

Резьбовые соединения. Основы функционирования

Материалом для изготовления винтов служат стали в соответствии с классами прочности: низко- и среднеуглеродистые обыкновенного качества (Ст 3 сп 3; Ст 3 кп 3), углеродистые качественные (А12, 35, 45), легированные (40Х, 40Г2, 38ХА, 30ХГСА, 40ХНМА и др.), нержавеющие (1×17Н2 и др.), цветные металлы и сплавы. Для повышения механических характеристик стальные болты (за исключением изготовленных из сталей обыкновенного качества) подвергают термической обработке. Гайки изготавливают из тех же материалов, что и винты, или из материала с несколько меньшей прочностью. Стандартом предусмотрены три класса точности резьбовых соединений: для болтов точный (4h), средний (6h, 6g, 6e, 6d), грубый (8h, 8g) и для гаек точный (4H5H), средний (5H6H, 6H6G), грубый (7H, 7G). При двойном обозначении поля допуска первое относится к среднему диаметру, а второе – к наружному для болтов или к внутреннему для гаек.

Основы функционирования. 1. Теория винтовой пары. Величина окружной движущей силы (рис. 1, а) для прямоугольной резьбы находится из уравнения

$$F_t = F \cdot (\psi + \rho), \quad (1)$$

где F_t – движущая окружная сила, H ; F – осевая сила на винте, H ; ψ – угол подъема резьбы, град; ρ – угол трения, град; $\rho = \arctg(f)$; f – коэффициент трения.

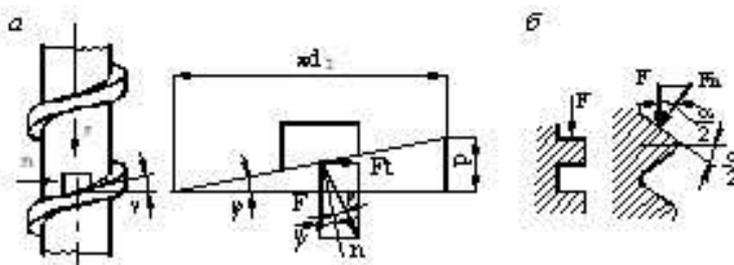


Рисунок 1 - Силы взаимодействия между винтом и гайкой

Величина окружной движущей силы (рис. 1, б) для треугольной резьбы

$$F_t = F \cdot (\psi + \rho'), \quad (2)$$

где ρ' – приведенный угол трения, приближенно равный $\frac{\rho}{\cos \alpha/2}$.

Момент завинчивания винта или гайки равен

$$T_{зав} = T_p + T_T, \quad (3)$$

где T_p – момент сил трения в резьбе при завинчивании:

$$T_p = F_t \left(\frac{d_2}{2} \right) = Ftg(\psi + \rho') \frac{d_2}{2}, \quad (4)$$

d_2 – средний диаметр резьбы: $d_2 = d - 0,6495P$, ρ' – приведенный угол трения; T_T – момент сил трения на торце гайки или винта:

$$T_T = Ff \frac{d_m}{2}, \quad (5)$$

d_m – средний диаметр опорной поверхности гайки (винта). После подстановки значений T_p и T_T получаем

$$T_{зав} = F \frac{d_2}{2} \left[tg(\psi + \rho') + f \frac{d_m}{2} \right]. \quad (6)$$

Момент отвинчивания винта или гайки

$$T_{омс} = F \frac{d_2}{2} \left[tg(\rho' - \psi) + f \frac{d_m}{2} \right]. \quad (7)$$

КПД собственно резьбы винтового соединения без учета сил трения на торце гайки или винта

$$\eta = \frac{tg \psi}{tg(\psi + \rho')}. \quad (8)$$

КПД винта с учетом трения на торце гайки или винта

$$\eta \approx \frac{tg \psi}{tg(\psi + \rho') + f \frac{d_m}{d_2}}. \quad (9)$$

2. Расчет крепежной резьбы. Витки резьбы винта и гайки проверяются на смятие и срез (рис. 2):
 а) напряжение смятия (среднее) в резьбе:

