыре болта удалены от нейтральной оси на максимальное расстояние $y_{1б} = y_{max\ б} = R \cdot \sin 60° = 0{,}867 \cdot R$, а два других на $y_{2б} = 0$. Следовательно,

$$\sum^{i} \frac{y_{iб}^2}{y_{max\ б}} = \frac{4(0{,}867R)^2}{0{,}867R} = 3{,}464R.$$

Вывод: оптимальным является вариант б (см. рис. 3.8).

2.5. Допускаемые напряжения при статической нагрузке

Допускаемые напряжения для расчета болтов на растяжение

$$[\sigma]_р = \sigma_Т / s_Т,$$

где $\sigma_т$ — предел текучести материала болта (см. табл. 3.2); $s_т$ — коэффициент запаса прочности. Для ответственных резьбовых соединений силу затяжки контролируют. В этом случае $s_т$ = 1,2...1,5. Значения $s_т$ при неконтролируемой затяжке приведены в табл. 3.4

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.5. Допускаемые напряжения при статической нагрузке

Таблица 3.4

Значения коэффициента запаса $s_т$ при расчете болтов (винтов, шпилек) с неконтролируемой затяжкой

Материал болта (винта, шпильки)	Диаметр болта d, мм		
	Свыше 6 до 16	Свыше 16 до 30	Свыше 30 до 60
Углеродистая сталь	5–4	4–2,5	2,5
Легированная сталь	6,5–5	5–3,3	3,3

Таблица 3.5

Допускаемые напряжения для расчета на срез $[\tau]_{ср}$ и смятие $[\sigma]_{см}$

Материал	$[\tau]_{ср}$	$[\sigma]_{см}$
Сталь	$(0,2–0,3)\sigma_т$	$(0,35–0,45)\sigma_т$
Чугун	–	$(0,3–0,35)\sigma_{вр}$
Бронза	–	$(0,25–0,35)\sigma_{вр}$
Бетон	–	1,8–2 МПа
Резина	–	2–4 МПа

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.6. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка

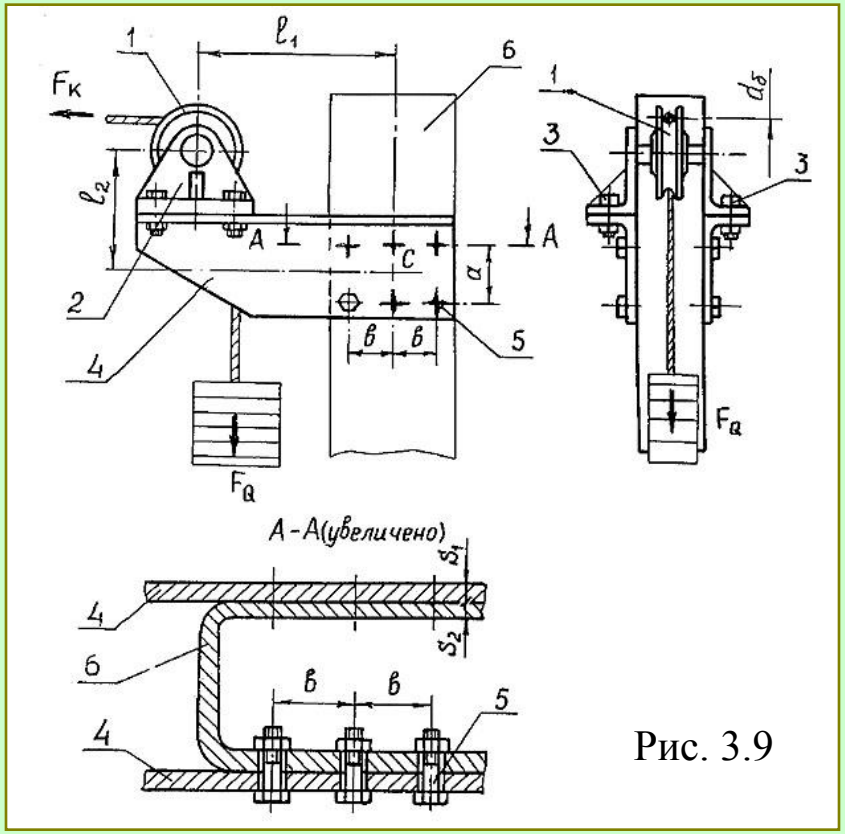


Рис. 3.9

Блок 1 натяжного устройства (рис. 3.9) нагружен силой F_Q = 12000 Н, созданной массой груза, и силой натяжения горизонтального каната F_K = 12000 Н. Опоры оси блока размещены в корпусах 2. Каждый из корпусов прикреплен двумя болтами 3 к кронштейнам 4. Кронштейны крепятся к колонне 6 болтами 5. Число болтов крепления каждого кронштейна z = 6. Класс прочности болтов 5.8, они поставлены с зазором. Кронштейны 4 и колонна 6 изготовлены из горячекатаной стали Ст.3.

