ОПД.Ф.02.04 ДЕТАЛИ МАШИН
БОЛТОВЫЕ СОЕДИНЕНИЯ
Методические указания и варианты заданий

ВВЕДЕНИЕ

Резьбовые соединения весьма распространены в машиностроении. В современных машинах до 60 % деталей имеют резьбу. Это в первую очередь крепёжные детали: винты, болты, гайки. Их широкое применение определяется:

1. Возможностью создания больших осевых сил (в 70…100 раз больше приложенных);
2. Возможностью фиксации в любом положении благодаря самоторможению;
3. Удобными формами и малыми габаритами;
4. Простотой и возможностью точного изготовления.

Крепёжные детали относятся к числу напряжённых; случаются аварии машин, обусловленные разрушением ответственных резьбовых соединений, поэтому необходим расчёт этих деталей при использовании их в узлах и механизмах авиационно-космической техники.

Чаще всего для крепления используют метрическую резьбу (рис. 1).

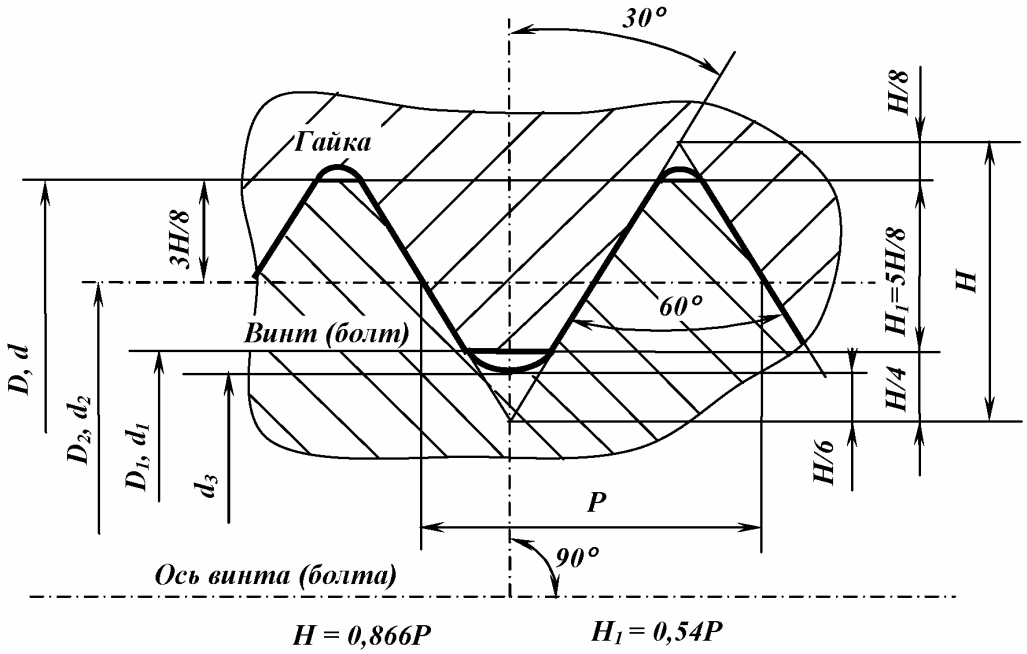


Рис. 1

По ГОСТ 11708-82 её основными параметрами являются:

1. Д и а м е т р р е з ь б ы (винта и гайки): наружный (***D, d***), средний (***D₂, d₂***), внутренний резьбы (***D₁, d₁***), внутренний по дну впадины винта (***d₃***). Диаметр винта обозначают малыми буквами, диаметры гайки – большими. Номинальные значения одноимённых диаметров равны. На поверхности воображаемого цилиндра диаметром d_2 ширины витков и впадин резьбы одинаковы.

2. П р о ф и л ь р е з ь б ы – это профиль выступа и канавки резьбы в плоскости её осевого сечения. Угол профиля – угол между смежными боковыми сторонами резьбы в осевом сечении (для метрической равен 60°). Профиль резьбы характеризуется также высотой исходного треугольника Н и рабочей высотой профиля H_1 (см. рис. 1).

3. Ш а г р е з ь б ы (***P***) – расстояние по линии, параллельной оси резьбы между средними точками ближайших одноимённых боковых сторон профиля резьбы, лежащими в одной осевой плоскости по одну сторону от оси резьбы.

Метрические резьбы подразделяют на резьбы с крупными и мелкими шагами, профили которых подобны. За основную принята резьба с крупным шагом, поскольку её статическая несущая способность выше, чем у резьбы с мелким шагом, а влияние на прочность погрешностей изготовления и износа меньше.