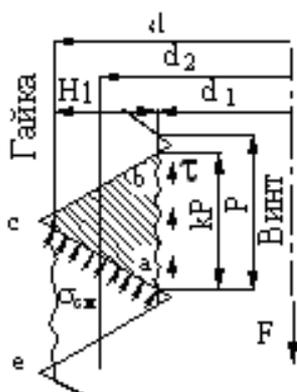


Рис. 2 - Схема для расчета прочности резьбы

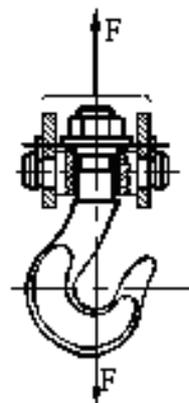


Рис.3 - Крюк для подвешивания груза

$$\sigma_{см} = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)zK_m} \leq [\sigma_{см}], \quad (10)$$

где z – число витков на длине свинчивания (высоте гайки): $z=H/P$; H – высота гайки, мм; P – шаг резьбы, мм.

б) напряжение среза в резьбе: винта

$$\tau_1 = \frac{F}{\pi d_1 H k K_m} \leq [\tau_{ср}], \quad (11)$$

гайки

$$\tau_2 = \frac{F}{\pi D H k K_m} \leq [\tau_{ср}], \quad (12)$$

где; k – коэффициент, учитывающий тип резьбы: для треугольной резьбы $k=0,87$; для трапецидальной $k=0,65$; для прямоугольной $k=0,5$. K_m – коэффициент неравномерности нагрузки по винтам резьбы с учетом пластических деформаций: $K_m=0,56...0,75$ (большие значения для крупной метрической резьбы).

Таблица 1

Коэффициенты безопасности и допускаемые напряжения при расчете резьбовых соединений

Вид нагрузки	Рекомендуемые значения
Растягивающая внешняя нагрузка:	
без затяжки болтов	$[\sigma_p] = 0,6\sigma_T$
с затяжкой болтов	Статическая нагрузка:
	$[s]$ по табл. 2 – неконтролируемая затяжка
	$[s] = 1,2...1,5$ – контролируемая затяжка
Переменная нагрузка	
	$[s_a] = 2,5..4$ } неконтролируемая $[s_r]$ по табл.8.6 } затяжка
	$[s_a] = 1,5..2,5$ } контролируемая $[s_r] = 1,2...1,5$ } затяжка
Поперечная внешняя нагрузка	Статическая или переменная
болты поставлены с зазором	$[s]$ по табл. 2 – неконтролируемая затяжка
	$[s] = 1,2..1,5$ – контролируемая затяжка
Болты поставлены без зазора	$[\tau_{ср}] = 0,4\sigma_T$ (статическая)
	$[\tau_{ср}] = (0,2...0,3)\sigma_T$ (переменная)
Прочность деталей в стыке	$[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_T$ – Сталь
	$[\sigma_{см}] = (0,4...0,5)\sigma_B$ –чугун

	$[\sigma_{см}] = 1...2 \text{ Н/мм}^2$ – бетон
	$[\sigma_{см}] = 2...4 \text{ Н/мм}^2$ – дерево
Ходовые и грузовые винты	По износостойкости резьбы:
	$[q] = 8...12 \text{ Н/мм}^2$ (сталь – бронза)
	$[q] = 4...8 \text{ Н/мм}^2$ (сталь – чугун)
	$[q] = 7,5...13 \text{ Н/мм}^2$ (сталь – сталь)
	$[\tau_{сп}] = 0,2\sigma_T$ (стальная гайка)
	$[\tau_{сп}] = 25...35 \text{ Н/мм}^2$ (бронзовая гайка)

Давление на поверхности витков грузовых и ходовых винтов:

$$q = \frac{4F}{\pi(d^2 - d_1^2)z} \leq [q], \quad (13)$$

где z – число витков в гайке, обычно $z = 6...10$. Величина допустимого давления принимается по табл.1.

Проектный расчет резьбовых соединений в основном сводится к определению d , а остальные параметры резьбы принимаются стандартными; при этом $H \approx 0,8d$, длина свинчивания для детали с внутренней резьбой из стали от $1d$ до $1,25d$, из чугуна от $1,25d$ до $1,5d$, из алюминиевых и магниевых сплавов от $1,5d$ до $2d$.