Размеры деталей: $d_б$ = 200 мм; l_1 = 400 мм; l_2 = 200 мм; a =80 мм; b = 80 мм; $s_1 = s_2$ = 10 мм.

Требуется определить диаметр болтов 5.

Решение.

1. Положение центра масс болтов 5. Центр масс болтов 5 находится в точке C, на пересечении осей симметрии соединения.

2. Перенос нагрузки в центр масс — точку C. Нагрузка от блока распределяется между двумя кронштейнами 4. Можно рассмотреть соединение одного кронштейна с колонной, нагруженное половиной внешней нагрузки. При переносе сил $F_Q/2$ и $F_K/2$ в точку C (рис. 3.10) получаем следующие силовые факторы:

вертикальную сдвигающую силу

$$F_В = F_Q/2 = 12000/2 = 6000 \text{ Н};$$

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.6. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка

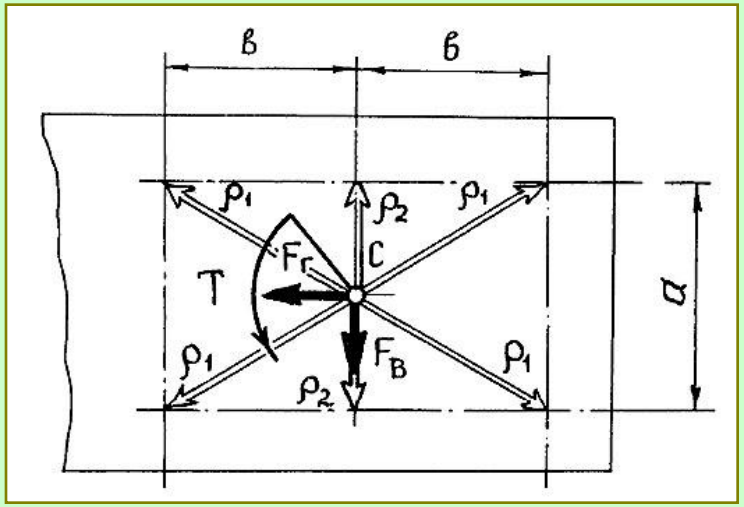


Рис. 3.10

горизонтальную сдвигающую силу

$$F_г = F_К/2 = 12000/2 = 6000 \text{ Н};$$

сдвигающий момент

$$T = \frac{F_Q}{2}\left(l_1 - \frac{d_б}{2}\right) + \frac{F_К}{2}\left(l_2 + \frac{d_б}{2}\right) =$$

$$= \frac{12000}{2}\left(400 - \frac{200}{2}\right) + \frac{12000}{2}\left(200 + \frac{200}{2}\right) = 3600000 \text{ Н·мм}.$$

3. Нагрузка на болты от отдельных силовых факторов. Соединение выполнено с помощью шести болтов. Четыре угловых болта удалены от точки *C* на расстояние

$$\rho_1 = \sqrt{b^2 + \left(\frac{a}{2}\right)^2} = \sqrt{80^2 + 40^2} = 89{,}443 \text{ мм}.$$

Остальные два болта удалены на расстояние

$$\rho_2 = \frac{a}{2} = \frac{80}{2} = 40 \text{ мм}.$$

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.6. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка

Центральные сдвигающие силы $F_в$ и $F_г$ нагружают все шесть болтов одинаковыми силами (рис. 3.11):

$$F_{1в}^F = \frac{F_в}{z} = \frac{6000}{6} = 1000 \text{ Н} \quad \text{и} \quad F_{1г}^F = \frac{F_г}{z} = \frac{6000}{6} = 1000 \text{ Н},$$

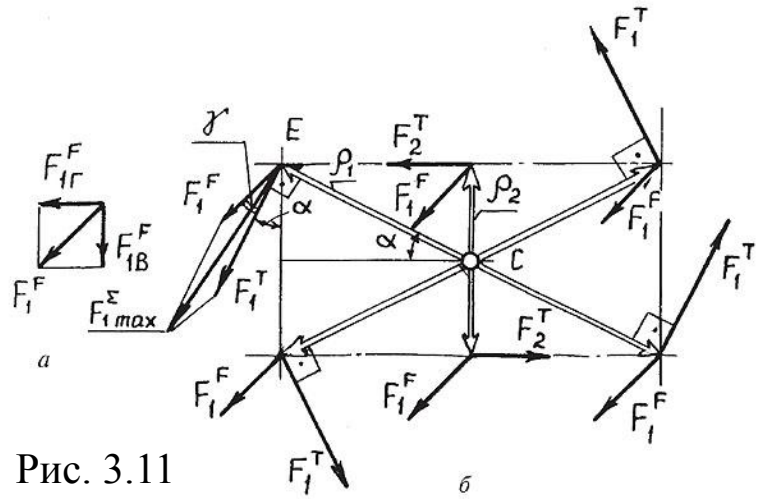


Рис. 3.11

где $F^F_{1в}$ — вертикальная сила; $F^F_{1г}$ — горизонтальная.