Резьбы с мелким шагом применяют в деталях динамически нагруженных, полых и используемых для регулировки.

РАСЧЕТ ПРЕДВАРИТЕЛЬНО ЗАТЯНУТОГО БОЛТОВОГО СОЕДИНЕНИЯ

При действии переменных нагрузок резьбовые соединения следует выполнять с предварительной затяжкой.

На рис. 2 изображена зависимость между нагрузками и деформациями в затянутом болтовом соединении.

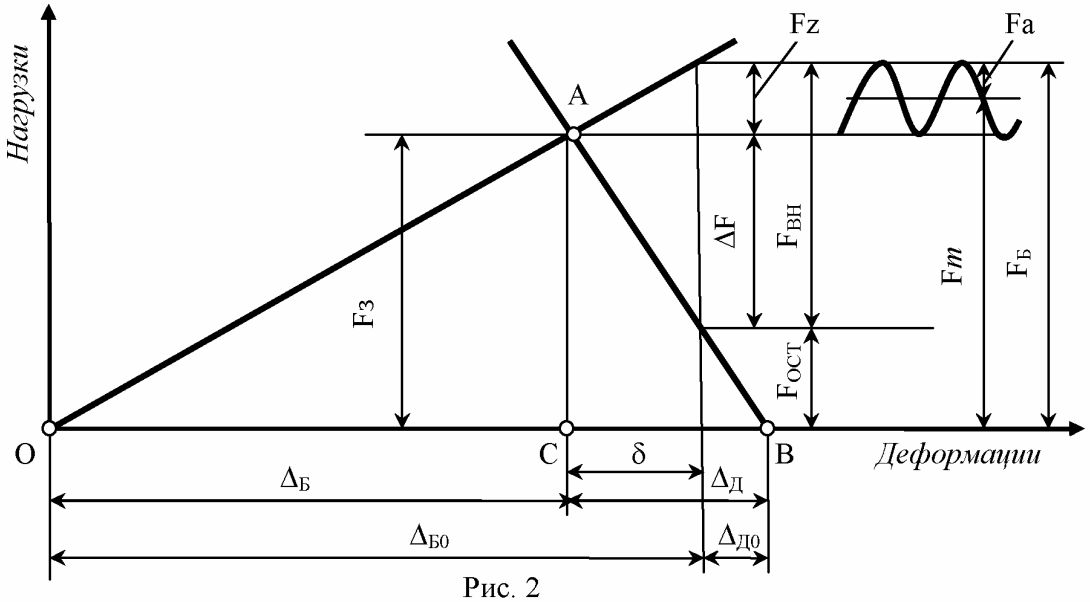


Рис. 2

Приближенное минимальное значение силы предварительной затяжки

$$F_{з\,min} = \Delta F\,, \tag{1}$$

где $F_З$ – сила предварительной затяжки, ΔF – часть внешнего усилия, разгружающего соединяемые детали:

$$\Delta F = F_{вн} \cdot (1 - \chi). \tag{2}$$

С учетом нестабильности затяжки

$$F_З = kF_{вн}(1 - \chi), \tag{3}$$

где k – коэффициент надежности стыка (при постоянных нагрузках k = 1,3 … 1,5, при переменных k = 1,4 … 4); $F_{вн}$ - внешнее усилие, действующее на соединение (задано по условию); χ – коэффициент основной нагрузки, среднее значение которого для соединений металлических деталей без прокладок равно 0,1…0,4.

Суммарное усилие в болте после приложения внешней нагрузки определяют (рис. 1) по зависимости

$$F_Б = F_З + F_Z = kF_{вн}(1 - \chi) + F_{вн}\chi\,, \tag{4}$$

где F_Z – часть внешнего усилия, догружающего болт:

$$F_z = \chi F_{вн}\;; \tag{5}$$

$$\chi = \frac{\lambda_Д}{\lambda_Б + \lambda_Д}\,. \tag{6}$$

Усилие $F_Б$ можно определить и другим путем (см. рис. 1):

$$F_Б = F_{ост} + F_{вн} = F_{вн}\gamma + F_{вн} = F_{вн}(1 + \gamma). \tag{7}$$

где $F_{ост} = \gamma F_{вн}$ - усилие остаточной затяжки; γ - коэффициент остаточной затяжки, зависящей от условий работы. Средние значения γ = 0,8…1,8.