3. Винты (болты), нагруженные только осевой силой, рассчитываются из условия прочности на растяжение (рис. 3):

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]. \quad (14)$$

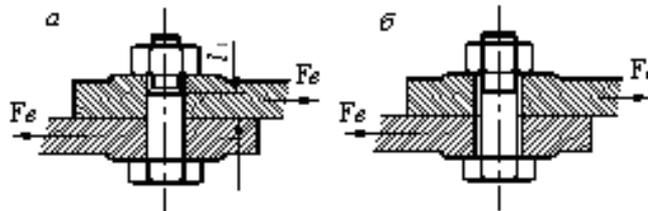


Рис. 4 - Схема установки болтов в отверстия соединяемых деталей.

Эквивалентное напряжение в винтах, подверженных осевой нагрузке и крутящему моменту, возникающему вследствие затяжки гайки или винта под нагрузкой, определяется по уравнению:

$$\sigma_p = \sigma_E = \frac{1,3 \cdot 4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad (15)$$

где коэффициент 1,3 учитывает напряжения кручения в винте, появляющиеся вследствие трения в резьбе.

4. Расчет винтовых соединений при нагружении силами в плоскости стыка выполняют в зависимости от типа соединения:

а) болт, поставленный в отверстие без зазора (рис.4, а), рассчитывается на срез по формуле:

$$\tau_{сп} = \frac{4F_B}{\pi d_c^2 i} \leq [\tau_{сп}], \quad (16)$$

где F_B – внешняя нагрузка, Н; d_c – диаметр стержня болта, мм; i – число стыков в соединении.

Кроме того, следует проверить соединение на смятие по формуле при $A_{см} = d_c \cdot l_1$;

б) болт поставлен в отверстие с зазором (рис.4, б). Необходимо внешнюю нагрузку F_B уравновесить силами трения в стыке. Расчет ведется на растяжение болта по выражению:

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_{зам} \cdot 1,3}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p], \quad (17)$$

где $F_{зам} = F_n$ – сила затяжки болта: $F_{зам} = k \frac{F_B}{f}$; k – коэффициент запаса по сдвигу деталей, равный 1,3...2,0; f – коэффициент трения в стыке.

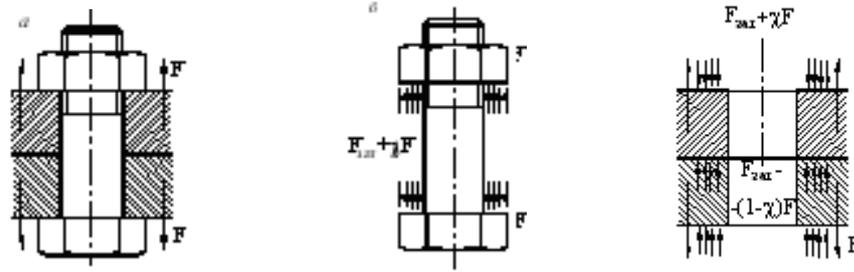


Рис. 5 - Винтовое соединение под действием осевых нагрузок:
а – внешних сил; б – сил взаимодействия винта и деталей.

5. *Расчет винтовых соединений, собираемых с предварительной затяжкой.* . Расчетные усилия резьбового соединения (рис. 5) при одновременном действии внешней центральной силы и усилия затяжки находятся с учетом упругих свойств материала болта и соединяемых деталей. Из условия сохранения плотности стыка

$$F_{зам} = k(1 - \chi)F, \quad (18)$$

при постоянной внешней нагрузке $k = 1,3 \dots 1,5$; при переменной нагрузке $k = 1,5 \dots 4$; χ – коэффициент внешней нагрузки (для соединений из стальных деталей без прокладки $\chi \approx 0,2 \dots 0,3$):

$$\chi = \frac{\lambda_D}{\lambda_b + \lambda_D};$$

λ_b – податливость соединяемых деталей и стыка между ними; λ_b – податливость болта, равная деформации болта под действием силы в 1 Н.