В результате сложения сил $F^F_{1в}$ и $F^F_{1г}$, имеющих для всех болтов одинаковое направление, получим силу F^F_1, направленную под углом 45° к вертикали:

$$F_1^F = F_{1в}^F \sqrt{2} = 1000 \times 1{,}414 = 1414 \text{ Н}.$$

Нагрузка на болты от момента пропорциональна их расстояниям до центра масс. На угловые болты будет действовать сила

$$F_1^T = \frac{T \cdot \rho_1}{4\rho_1^2 + 2\rho_2^2} = \frac{3600000 \cdot 89{,}44}{4 \cdot 89{,}44^2 + 2 \cdot 40^2} = 9147{,}78 \text{ Н}.$$

Болты, удаленные от центра масс на расстояние ρ_2, нагружены меньшей силой F^T_2 от действия сдвигающего момента.

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.6. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка

4. Нагрузка, приходящаяся на наиболее нагруженный болт. Наиболее нагруженным будет тот из угловых болтов, на который действуют составляющие силы, наиболее близкие по направлению. К силе F_1^F наиболее близка по направлению сила F_1^T, действующая на болт E (рис. 3.11, б). Эта сила образует с вертикалью угол α:

$$\sin\alpha = \frac{\rho_2}{\rho_1} = \frac{40}{89{,}44} = 0{,}447,$$

$$\alpha = 26°33'57''.$$

Суммарная сила, действующая на болт,

$$F_{1\max}^{\Sigma} = \sqrt{(F_1^F)^2 + (F_1^T)^2 + 2F_1^F \cdot F_1^T \cdot \cos\gamma},$$

где $\gamma = 45° - \alpha = 45° - 26°33'57'' = 18°26'3''$;

$$F_{1\max}^{\Sigma} = \sqrt{1414^2 + 9147{,}78^2 + 2 \cdot 1414 \cdot 9147{,}78 \cdot 0{,}9487} = 10498{,}75 \text{ Н}.$$

5. Необходимая по условию несдвигаемости сила затяжки. Сдвига не будет, если сила трения, созданная при затяжке одного болта (см. (3.2)),

$$F_{1\,\text{тр}} = k_{\text{сц}} \cdot F_{1\max}^{\Sigma},$$

где $k_{\text{сц}}$ — коэффициент запаса сцепления (запаса по несдвигаемости), $k_{\text{сц}} = 1{,}5$; $F_{1\max}^{\Sigma}$ — суммарная сдвигающая сила, приходящаяся на наиболее нагруженный болт, $F_{1\max}^{\Sigma} = 10498{,}75$ Н.

$$F_{1\,\text{тр}} = F_{\text{зат}} \cdot f \cdot i,$$

где f — коэффициент трения, принимаем $f = 0{,}2$ (см. табл. 3.3); i — число рабочих стыков (по условию $i = 1$).

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.6. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка

Опасными для соединения являются напряжения среза для болта и смятия для болта и стенок отверстия. Условие прочности болта на срез

$$\tau = \frac{F_{1\max}^{\Sigma} \cdot 4}{\pi d_c^2} \le [\tau]_{ср},$$

откуда

$$d_c \ge \sqrt{\frac{4 \cdot F_{1\max}^{\Sigma}}{\pi\,[\tau]_{ср}}}.$$

В соответствии с табл. 3.5 $[\tau]_{ср} = (0{,}2...0{,}3) \cdot \sigma_т$. Принимаем $[\tau]_{ср} = 0{,}25 \cdot \sigma_т$. Согласно табл. 3.2 для класса прочности 5.8 предел текучести $\sigma_т = 400$ МПа. Тогда

$$d_c \ge \sqrt{\frac{4 \cdot 10498{,}75}{3{,}14 \cdot 0{,}25 \cdot 400}} = 11{,}56 \text{ мм}.$$