Расчет болтовых соединений, подверженных действию переменных нагрузок, включает два этапа: проектировочный и проверочный.

Проектировочный расчет

Цель расчета – определение размеров болта из условия статической прочности.

Порядок расчета

1. Вычислить суммарное усилие $F_Б$ в болте после приложения внешней нагрузки к соединению по формуле (4).

2. Назначить коэффициент запаса прочности материала болта S (S = 2…3) и определить допускаемое напряжение $[\sigma]=\dfrac{\sigma_T}{S}$,

где σ_T – предел текучести материала болта, МПа (Н/мм^2) (табл. 1).

Таблица 1

Материал	Марка	$\sigma_в$, МПа	σ_T, МПа	σ_{-1}, МПа
Сталь	Ст.3	380	220	130
	Ст.4	420	240	150
	Ст.5	500	270	170
	35 нормализованная	540	320	240
	35 улучшенная	650	380	290
	45 нормализованная	610	360	275
	45 улучшенная	750	450	345
	40Х улучшенная	800	650	400
	40 ХН норм.	780	460	390
Титановый сплав	ВТ-14	1200	1100 … 1300	380
	ВТ-15	2400	1300	500
	ВТ-16	1350	1150	500

3. Определить внутренний диаметр резьбы

$$d_3=\sqrt{\frac{4kF_Б}{\pi[\sigma]}},$$

где k = 1,3 – коэффициент, учитывающий скручивание болта моментом винтовой пары.

4. По вычисленному значению d_3 подобрать резьбу по ГОСТ 8724 (табл. 2), болт по ГОСТ 7796 (табл. 3), гайку по ГОСТ 5915 (табл. 4).

5. Записать условное обозначение болта по ГОСТ 7796, гайки по ГОСТ 5915. Например: болт с наружным диаметром 10 мм и мелким шагом 1,25 мм и длиной 45 мм обозначается *Болт М10х1,25х45 ГОСТ 7796*; с крупным шагом - *Болт М10х45 ГОСТ 7796*.

Таблица 2

d, мм	P, мм	d_3, мм	A_3, мм^2	d, мм	P, мм	d_3, мм	A_3, мм^2
8	1,25	6,47	32,9	20	2,5	16,93	225
	1,0	6,77	36,0		2,0	17,55	242
10	1,5	8,16	52,3	22	2,5	18,93	281
	1,25	8,47	56,3		1,5	20,16	319
12	1,75	9,85	76,2	24	3,0	20,32	324
	1,25	10,47	86,1		2,0	21,55	365
14	2,0	11,55	105	27	3,0	23,32	427
	1,5	12,16	116		2,0	24,55	473
16	2,0	13,55	144	30	3,5	25,71	519
	1,5	14,16	157		2,0	27,55	596
18	2,5	14,93	175	33	3,5	28,71	647
	1,5	16,16	205		3,0	29,32	675

Примечание: P – шаг резьбы; A_3 - площадь сечения, нормального к оси болта.

Таблица 3

Диаметр резьбы ***d***, мм	Шаг резьбы ***P***, мм		Размер под ключ ***S***, мм	Высота головки ***H***, мм
	крупный	мелкий		
8	1,25	1	12	5
10	1,5	1,25	14	6
12	1,75	1,25	17	7
(14)	2	1,5	29	8
16	2	1,5	22	9
(18)	2,5	1,5	24	10
20	2,5	1,5	27	11
(22)	2,5	1,5	29	12
24	3	2	32	13
(27)	3	2	36	15
30	3,5	2	41	17
36	4	3	50	20

Длина болта ***l*** = 20, (22), 25, (28), 20 (32), 35, (38), 40, 45, 50, 55, 60, 70, 75, 80, (85), 90, 95, 100 мм.

Таблица 4

Диаметр резьбы ***d***, мм	Шаг резьбы ***P***, мм		Размер под ключ ***S***, мм	Высота гайки ***H***, мм
	крупный	мелкий		
8	1,25	1	13	5,5
10	1,5	1,25	17	8
12	1,75	1,25	19	10
(14)	2	1,5	22	11
16	2	1,5	24	12
(18)	2,5	1,5	27	15
20	2,5	1,5	30	16
(22)	2,5	1,5	32	18
24	3	2	36	19
(27)	3	2	41	22
30	3,5	2	46	24
36	4	3	55	29

Проверочный расчет

Цель расчета – вычисление запасов статической и усталостной прочности болта и сравнение их с допускаемыми величинами.