Осевая сила, действующая на затянутый винт, после приложения внешней нагрузки составит

$$F_a = F_{зам} + \chi F = F[k(1 - \chi) + \chi]. \quad (19)$$

Расчетная нагрузка с учетом крутящего момента затяжки

$$F_p = 1,3F_{зам} + \chi F = F[1,3k(1 - \chi) + \chi]. \quad (20)$$

6. *Расчет соединений, включающих группу болтов:*

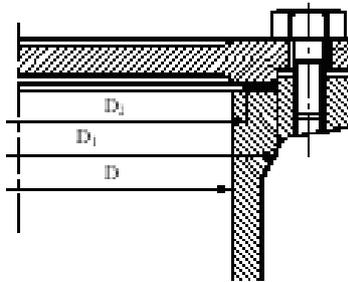


Рис.6 - Винтовое соединение крышка-цилиндр

а) *соединение нагружено силами, равнодействующая которых перпендикулярна к плоскости стыка и проходит через его центр тяжести* (рис. 6).

Полная сила на винты

$$zF = (1 + \psi) \frac{\pi D_2^2}{4} q + \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)}{4} q_{np}, \quad (21)$$

где z – число винтов или болтов; F – нагрузка на один болт, Н; ψ – коэффициент, учитывающий возможное повышение давления, равный 0,2; D_1, D_2 – наружный и внутренний диаметры прокладки, мм; q – давление внутри цилиндра, Н/мм²; q_{np} – давление на прокладке, принимаемое для мягких прокладок равным (2...2,5) q , для металлических – 3,5 q ;

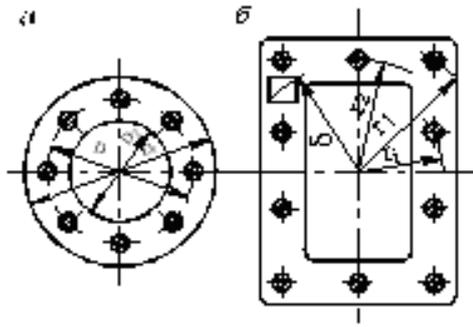


Рис. 7 - Соединение винтами

б) соединение нагружено моментом сил T в плоскости стыка при установке винтов без зазора (рис. 7). Для простого кольцевого стыка (рис. 7, а) расчетная сила, действующая на каждый винт

$$F = \frac{2T}{zD}. \quad (22)$$

Для стыка произвольной формы (рис. 7, б) расчетная нагрузка на наиболее нагруженный винт

$$F_1 = \frac{T r_1}{z_1 r_1^2 + z_2 r_2^2 + \dots + z_i r_i^2} = \frac{T r_1}{\sum z_i r_i^2}, \quad (23)$$

где z_1 – число наиболее нагруженных болтов; r_1 – наибольший радиус от центра тяжести стыка до болтов z_1 , мм; z_1, z_2, \dots, z_i – число болтов на расстоянии r_1, r_2 и r_i ;

в) соединение нагружено моментом сил T в плоскости стыка при установке винтов с зазором (см. рис. 7). Для приближенных расчетов сила затяжки винтов: для простого кольцевого стыка (см. рис. 7, а)

$$F_{зам} = \frac{2T}{zfD};$$

для стыков произвольной симметричной формы (см. рис. 7, б)

$$F_{зам} = \frac{T}{f \sum z_i r_i},$$

где T – момент сил, сдвигающих детали в стыке, Н·мм; f – коэффициент трения; r_i – расстояние от центра тяжести стыка до винтов, мм;