Принимаем по ГОСТ 7817—80 (см. табл. 3 приложения 3) болты М12, у которых $d_c = 13$ мм. Необходимая длина болта (см. рис. 3.3)

$$l' = s_1 + s_2 + s + H + (0{,}4...0{,}6)\,d.$$

По ГОСТ 6402—70 (см. табл. 6 приложения 3) толщина пружинной нормальной шайбы $s = 3{,}0$ мм; по ГОСТ 15521—70 (см. табл. 4 приложения 3) высота гайки $H = 10$ мм; запас резьбы над гайкой и высота пяты (ориентировочно) $(0{,}4...0{,}6) \cdot d$;

$$l' = 10 + 10 + 3{,}0 + 10 + (0{,}4...0{,}6)12 = 37{,}8...40{,}2 \text{ мм}.$$

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.6. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка

Принимаем по ГОСТ 7817—80 (см. табл. 3 приложения 3) l = 40 мм, тогда l — l_2 = 22 мм; фаска f = 0,5 мм (см. рис. 3.3).

Высота поверхности, на которой действуют наибольшие напряжения смятия $\sigma_{см2}$,

$$h_{см} = l - (l - l_2) - f - s_1 = 40 - 22 - 0{,}5 - 10 = 7{,}5 \text{ мм.}$$

Проверяем соединение на предотвращение смятия по условию

$$\sigma_{см\,2} = \frac{F_{1\,max}^{\Sigma}}{A_{см}} = \frac{F_{1\,max}^{\Sigma}}{h_{см} \cdot d_c} \le [\sigma]_{см},$$

где $A_{см}$ — площадь проекции поверхности смятия; $[\sigma]_{см}$ — допускаемое напряжение смятия.

Согласно табл. 3.5 $[\sigma]_{см}$ = (0,35...0,45)$\sigma_т$, принимаем $[\sigma]_{см}$= 0,4·$\sigma_т$. Для болтов $\sigma_т$ = 400 МПа, для материала кронштейна (сталь Ст.3) $\sigma_т$ = 220 МПа (см. табл. 1.1).

Расчет ведем по наименее прочному материалу, т. е.

$$[\sigma]_{см} = 0{,}4 \cdot 220 = 88 \text{ МПа}; \quad \sigma_{см} = \frac{10498{,}75}{7{,}5 \cdot 13} = 107{,}68 \text{ МПа.}$$

Условие прочности не выполняется для материала кронштейна, но выполняется для болтов, у которых $[\sigma]_{см}$ = 0,4. 400 = 160 МПа. Меняем материал кронштейна на более прочный. Назначаем сталь Ст.6, у которой $\sigma_т$ = 300 МПа, $[\sigma]_{см}$ = 0,4 . 300 = 120 МПа.

Если материал кронштейна по каким-либо причинам нельзя изменить, необходимо увеличить толщину листов кронштейна. После расчета можно определить, что требуемая толщина s_1 = s_2 = 12 мм. При этом длина болта l = 45 мм, а l — l_2 = 22 мм.

Следует отметить, что при постановке болтов без зазора их диаметр существенно уменьшается (М12 вместо М36).

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.6. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка

Тогда

$$F_{зат} = \frac{k_{сц} \cdot F_{1\max}^{\Sigma}}{f \cdot i} = \frac{1{,}5 \cdot 10498{,}75}{0{,}2 \cdot 1} = 78741 \text{ Н}.$$

6. Необходимый диаметр болта из условия прочности затянутого болта. Оно имеет вид

$$\sigma = \frac{1{,}3 F_{зат}}{\pi d_3^2 / 4} \le [\sigma]_р,$$

где $[\sigma]_р$ — допускаемое напряжение растяжения болта.

Затяжку болтов не контролируют. Предполагаем, что диаметр болта d больше 16 мм. Принимая коэффициент запаса $s_т = 2{,}5$ (см. табл. 3.4), получаем

$$[\sigma]_р = \frac{\sigma_т}{s_Т} = \frac{400}{2{,}5} = 160 \text{ МПа},$$

где $\sigma_т = 400$ МПа — предел текучести болтов класса прочности 5.8 (см. табл. 3.2).

В результате

$$d_3 \ge \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3 F_{зат}}{\pi [\sigma]_р}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3 \cdot 78741}{3{,}14 \cdot 160}} = 28{,}54 \text{ мм}.$$

Пригодны болты М36 по ГОСТ 7796—70 (см. табл. 1 приложения 3), у них $d_3 = 31{,}10$ мм (см. табл. 3.1). Предположение о том, что $d > 16$ мм, подтвердилось.

Рассмотрим вариант определения диаметра болтов 5 (см. рис. 3.9) при постановке их **без зазора.** Конструкция болта показана на рис. 3.3.