Порядок расчета

1. Определить податливость болта $\lambda_Б$ и соединяемых деталей $\lambda_Д$. Определяем податливость болта

$$\lambda_Б = \frac{\ell_Б}{E_Б A_З},$$

где $A_З$ – площадь сечения болта диаметром $d_З$ (см. табл. 2); $E_Б$ – модуль упругости материала болта (табл. 5); $l_Б$ – деформируемая длина болта.

Приближенно (рис. 3) $l_Б = h_Ц + h_К + 0{,}6\,H$,

где $h_Ц$ – толщина цилиндра, $h_К$ – толщина крышки, H – высота гайки (см. табл. 4).

Податливость соединяемых деталей можно определить методом конусов давления, приняв угол α = 26…30° и диаметр меньшего основания равным размеру «под ключ» ***S***.

В случае, когда $h_Ц = h_К = h$,

$$\lambda_Д = \frac{h_Ц}{E_Ц A_Д} + \frac{h_К}{E_К A_Д} = \frac{h}{A_Д}\left(\frac{1}{E_Ц} + \frac{1}{E_К}\right),$$

где $E_Ц$ и $E_К$ – модули упругости материалов цилиндра и крышки (см. табл. 5); $A_Д$ – эффективная площадь поперечного сечения эквивалентного цилиндра с наружным диаметром

$$D_Д = S + 0{,}5\,h$$

и внутренним диаметром $d_0 = d + 1$. Тогда

$$A_Д = \frac{\pi}{4}\left(D_Д^2 - d_0^2\right).$$

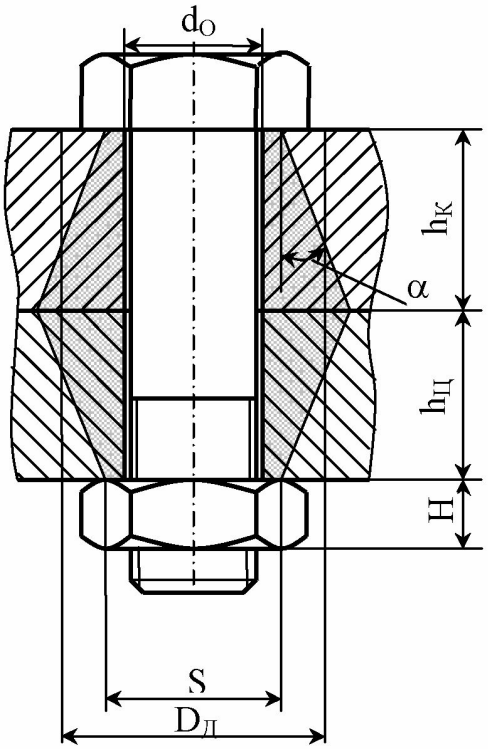


Рис. 3

2. Определить коэффициент основной нагрузки по формуле (6).

3. Вычислить коэффициент запаса усталостной прочности и сравнить его с допускаемой величиной:

$$S_\sigma = \frac{\sigma_{-1} \cdot \varepsilon_\sigma}{K_\sigma \cdot \sigma_a} \geq [S_\sigma],$$

где ε_σ – коэффициент, учитывающий влияние абсолютных размеров детали на предел ее выносливости (табл. 6); K_σ – эффективный коэффициент концентрации (табл. 7); $\sigma_a = \frac{F_Z}{2A_З} = \frac{\chi \cdot F_{ВН}}{2A_З}$ – амплитудное напряжение в болте, $[S_\sigma] = 2{,}5$; σ_{-1} – предел выносливости при симметричном цикле (см. табл. 1).

Таблица 5

Материал	Модуль упругости E, МПа
Углеродистые стали	$2{,}0 \cdot 10^5$
Хромоникелевые стали	$2{,}1 \cdot 10^5$
Стальное литье	$1{,}75 \cdot 10^5$
Чугун	$(1{,}15 \ldots 1{,}6) \cdot 10^5$
Алюминиевый сплав (литье)	$(0{,}67 \ldots 0{,}71) \cdot 10^5$
Титановые сплавы ВТ-14, ВТ-15, ВТ-16	$1{,}1 \cdot 10^5$

Таблица 6

d, мм	< 16	18	20	22	24	27	30	33	36
ε_σ	1	0,9	0,85	0,8	0,76	0,72	0,7	0,68	0,67

Таблица 7

Форма впадины резьбы	K_σ для материала болта		
	Сталь углеродистая	Сталь легированная	Титановый сплав
Со скруглением	4,5	5,5	2,5
Со срезом по прямой	5	6	4

Значения K_σ понижаются при накатанной резьбе на 20…50 % (большие цифры для легированных сталей), для цианированных резьбовых изделий – на 30…40 %.