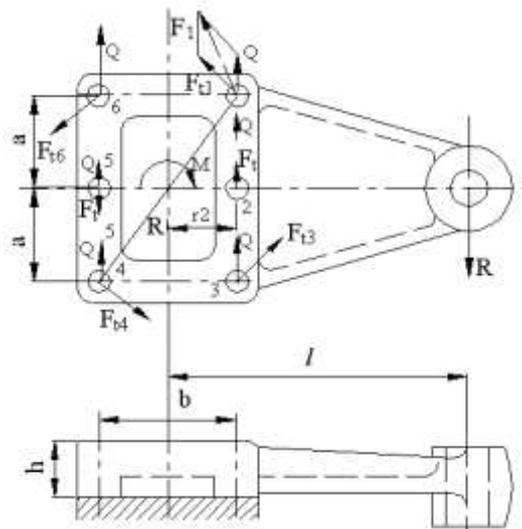


Рис. 8 - Схема для расчета группы болтов при сдвигающей нагрузке

г) соединение нагружено моментом и силой, сдвигающими детали в стыке (рис. 8). Болты поставлены без зазора. Расчетная нагрузка равна геометрической сумме соответствующих сил: $\bar{F}_p = \bar{Q} + \bar{F}_{11}$,

где Q – нагрузка на болт от сдвигающей силы: $Q = \frac{R}{z}$; F_{11} – нагрузка от момента T на наиболее удаленной от центра тяжести стыка болт (опасный болт) (см. формулу 23). Болты поставлены с зазором.

$$F_{зам} = k \frac{F_p}{f},$$

где k – коэффициент запаса по сдвигу деталей, равный 1,3...2; F_p – сила, приходящая на наиболее нагруженный болт, определяемая так же, как суммарная нагрузка болта поставленного без зазора; f – коэффициент трения в стыке деталей;

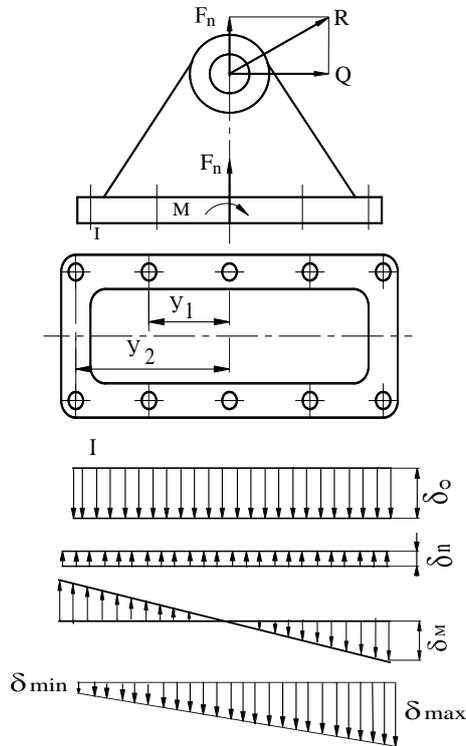


Рис. 9 - Винтовое соединение под действием отрывающей силы и момента

д) соединение, нагруженное моментом и силой, раскрывающими стык деталей (рис. 9). По условию нераскрытия и обеспечения работоспособности стыка, должно быть

$\sigma_{\min} > 0$ или $\sigma_0 = k(\pm\sigma_n + \sigma_M)$ и $\sigma_{\min} < [\sigma]$, где k – коэффициент запаса по нераскрытию стыка, равный 1,3...2,0; $\sigma_{\max} = \sigma_0 \pm \sigma_n \pm \sigma_M$; σ_0 – напряжение смятия в стыке от предварительной затяжки:

$$\sigma_0 = \frac{zF_{зам}}{A_{см}};$$

σ_n – напряжение в стыке от силы F_n :

$$F_{зам} = \frac{kQ \pm F_n f}{zf},$$

где k – коэффициент запаса по сдвигу; Q – сдвигающая сила, H ; f – коэффициент трения в стыке: $f = 0,15...0,20$ – сталь по чугуну (по стали); $f=0,3...0,35$ – сталь (чугун) по бетону; $f=0,25$ – сталь (чугун) по дереву.

При расчете прочности болтов суммарная внешняя нагрузка на болт $F_{\Sigma} = F \pm F_M$, где F – внешняя нагрузка на болт от силы F_n :

$$F = \frac{F_n}{z};$$

F_M – нагрузка от момента на наиболее нагруженные болты:

$$F_M = \frac{M_{yi}}{i(ny_1^2 + ny_2^2 + \dots + ny_i^2)},$$

где i – число болтов в поперечном ряду; n – число поперечных рядов с одной стороны от оси поворота.