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.7. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка и в плоскости, перпендикулярной плоскости стыка

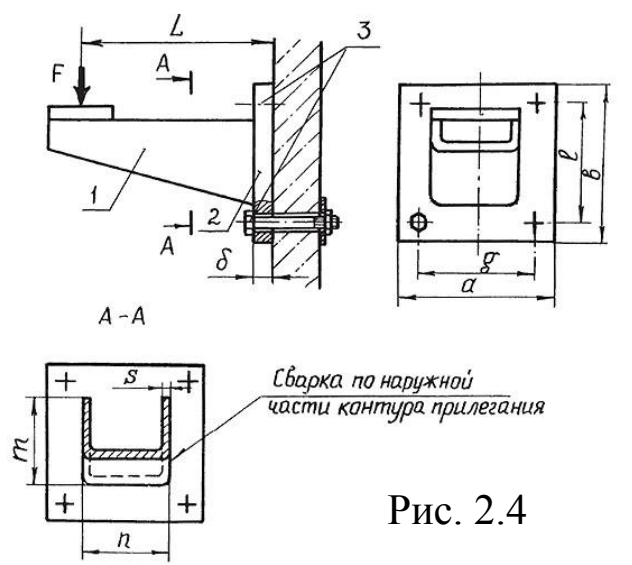


Рис. 2.4

Сварной кронштейн (рис. 2.4) прикреплен к бетонной стене с помощью четырех болтов, поставленных с зазором. Детали кронштейна 1 и выполнены из стали Ст.3, сварены угловым швом с катетом шва k =5 мм. Сварка ручная электродом обычного качества. Болты 3 выполнены по классу прочности 4.6. Кронштейн нагружен постоянной силой F = 10000 Н. Размеры: L = 200 мм; δ = 20 мм; a = b = 200 мм; l = g = 150 мм; m = n = 100 мм; s =10мм.

Требуется определить диаметр болтов 3.

Решение. 1. Положение центра масс и действующие на соединение силовые факторы.

Соединение имеет две оси симметрии, центр масс находится на их пересечении в точке O (рис. 3.12). При параллельном переносе внешней силы Fв точку O (рис. 3.13) получаем действующую на соединение центральную сдвигающую силу F = 10000 Н и отрывающий момент $M_1 = F \cdot L$ = 10000 • 200 = 2 •10^6 Н·мм.

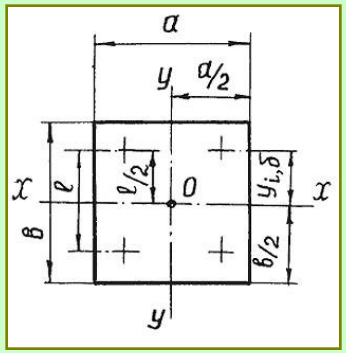


Рис. 3.12

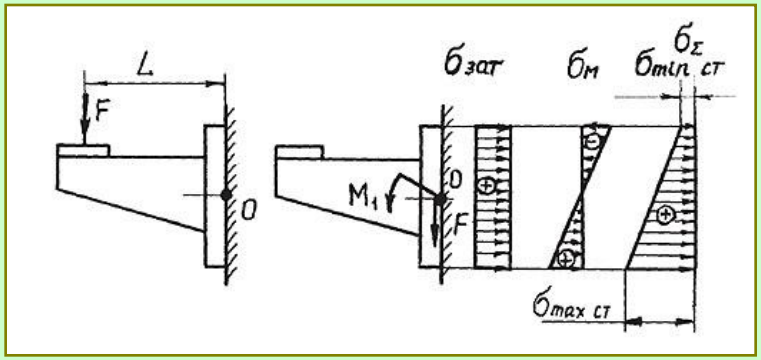


Рис. 3.13

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.7. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка и в плоскости, перпендикулярной плоскости стыка

2. Необходимая сила затяжки болта $F'_{зат}$ из условия несдвигаемости.

Оно имеет вид

$$F_{тр} = k_{сц} \cdot F,$$

где $F_{тр}$ — сила трения на стыке; $k_{сц}$ — коэффициент запаса сцепления (запаса по несдвигаемости), $k_{сц} > 1{,}5$; F — центральная вншняя сдвигающая сила. Момент M_1 перераспределяет давление на стыке, не меняя значение силы трения.

В свою очередь,

$$F_{тр} = F'_{зат} \cdot z \cdot f \cdot i,$$

где z — число болтов, $z = 4$; f — коэффициент трения, $f = 0{,}4$ для стыка металл — бетон (см. табл. 3.3); i — число рабочих стыков, по условию $i = 1$.