4. Определить коэффициент запаса статической прочности и сравнить его с допускаемой величиной:

$$S_T = \frac{\sigma_T}{\sigma_{max}} \geq [S_T],$$

где допускаемый коэффициент запаса статической прочности $[S_T] = 1{,}5...2{,}5$, максимальное действующее напряжение

$$\sigma_{max} = \sigma_З + 2\sigma_a = \frac{F_З}{A_З} + \frac{\chi F_{вн}}{A_З}.$$

5. По расчетным данным построить график зависимости усилий от деформаций в затянутом болтовом соединении (диаграмму И.И. Бобарыкова).

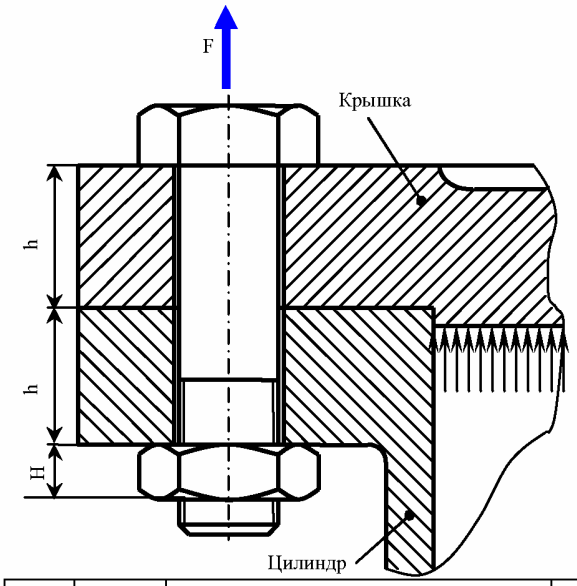
Для построения диаграммы необходимо определить деформации болта и детали, вызванные силой предварительной затяжки (см. рис. 2):

$$\Delta_Б = F_З \lambda_Б; \quad \Delta_Д = F_З \lambda_Д; \delta = F_{вн} \lambda_Б.$$

Выбрать масштаб диаграммы по оси абсцисс (деформаций) и ординат (сил). Отложить величины $\Delta_Б$ и $\Delta_Д$, выразив их в отрезках ***OC*** и ***CB***, а также величину δ. Отложить величину $F_З$, выразив ее в отрезке ***AC***.

Через точки ***O*** и ***C***, ***A*** и ***B*** провести прямые, выражающие зависимость между усилиями и деформациями в болте и детали. На данной диаграмме показать усилия $F_{ВН}$, ΔF, $F_{ост}$, F_Z, F_m, F_a, $F_Б$ и деформации δ, $\Delta_{Б0}$, $\Delta_{Д0}$.

Варианты заданий



№	$F_{вн}$, кН	Материал			h, мм	№	$F_{вн}$, кН	Материал			h, мм
		Болт	Ци-линдр	Крышка				Болт	Ци-линдр	Крышка	
1	10	Сталь 35 норм.	Ал. сплав	СЧ	25	**14**	23	Сталь 35 норм.	СЧ	Ал. сплав	22
2	12	Сталь 45 норм.	Ал. сплав	СЧ	26	**15**	25	Сталь 45 норм.	Ал. сплав	СЧ	24
3	14	Сталь 40ХН улучш.	Ал сплав	Ал. сплав	28	**16**	17	Сталь 35 норм.	Сталь	СЧ	28
4	16	Сталь 40ХН норм.	СЧ	Ал. сплав	30	**17**	19	Сталь 45 норм.	Сталь	Ал. сплав	30
5	18	Сталь 40ХН норм.	СЧ	СЧ	32	**18**	21	Сталь 45 улучш.	СЧ	Сталь	32
6	20	Сталь 40ХН норм.	СЧ	Ал. сплав	34	**19**	23	ВТ-14	Сталь	Сталь	25
7	22	Сталь 40Х улучш.	Сталь	Сталь	25	**20**	25	ВТ-15	Сталь	Сталь	28
8	24	Сталь 40ХН норм.	Сталь	СЧ	28	**21**	18	Сталь 35 улучш.	Ал. сплав	Ал. сплав	16
9	26	ВТ-14	Сталь	Сталь	30	**22**	19	Сталь 35 улучш.	Ал. сплав	Ал. сплав	18
10	28	ВТ-15	Сталь	Сталь	32	**23**	14,5	Сталь 40Х улучш.	Ал сплав	Ал. сплав	20
11	30	ВТ-16	Сталь	СЧ	35	**24**	18	Сталь 35 норм.	СЧ	Ал. сплав	22
12	9	Сталь 35 норм.	Ал. сплав	Ал. сплав	18	**25**	12,5	Сталь 35 улучш.	СЧ	СЧ	24
13	21	Сталь 35 норм.	Ал. сплав	СЧ	20	**26**	13,5	Сталь 45 норм.	СЧ	Ал. сплав	26

