

29 Розрахунок різьбових з'єднань

(тема 3.13)

План

1. Основні параметри різьби.
2. Розрахунок різьби на міцність
3. Розрахунок стержня гвинта

d, d_u, d_2 - відповідно зовнішній, внутрішній і середній діаметри різьби болта; D_f, D_2 - внутрішній, зовнішній діаметри різьби гайки; p - крок різьби; p_b - хід різьби; z -число заходів різьби; Z_3, D_4 - діаметри вписаних кіл

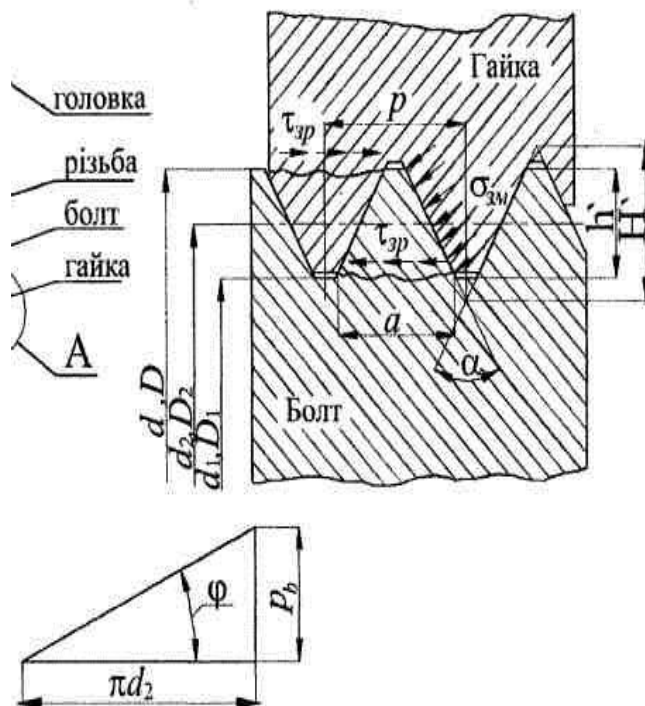


Рис. 3.12

Спрощений розрахунок основних геометричних параметрів різьби:

$$\left. \begin{aligned} l; h \approx 0,7d; D_3 = 1,8d; D_4 = 1,7d; \\ 66p; h' = \frac{d - d_1}{2} = 0,54p; \\ \frac{p_b}{\pi d_2}, \end{aligned} \right\}, \quad (3.36)$$

винта, $p_b = pz$, z – число заходів гвинта.

Розрахунок різьби на міцність

У болтовому з'єднанні взаємна нерухомість деталей забезпечується силою затяжки болта F_3 . При загвинчуванні гайки сила F_3 , яка розтягує стержень болта, зростає відповідно до величини прикладеного до гайки зовнішнього моменту закручування:

$T_{зак} = T_T + T_P$, де $T_T = 0,5F_3fD_{cp}$ – момент сил тертя на торці гайки;

$T_P = 0,5F_3d_2tg(\varphi + \rho)$ – момент сил тертя в різьбі (f – коефіцієнт тертя в різьбі; D_{cp} – середній діаметр опорного торця гайки (гвинта);

$\rho = \arctg f_{np}$ – кут тертя в різьбі; $f_{np} = f / \cos \varphi$).

Витки різьби розраховують за умовами обмеження напружень зминання $\sigma_{зм}$ та напружень зрізу $\tau_{зр}$ витків на гвинті або на гайці

Для кріпильних різьб основним напруженням є $\tau_{зр}$. Умова міцності різьби за

$$\left. \begin{aligned} \tau_p = \frac{F_3}{\pi d_1 a z} \leq [\tau_{зр}] \quad (\text{для гвинта}) \\ \tau_p = \frac{F_3}{\pi d a z} \leq [\tau_{зр}] \quad (\text{для гайки}) \end{aligned} \right\}, \quad (3.37)$$

напруженнями зрізу:

де $z = \frac{H}{p}$ – число робочих витків гайки при її висоті H , або

робочих витків гвинта при глибині його закручування в деталь;

a – дійсна довжина лінії зрізу витка в осьовому перерізі ($a < p$).

Умова міцності різьби на зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{\pi d_2 h' z} \leq [\sigma_{зм}]. \quad (3.38)$$

Виходячи з умов рівномірності різьби на зріз і стержня гвинта на розтяг, одержимо $H = 0,8d$ – висоту нормальних стандартних, $H = 0,5d$ – низьких, $H = 2d$ – висоту високих гайок.