Тогда

$$F'_{зат} = \frac{k_{сц} \cdot F}{z \cdot f \cdot i} = \frac{1{,}5 \cdot 10000}{4 \cdot 0{,}4 \cdot 1} = 9375 \text{ Н}.$$

3. Необходимая сила затяжки болта $F''_{зат}$ из условия нераскрытия стыка (см. эпюры напряжений). Оно имеет вид

$$\sigma_{min\ ст} > 0,$$

где $\sigma_{min\ ст}$ — минимальное напряжение сжатия на стыке после приложения внешней нагрузки.

В свою очередь

$$\sigma_{min\ ст} = \sigma_{зат} - \sigma_M \cdot$$

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.7. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка и в плоскости, перпендикулярной плоскости стыка

Здесь

$$\sigma_{зат} = \frac{F''_{зат} \cdot z}{A_{ст}}$$ — напряжение на стыке от затяжки болтов;

$$A_{ст} = a \cdot b$$ — площадь стыка (без учета отверстий под болты);

$$\sigma_M = \frac{M_1(1-\chi)}{W_{x\,ст}}$$ — напряжение на стыке от действия момента;

$$W_{x\,ст} = \frac{I_{x\,ст}}{y_{max\,ст}}$$ — момент сопротивления стыка относительно нейтральной оси *x—x*; в нашем случае

$$W_{x\,ст} = \frac{ab^2}{6}.$$

Вводя коэффициент запаса *k* по нераскрытию стыка, получаем

$$\frac{F''_{зат} \cdot z}{A_{ст}} = k\frac{M_1(1-\chi)}{W_{x\,ст}}; \qquad F''_{зат} = \frac{k \cdot M_1(1-\chi)A_{ст}}{W_{x\,ст} \cdot z}.$$

Принимаем *k* = 1,3, x = 0,75 (стык «металл — бетон»). Тогда

$$F''_{зат} = \frac{1{,}3 \cdot 2 \cdot 10^6(1-0{,}75)200 \cdot 200 \cdot 6}{200 \cdot 200^2 \cdot 4} = 4875\ \text{Н}.$$

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.7. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка и в плоскости, перпендикулярной плоскости стыка

4. Принимаем силу затяжки болта $F_{зат}$ = 9375 Н (большую из двух необходимых).

5. **Условие прочности болта (3.9) принимает вид**

$$\sigma = \frac{1{,}3F_{зат} + \chi F_{\Sigma\,вн}}{A_р} \le [\sigma]_р;$$

где $A_р$ — площадь болта по диаметру d_3; $F_{\Sigma\,вн}$ — суммарная внешняя растягивающая нагрузка, приходящаяся на один болт.

Силы, приходящиеся на болты от действия момента, пропорциональны расстояниям от болтов до нейтральной линии. Максимально нагружены болты, наиболее удаленные от нейтральной линии на расстояние $y_{max\,б}$, дополнительно растягиваемые при действии момента. В нашем случае

$$y_{max\,б} = \frac{l}{2}; \quad y_{i\,б} = y_{max\,б} = \frac{l}{2};$$

$$F_{\Sigma\,вн} = \frac{M_1 y_{max\,б}}{\sum\limits_i y_{i\,б}^2} = \frac{M_1 \cdot l/2}{4(l/2)^2} = \frac{M_1}{2l}.$$

6. Необходимый диаметр болта. Необходимая площадь поперечного сечения болта по диаметру d_3

$$A_р \ge \frac{1{,}3F_{зат} + \chi \dfrac{M_1}{2l}}{[\sigma]_р},$$

где $[\sigma]_р = \sigma_т/s_т$ допускаемое напряжение для расчета болтов на растяжение; $\sigma_т$ — предел текучести материала болта; $s_т$ — коэффициент запаса прочности.

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.7. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка и в плоскости, перпендикулярной плоскости стыка

Предполагаем, что диаметр болта d менее 30 мм, принимаем $s_т = 4$ (см. табл. 3.4).

Для болтов класса прочности 4.6 $\sigma_т = 240$ МПа (см. табл. 3.2). Тогда

$$A_р \geq \frac{1{,}3 \cdot 9375 + 0{,}75\dfrac{2 \cdot 10^6}{2 \cdot 150}}{240/4} = 286{,}45 \text{ мм}^2;$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4A_1}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 286{,}45}{3{,}14}} = 19{,}1 \text{ мм}.$$

7. Заключение по результатам расчета болтов. Пригоден болт М24, по ГОСТ 7796—70 (см. табл. 1 приложения 3) у него d_3 == 20,32 мм (см. табл. 3.1). Предположение о том, что d <30мм, подтвердилось.