РАСЧЕТ ГРУПП БОЛТОВ

При расчёте группы болтов находят величину силы, действующей на самый нагруженный болт и, в зависимости от вида расчёта, определяют либо его размеры, либо действующие напряжения.

РАСЧЕТ ГРУППЫ БОЛТОВ, НАГРУЖЕННЫХ МОМЕНТОМ В ПЛОСКОСТИ СТЫКА

Плита, закреплённая с помощью группы болтов (рис. 4), нагружена моментом М в плоскости стыка. Предположим, что

– жесткость соединяемых деталей значительно больше жёсткости болтов (детали не деформируются);

– болты изготовлены из одного материала и одного диаметра;

– все болты затянуты одинаково.

Тогда момент М сдвинет плиту на угол $\Delta\varphi$. Величина деформации составит $\delta = r\Delta\varphi$. Поскольку $r_1 > r_2$, то и $\delta_1 > \delta_2$, и реакции $R_1 > R_2$.

В нашем случае есть две группы болтов с одинаковыми расстояниями от оси поворота: 1, 4, 5, 8 и 2, 3, 6, 7. Тогда $M = 4R_1r_1 + 4R_2r_2$. Для определения неизвестных реакций R_1 и R_2 запишем зависимость:

$$\frac{\delta_1}{\delta_2} = \frac{r_1}{r_2} = \frac{R_2}{R_1}.$$

Решим эти уравнения относительно R_1:

$$R_1 = \frac{Mr_1}{4(r_1^2 + r_2^2)}.$$

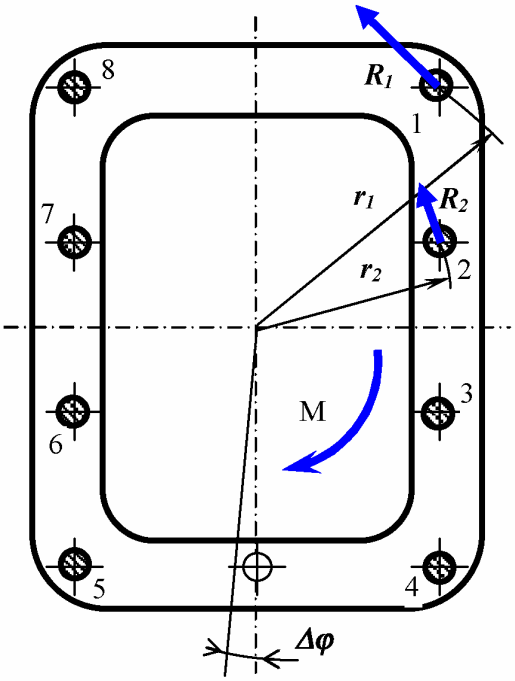


Рис. 4

В общем случае, при наличии N групп болтов, симметричных относительно оси поворота, по z штук в каждой группе

$$R_i = \frac{Mr_i}{\sum_{i=1}^{N} z_i r_i^2}.$$

В частном случае, когда речь идёт о фланцевом соединении (рис. 5),

$$R = \frac{2T}{zD}.$$

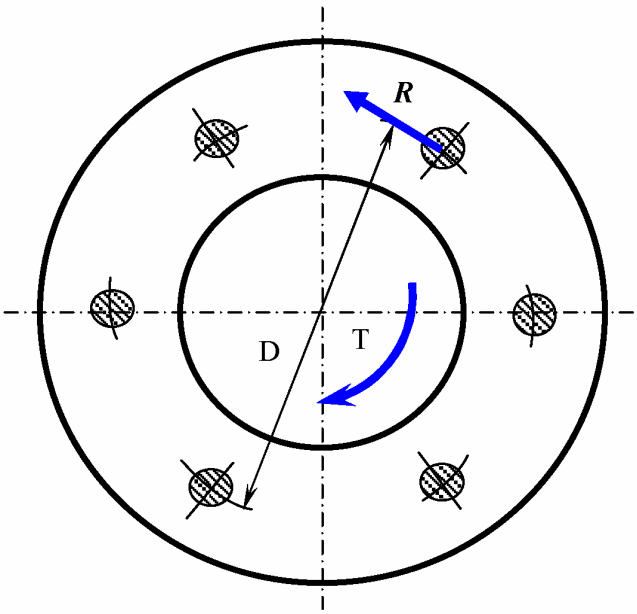


Рис. 5

При постановке болтов без зазора, их следует рассчитывать на срез под действием максимальной силы R_1.