При известных $F_{зам}$ и F_{Σ} расчетная нагрузка на болт определяется из выражения $F_p = F_{зам} + \chi F_{\Sigma}$.

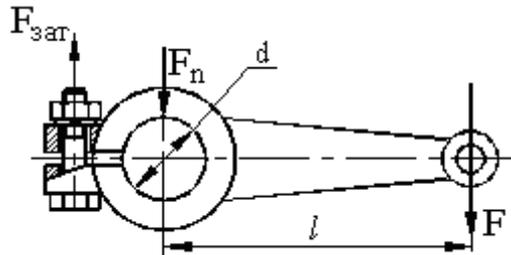


Рис. 10 - Клеммовое соединение

7. Расчет винтов клеммовых соединений (рис.10). Для клеммового соединения с разъемной ступицей большой жесткости при больших зазорах сила затяжки каждого винта

$$F_{зам} = \frac{F_n}{2z},$$

где F_n – суммарная нормальная к поверхности вала сила от каждой полуступицы, H ; z – число винтов с каждой стороны клеммы.

Нормальная сила F_n от передаваемого крутящего момента T

$$F_n = k \frac{T}{fd};$$

от осевой силы F_a

$$F_n = k \frac{F_a}{2f};$$

при одновременном действии момента и осевой силы

$$F_n = k \frac{\sqrt{(2T/d)^2 + F_n^2}}{2f},$$

где d – диаметр вала, мм; $f=0,15...0,18$ – коэффициент трения для чугунных и стальных деталей работающих без смазки; $k=1,3...1,8$ – коэффициент надежности соединения.

Для клеммового соединения с гибкой клеммой и соединения с прорезью при зазорах, близких к нулю, сила затяжки каждого винта (болта)

$$F_{зам} = \frac{F_n}{\pi z}.$$

Выбор допускаемых напряжений. Допускаемые напряжения на растяжение $[\sigma_p]$ выбирают в зависимости от предела текучести σ_T материала (при статических нагрузках):

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

где $[s]$ – коэффициент безопасности.

При достаточно точном расчете действующей нагрузки и учете начальной затяжки $[s] = 1,5...3$. Для винтов из углеродистых сталей коэффициент безопасности выбирают меньше, чем для винтов из легированных сталей. Для винтов малых диаметров ($d \leq 16$ мм) при неконтролируемой затяжке верхние пределы коэффициента безопасности увеличивают до 4...5 и больше из-за возможности значительной перетяжки, не учитываемой расчетом.

При действии переменной нагрузки коэффициент безопасности берется более высоким, чем при статической.

Таблица 2**Коэффициент безопасности [s] при расчете болтов с неконтролируемой затяжкой**

Материал болта (сталь)	Статическая нагрузка			Переменная нагрузка	
	M6...M16	M16...M30	M30...M60	M6...M16	M16...M30
Углеродистая	3...4	3...2	2...1,3	10...6,5	6,5
Легированная	5...4	4...2,5	2,5	7,5...5	5

Таблица 3**Допускаемая растягивающая статическая нагрузка [F] для затянутых болтов класса прочности 3.6**

Тип резьбы	Внутренний диаметр резьбы	Расчетная площадь стержня болта $A, \text{мм}^2$	Допускаемая нагрузка $F_p, \text{кН}$	
			неконтролируемая затяжка	контролируемая затяжка
M6	4,917	17,8	0,83	3,6
M8	6,647	32,9	1,48	6,5
M10	8,376	52,3	2,40	10,3
M12	10,106	76,3	3,70	14,4
(M14)	11,835	104,5	5,10	20,6
M16	13,835	144	7,50	27
(M18)	15,294	175	10,30	33
M20	17,294	226	14,40	44
(M22)	19,294	282	19,10	55
M24	20,752	324	23,60	64
(M27)	23,752	427	33,00	83

Значение коэффициентов безопасности [s] и допускаемых напряжений при расчете резьбовых соединений можно выбирать по табл. 1. Значения коэффициентов безопасности [s] при расчете винтов с неконтролируемой затяжкой можно выбирать по табл. 2.

Влияние затяжки винтов на допускаемое напряжение, а следовательно, на допускаемую нагрузку показано в табл. 3.