8. Проверка прочности бетонного основания:

$$\sigma_{\max\ ст} = \sigma_{зат} + \sigma_м \leq [\sigma]_{см},$$

где $\sigma_{\max\ ст}$ — максимальное напряжение на стыке; $[\sigma]_{см}$ — допускаемое для бетона напряжение смятия; $[\sigma]_{см} = 1{,}8$ МПа (см. табл. 3.5).

Тогда

$$\sigma_{\max\ ст} = \frac{F_{зат} \cdot z}{A_{ст}} + \frac{M_1(1-\chi)}{W_{ст\,x}} = \frac{9375 \cdot 4}{200 \cdot 200} +$$

$$+\frac{2 \cdot 10^6(1-0{,}75) \cdot 6}{200 \cdot 200^2} = 1{,}31 \text{ МПа}.$$

Основание достаточно прочное.

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.7. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка и в плоскости, перпендикулярной плоскости стыка

Рассмотрим **вариант** расчета болтов крепления кронштейна к бетонной стене (см. рис. 2.4) в том случае, когда **требуется определить класс прочности болтов** при известных ограничениях на их диаметр (назначаемых из условий размещения болтов и возможности затяжки их стандартным накидным ключом).

Решим пример при условии, что диаметр болтов d должен удовлетворять условию:

$$d \le 0{,}37\left(\frac{a-n}{2}\right).$$

Максимально возможный диаметр болта

$$d \le 0{,}37\left(\frac{a-n}{2}\right) = 0{,}37\left(\frac{200-100}{2}\right) = 18{,}5 \text{ мм}.$$

Назначаем болты М16 по ГОСТ 7796—70 (см. табл. 1 приложения 3), у которых диаметр d_3 = 13,55 мм (см. табл. 3.1).

Используя приведенные выше в решении примера зависимости, получаем

$$\sigma = \frac{1{,}3F_{\text{зат}} + \chi F_{\Sigma\,\text{вн}}}{A_{\text{р}}} \le [\sigma]_{\text{р}};$$

$$F_{\Sigma\,\text{вн}} = \frac{M_1}{2l}; \quad A_{\text{р}} = \frac{\pi d_3^2}{4}; \quad [\sigma]_{\text{р}} = \frac{\sigma_{\text{т}}}{s_{\text{т}}}.$$

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.7. Пример расчета группового резьбового соединения, нагруженного в плоскости стыка и в плоскости, перпендикулярной плоскости стыка

Назначаем коэффициент запаса прочности болта $s_т = 4$ (см. табл. 3.4), тогда пригодными будут болты, имеющие предел текучести материала

$$\sigma_т \geq \frac{s_т\left(1{,}3F_{зат} + \chi\dfrac{M_1}{2l}\right)}{A_р} =$$

$$= \frac{4\left(1{,}3\cdot 9375 + 0{,}75\dfrac{2\cdot 10^6}{2\cdot 150}\right)}{\dfrac{3{,}14\cdot 13{,}835^2}{4}} = 457{,}32 \text{ МПа}.$$

Пригодны болты класса прочности 6.8, у которых $\sigma_т = 480$ МПа (см. табл. 3.2).

2.8. Проверка прочности элементов резьбы

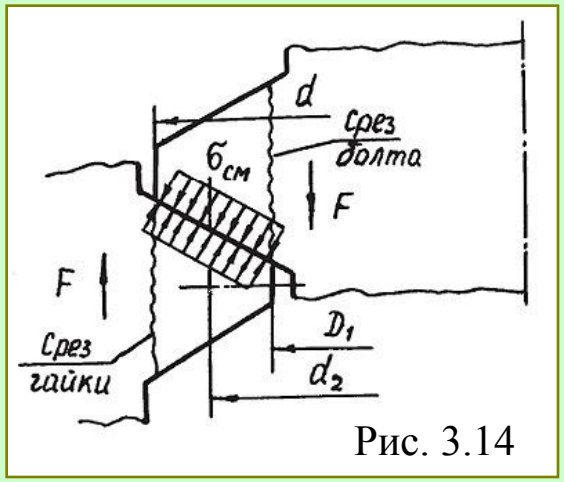


Рис. 3.14

Проверка прочности элементов резьбы необходима при использовании: 1) мелких резьб с соотношением $(d/P) > 9$ (где P — шаг резьбы); 2) низких гаек; 3) материалов корпусов или гаек с малой прочностью (существенно ниже прочности материала болта).

В резьбе возникают напряжения среза и смятия (рис. 3.14). Смятие для крепежной резьбы не опасно, если ее прочность по срезу обеспечена.