Если болты установлены с зазором, то они должны быть предварительно за-

тянуты. При этом сила трения, которую даст предварительная затяжка, должна превосходить силу R_1:

$$F_{зат} f \geq R_1, \text{ или } F_{зат} f = kR_1$$

где k – коэффициент запаса затяжки, не менее 1,5, f – коэффициент трения между соединяемыми деталями.

Таким образом, сила затяжки

$$F_{зат} = \frac{kR_1}{f}$$

и диаметр болта

$$d_3 = \sqrt{\frac{1{,}3F_{зат}}{0{,}78[\sigma]}}$$

где 1,3 – коэффициент, учитывающий скручивание тела болта моментом винтовой пары.

РАСЧЕТ ГРУППЫ БОЛТОВ, НАГРУЖЕННЫХ ОТРЫВАЮЩЕЙ СИЛОЙ И ОПРОКИДЫВАЮЩИМ МОМЕНТОМ (РАСКРЫТИЕ СТЫКА НЕ ДОПУСКАЕТСЯ)

Соединение (рис. 6) нагружено силой F, направленной под углом α к плоскости стыка. Горизонтальная составляющая F_x создает опрокидывающий момент $M = F_x h$, а вертикальная составляющая F_y – отрывающую силу, равномерно нагружающую все болты продольными усилиями $\frac{F_y}{Z}$.

Во избежание раскрытия стыка болты следует подвергнуть предварительной затяжке. Под действием силы затяжки $F_з$ в стыке возникают напряжения

$$\sigma_з = \frac{F_з}{A_{ст}} Z,$$

где $A_{ст} = BL$ - площадь стыка ; Z – количество болтов.

После приложения к затянутому болтовому соединению внешней нагрузки F для обеспечения нераскрытия стыка должно выполняться условие

$$\sigma_з > (\sigma_{Fy} + \sigma_M) \qquad (8)$$

Для повышения надежности соединения вводят коэффициент запаса затяжки, тогда

$$\sigma_з = k(\sigma_{Fy} + \sigma_M),$$

где k – коэффициент запаса затяжки, среднее значение которого равно 1,2 … 1,5;

$\sigma_{Fy} = \frac{F_y}{A_{ст}}$ - нормальные напряжения в стыке, вызванные действием отрывающей силы;

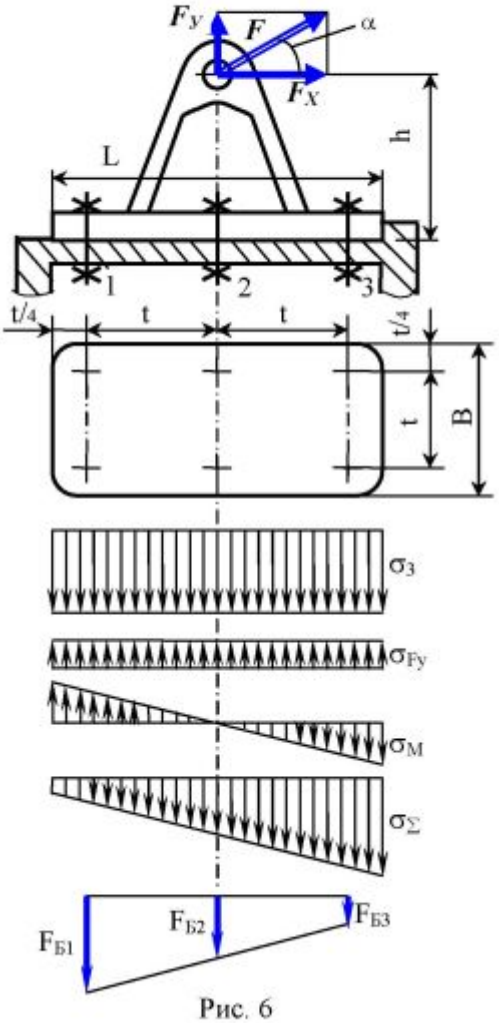


Рис. 6

$\sigma_M = \dfrac{F_x h}{W_{ст}}$ - нормальные напряжения в стыке, вызванные действием опрокидывающего момента; $W_{ст} = \dfrac{BL^2}{6}$ - момент сопротивления площади стыка.