За аналогічними міркуваннями встановлюють також норми на глибину загвинчування гвинтів та шпильок: у сталі деталі – $H_1 = d$, у чавунні та силумінові – $H_1 = 1,5d$

Стандартні висоти гайок (за виключенням низьких) і глибини докручування

виключають необхідність розрахунків на міцність різьби різьбового з'єднання.

Розрахунок на міцність стержня гвинта (болта) для різних випадків навантаження з'єднання

З'єднання болтом без попередньої затяжки. Сила, прикладена паралельно осі

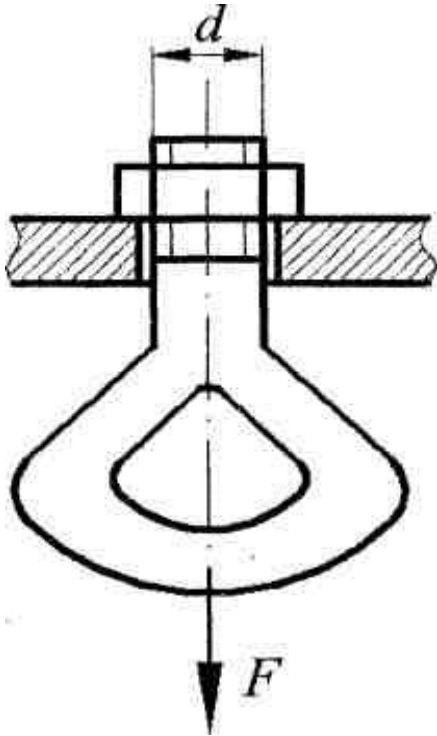


Рис. 3.13

Прикладом такого з'єднання є кріплення вантажної петлі. Умова міцності болта на розтяг:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]. \quad (3.39)$$

З'єднання затягнутим болтом без зовнішнього навантаження

Прикладом таких з'єднань є кріплення різних кришок, люків та ін. Потрібну силу затяжки F_z вибирають із умови забезпечення герметичності стику деталей (між деталями є прокладка)

При затяжці гайки стержень болта розтягується осьовою силою F , і одночасно скручується моментом сил тертя в різьбі T_v .

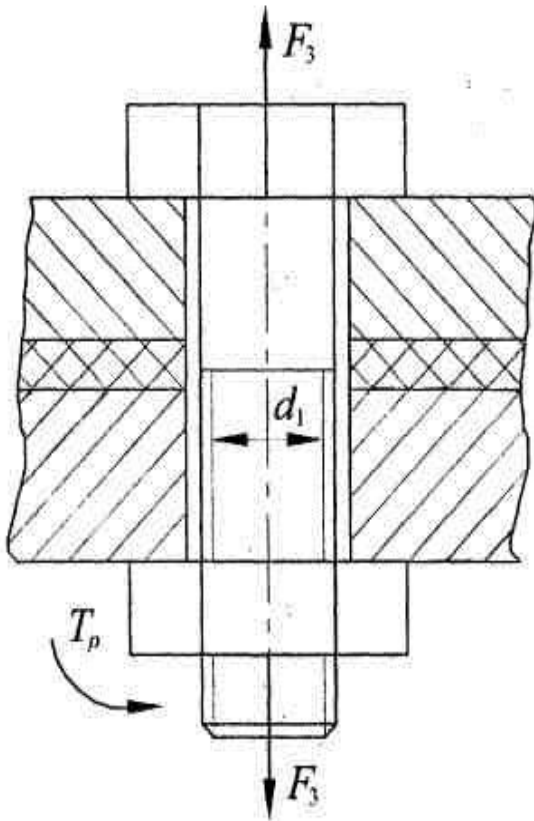


Рис. 3.14

Напруження розтягу від дії сили F_3 :

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2}. \quad (3.40)$$

Напруження кручення $\tau_{кр}$ від дії моменту T :

$$\tau_{кр} = \frac{T_p}{W_p} = \frac{16 \cdot 0,5 F_3 d_2 \operatorname{tg}(\varphi + \rho)}{\pi d_1^3}. \quad (3.41)$$

При сумісній дії напружень σ_p та $\tau_{кр}$ міцність оцінюється за еквівалентними напруженнями

$$\sigma_{екв} = \sqrt{\sigma_p^2 + 4\tau_{кр}^2} \leq [\sigma]. \quad (3.42)$$

Розрахунки показують, що для стандартної метричної різьби $\sigma_{екв} = 1,3\sigma_p$, а тому спрощена умова міцності має вигляд:

$$\sigma_{екв} = \frac{1,3 \cdot 4 F_3}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]. \quad (3.43)$$