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.8. Проверка прочности элементов резьбы

Напряжение среза в резьбе болта (винта)

$$\tau_б = \frac{F}{\pi D_1 \cdot k_б \cdot H_г \cdot k_m} \le [\tau]_{ср.б},$$

в резьбе гайки (корпуса)

$$\tau_г = \frac{F}{\pi d \cdot k_г \cdot H_г \cdot k_m} \le [\tau]_{ср.г},$$

где Hг — высота гайки; $[\tau]_{срб}$ и $[\tau]_{срг}$ — допускаемые напряжения для расчета на срез резьбы болта и гайки (см. табл. 3.5); $k_б$, $k_г$ — коэффициенты полноты резьбы для болта и гайки, характеризующие длину линии контакта витков (табл. 3.6); k_m — коэффициент, учитывающий неравномерность деформирования витков по высоте гайки (табл. 3.7).

Так как $d > D_1$, то при одинаковых материалах болта и гайки более опасным по срезу витков будет болт. На практике для гаек используют менее прочные материалы, чем для болтов.

При завинчивании винтов и шпилек в корпусные детали для обеспечения равнопрочности резьбы и стержня винта (шпильки) необходима глубина завинчивания, указанная в табл. 3.8.

Таблица 3.6

Значения коэффициентов полноты резьбы болта $k_б$ и гайки $k_г$ в зависимости от типа резьбы

Метрическая	Трапецеидальная	Упорная
$k_б = 0{,}75$	$k_б = k_г = 0{,}65$	$k_б = k_г = 0{,}736$
$k_г = 0{,}87$		

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

2.8. Проверка прочности элементов резьбы

Таблица 3.7

Значения коэффициента k_m для соединений стальными болтами (винтами, шпильками)

$\sigma_{вр.б}/\sigma_{вр.г}$*	Шаг резьбы	k_m
> 1,3	Крупный и первый мелкий	0,7–0,75
	Второй и более мелкий	0,65–0,7
≤ 1,3	Любой	0,55–0,6

Примечание: $\sigma_{вр.б}$ и $\sigma_{вр.г}$ – временное сопротивление материалов болта и гайки соответственно.

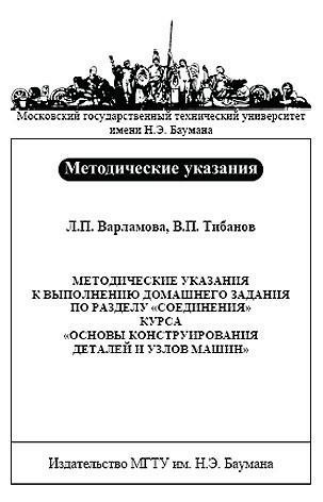
Таблица 3.8

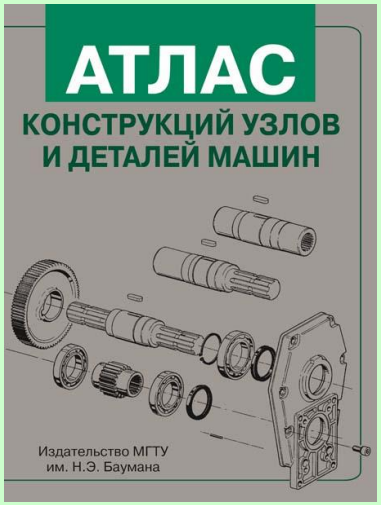
Необходимая глубина завинчивания l_1 стальных винтов и шпилек с временным сопротивлением $\sigma_{вр} \cong$ 400...500 МПа

Резьбовая деталь	Материал корпуса		
	Сталь, бронза	Чугун серый	Легкие сплавы
Шпилька	$1d$	$1{,}25d$	$2d$
Винт	$(1...1{,}25)d$	$(1{,}25...1{,}5)d$	$(2...2{,}5)d$

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу Механика ДМ»-2013 МГТУ

Литература к разделу «Расчет сварных соединений»





СПИСОК ЛИТЕРАТУРЫ

1. Детали машин /Под ред. О.А. Ряховского. М.: Изд-во МГТУ им. Н.Э. Баумана, 2002. 544 с.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. 496 с.
3. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высш. шк., 2000. 382 с.
4. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчеты на прочность деталей машин: Справочник. М.: Машиностроение, 1993. 639 с.
5. Ануръев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя: В 3 т. Т. 1. М.: Машиностроение, 1999. 912 с.
6. Детали машин: Атлас конструкций. В 2 ч.: Ч. 1. /Под ред. Д.Н. Решетова М.: Машиностроение, 1992. 352 с.
7. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин. М.: Высш. шк., 2000. 447 с.
8. Иванов В.И. Расчет шлицевых соединений: Метод. указания. М.: МВТУ, 1985. 24 с.

© В.Б. Тарабарин «Семинары по курсу ТММ»-2010 МГИУ ИДО