Из условия (8) можно определить силу затяжки каждого болта

$$F_З = k\left(\frac{F_y}{Z} + \frac{6F_x h}{ZL}\right) \tag{9}$$

Под действием внешней нагрузки происходит перераспределение усилий в болтах, которые определяют по следующим зависимостям:

$$F_{\delta 1} = F_З + F_{1вн}\chi \tag{10}$$

$$F_{\delta 2} = F_З + F_{2вн}\chi \tag{11}$$

$$F_{\delta 3} = F_З - F_{3вн}\chi \tag{12}$$

где χ – коэффициент основной нагрузки, обычно равный 0,1…0,4;

$$F_{1вн} = \frac{F_x h}{2ta} + \frac{F_y}{Z}; \tag{13}$$

$$F_{2вн} = \frac{F_y}{Z}; \tag{14}$$

$$F_{3вн} = \frac{F_x h}{2ta} - \frac{F_y}{Z}; \tag{15}$$

a – количество болтов в поперечном ряду.

Порядок расчета

1. Определить силу предварительно затяжки по формуле (9).
2. Вычислить внешние усилия в рядах болтов №№ 1, 2, 3 (см. рис. 6) по формулам (13) – (15).
3. Определить по формулам (10) – (12) полные усилия в болтах, возникающие от силы предварительной затяжки и внешней нагрузки.
4. Назначить для болта коэффициент запаса прочности ***S*** и определить допускаемые напряжения

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

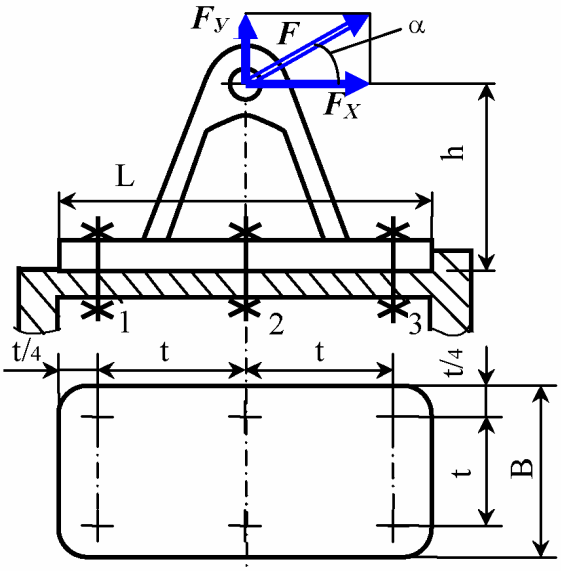
где ***S*** = 2…3; σ_T – предел текучести материала болта, МПа (см. табл. 1).

5. По наиболее нагруженному болту № 1 определить расчетный диаметр

$$d_З = \sqrt{\frac{4 \cdot 1{,}3 \cdot F_{1\delta}}{\pi[\sigma]}},$$

6. По вычисленному значению $d_З$ подобрать резьбу по ГОСТ 8724 (см. табл. 2) и болт по ГОСТ 7796 (см. табл. 3).
7. По результатам расчета построить в масштабе эпюры напряжений в стыке и диаграмму распределения усилий в болтах (см. рис. 6).

Варианты заданий



1. Материал болтов – сталь 45 улучшенная

2. Количество болтов – 6

Вариант	Q, Н	h, мм	t, мм	α°	Вариант	Q, Н	h, мм	t, мм	α°
1	20000	600	22	10	**14**	9000	500	120	15
2	18000	500	180	15	**15**	10000	600	150	30
3	16000	400	160	20	**16**	12000	700	180	45
4	14000	500	140	45	**17**	14000	600	200	50
5	12000	600	120	30	**18**	16000	500	250	15
6	10000	700	100	15	**19**	19000	400	200	70
7	9000	400	120	50	**20**	20000	500	180	45
8	8000	500	150	45	**21**	22000	600	150	20
9	15000	600	200	60	**22**	24000	700	120	15
10	20000	700	250	15	**23**	22000	600	100	30
11	12000	600	160	20	**24**	20000	500	200	45
12	10000	500	120	45	**25**	21000	400	170	25
13	8000	400	100	10	**26**	18000	800	220	35