Болтове з'єднання деталей, які навантажені силами зсуву

В такому з'єднанні основною умовою працездатності є відсутність відносного зсуву деталей. При цьому можливі два варіанти виконання з'єднання:

1. Болт встановлено в отворі деталі без зазору

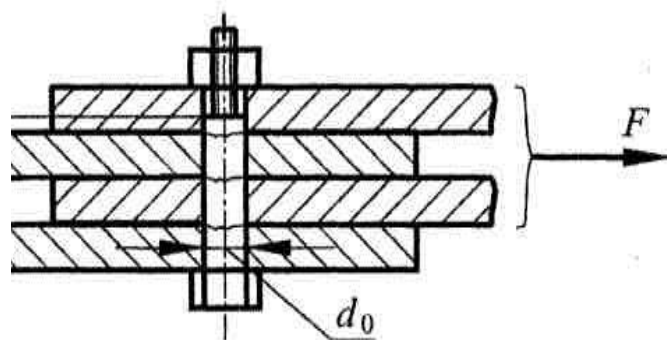


Рис. 3.15

Зовнішня сила F безпосередньо передається на болт, тому сили тертя не враховуються, а затяжка болта не обов'язкова. Умова міцності болта на зріз:

$$\tau_{зр} = \frac{4F}{\pi d_0^2 z_{\delta} i} \leq [\tau_{зр}], \quad (3.44)$$

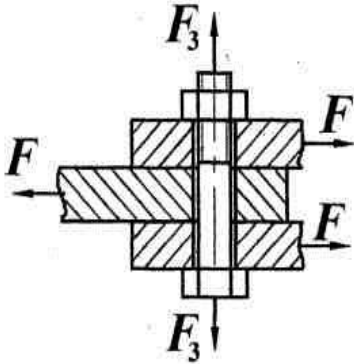


Рис. 3.16

з наступною перевіркою на зминання:

F

$$\sigma_{зм} = \frac{F}{d_0 \delta z_{\delta}} \leq [\sigma_{зм}], \quad (3.45)$$

де z_{δ} - кількість болтів; i - кількість площин зсуву; δ - найменша ширина контакту з тілом болта.

За необхідний діаметр болта $d = d_0$ вибирається більше із значень одержаних за умовами (3.44, 3.45) .

2. Болт встановлено в отворі деталі з зазором

Умова працездатності такого з'єднання - відсутність зміщення з'єднаних деталей, а для цього необхідно, щоб сили тертя в стиках були більшими від зовнішніх сил:

$$F < F_{тр} i = F f i; \quad (3.46)$$

$$F_3 \leq \frac{F}{f i}, \quad (3.47)$$

де F_3 - зусилля затяжки;

f - коефіцієнт тертя;

i - кількість стиків ($i = 2$) При попередній затяжці тіло болта розтягується і скручується, тобто в його матеріалі виникають напруження розтягу і стиску. Отже, еквівалентні напруження будуть визначатися на основі формули (3.42), а саме:

$$\leq [\sigma_p]. \quad (3.48)$$

IV. З'єднання болтом з попередньою затяжкою, що навантажене постійною зовнішньою осьовою силою (Зовнішнє навантаження розкриває стик деталей)

Такі з'єднання є найпоширенішими на практиці, наприклад, кріплення кришок резервуарів підвищеного тиску, котлів, фланців трубопроводів, фундаментних болтів редукторів. При цьому

зовнішня осьова сила F_a може бути постійною або змінною; P - тиск газу або рідини. Затяжка болтів повинна забезпечити нерозкриття стику або його геометричність під дією осьового навантаження.

Після прикладення зовнішнього навантаження на попередньо затягнуте з'єднання, болт додатково розтягнеться на величину Δ , а деформація стику зменшується на саму величину Δ . Отже, лише частина зовнішнього навантаження.. F_a додатково навантажує болт, а друга частина F_a іде на розвантаження стику. Якщо позначимо через χ частку зовнішнього навантаження, що приходить на один болт ($F = F_a/z_6$), то додаткове навантаження на болт - χF , а на навантаження стику - $(1-\chi)F$. Тоді повне навантаження на болт

$F_p = F_3 + \chi F$, а повне навантаження на стик деталей (затяжка стику)

$F_{ст} = F_3 - (1-\chi)F$ (рис 3.17, б). Звідси умова нерозкриття стику $F_{ст} = F_3 - (1-\chi)F \geq 0$. Звідси необхідна сила затяжки $F_3 = k(1-\chi)F$

і k - коефіцієнт затяжки). При постійному навантаженні $k = 1,25 \dots 2$, а її змінному - $k = 2,5 \dots 4$. Умова геометричності стику з'єднання - обов'язкова наявність прокладки та більші значення ($k = 3 \dots 5$).

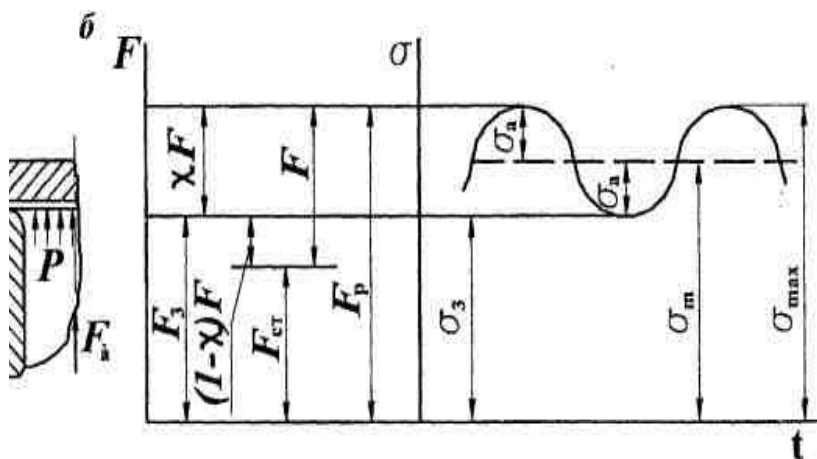


Рис. 3.17

Таким чином сумарне навантаження на болт:

$$F_p = k(1-\chi)F + \chi F$$

Умова міцності болта (при постійному зовнішньому навантаженні):
- з наступною затяжкою під навантаженням:

$$\sigma_{екв} = \frac{4 \cdot 1,3 F_p}{\pi d_1^2} = \frac{4 \cdot 1,3 (F_3 + \chi F)}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]; \quad (3.49)$$

без затяжки під навантаженням:

$$\frac{F_3 + \chi F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma_p]. \quad (3.50)$$

У випадку дії змінного навантаження (рис. 3.17, б) повне (максимальне) напруження в болті:

Тут σ_m
 $\sigma_{\max} = \sigma_m + \sigma_a$;

$$\sigma_m = \sigma_s + \sigma_a = \frac{F_z}{A_b} + \chi \frac{F}{2A_b}.$$

середнє (постійне) напруження циклу, σ_a - амплітуда напруження, A_b - площа поперечного перерізу болта.

Тоді умова міцності:

- за постійними напруженнями:

$$\sigma_m \leq [\sigma_p]; \quad (3.51)$$

- за змінними напруженнями:

$$S = \frac{\sigma_{-1}}{\sigma_a k_\sigma + \psi_\sigma \sigma_m} \geq [S], \quad (3.52)$$

де σ_{-1} - межа витривалості матеріалу болта; k_σ - ефективний коефіцієнт концентрації напружень ($k_\sigma = 3,5 \dots 5,5$); ψ_σ - коефіцієнт, що враховує можливе відхилення симетрії циклу навантажень ($\psi_\sigma = 0,1$); $[S]$ - допустимий коефіцієнт запасу міцності, ($[S] = 1,5 \dots 2,5$).

На практиці приймають $\chi = 0,4 \dots 0,55$ при наявності прокладок і $\chi = 0,2 \dots 0,3$ - при їх відсутності.

Клемові з'єднання

Застосовують для передачі крутного моменту T або осьової сили F_a за рахунок сил тертя, які виникають між внутрішньою поверхнею маточини і валом, та створюються відповідною затяжкою болтів (рис. 3.18).

Зусилля затяжки болта, яке необхідне для передачі моменту T визначається:

- для клеми з рознімною маточиною (рис. 3.18, а):

$$F_z = \frac{kT}{fd_g z}; \quad (3.53)$$

- для клеми з нерознімною маточиною (рис. 3.18, б):

$$F_z = \frac{kT}{(2a + d_g)zf}; \quad (3.54)$$

Питання для самоконтролю

1. Охарактеризувати основні параметри різьби.
2. Як перевірити різьбове з'єднання?
3. Як провести розрахунок гвинта ?
4. Як провести розрахунок болтового з'єднання