

Нарізні з'єднання



План

1. Загальні відомості, застосування. Конструктивні форми нарізних з'єднань
2. Стандартні кріпильні деталі, їх матеріали. Способи стопоріння нарізних з'єднань
3. Найпростіші випадки розрахунку на міцність





1. Загальні відомості, застосування. Конструктивні форми нарізних з'єднань

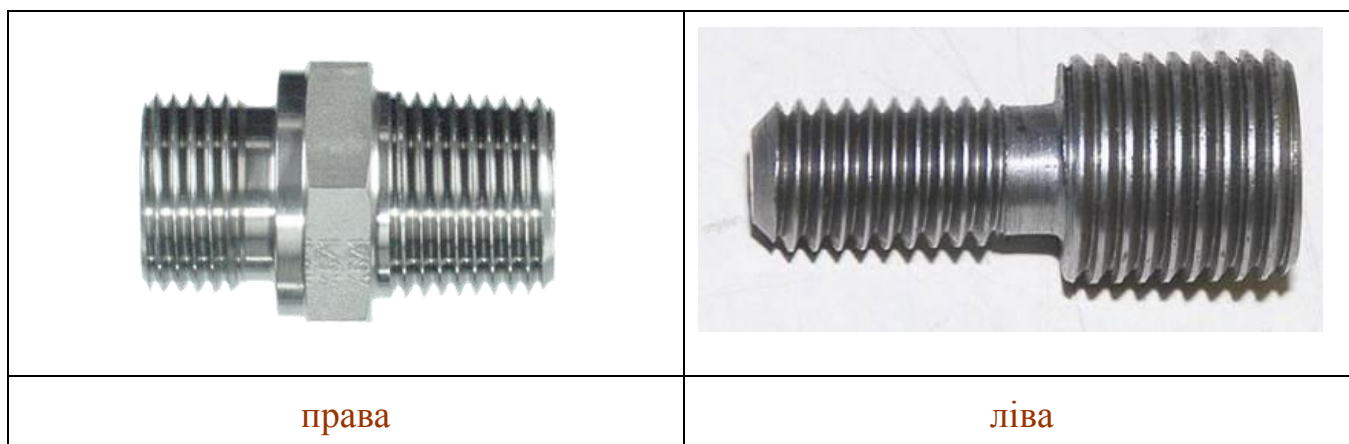
Нарізними називають такі з'єднання, які виконують за допомогою деталей, що мають нарізь. Залежності від того, на якій поверхні виготовлено нарізь, розрізняють нарізі:

	
циліндричні	конічні

Нарізь може бути нанесено на зовнішню або внутрішню циліндричну чи конічну поверхні – відповідно

	
зовнішня	внутрішня

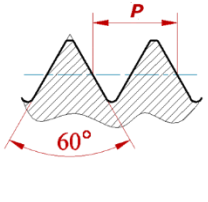
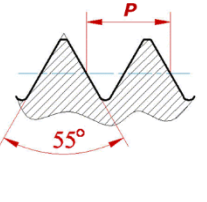
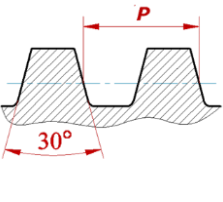
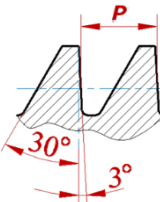
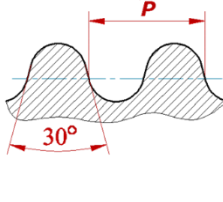
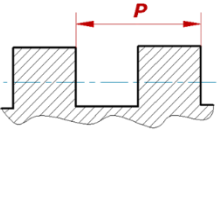
Якщо гвинтову лінію виконано за годинниковою стрілкою – нарізь



За числом заходів розрізняють нарізі



За профілем нарізі є:

					
<p>$\alpha = 60^\circ$ _ метрична</p>	<p>$\alpha = 55^\circ$ _ дюймова</p>	<p>трапеціє- подібні</p>	<p>упорні</p>	<p>круглі</p>	<p>прямокутні</p>
<p>трикутні</p>					

За призначенням нарізі поділяють на

	
кріпильні	ходові

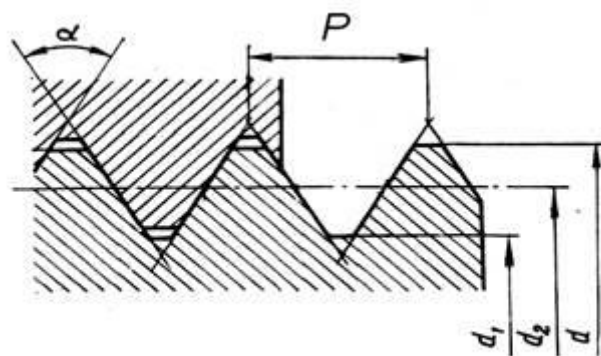


Рис. 13.1з. Нарізі та їх параметри

Основні параметри циліндричної нарізі: d – зовнішній діаметр; d_1 – внутрішній діаметр; d_2 – середній діаметр; p – крок ; α – кут профілю і $\beta = \arctg \frac{p}{\pi \cdot d_2}$ – кут підймання гвинтової лінії (див. рис. 13.1з, 13.5а).

Класифікація нарізних з'єднань така:

- залежно від характеру навантаження і способу збирання поділяють на **ненапружені** (зібрані без попереднього затягування) і **напружені** (зібрані з попереднім затягуванням);
- залежно від призначення розрізняють з'єднання **міцні** і **міцно-щільні**;
- залежно від кількості болтів розрізняють з'єднання з **одиноким болтом** і **групові**. У групових з'єднаннях можливий рівномірний і нерівномірний розподіл навантаження.

2. Стандартні кріпильні деталі, їх матеріали. Способи стопоріння нарізних з'єднань

До деталей нарізних з'єднань відносять:

		
болти (гвинти з гайками)	ГВИНТИ	ШПИЛЬКИ

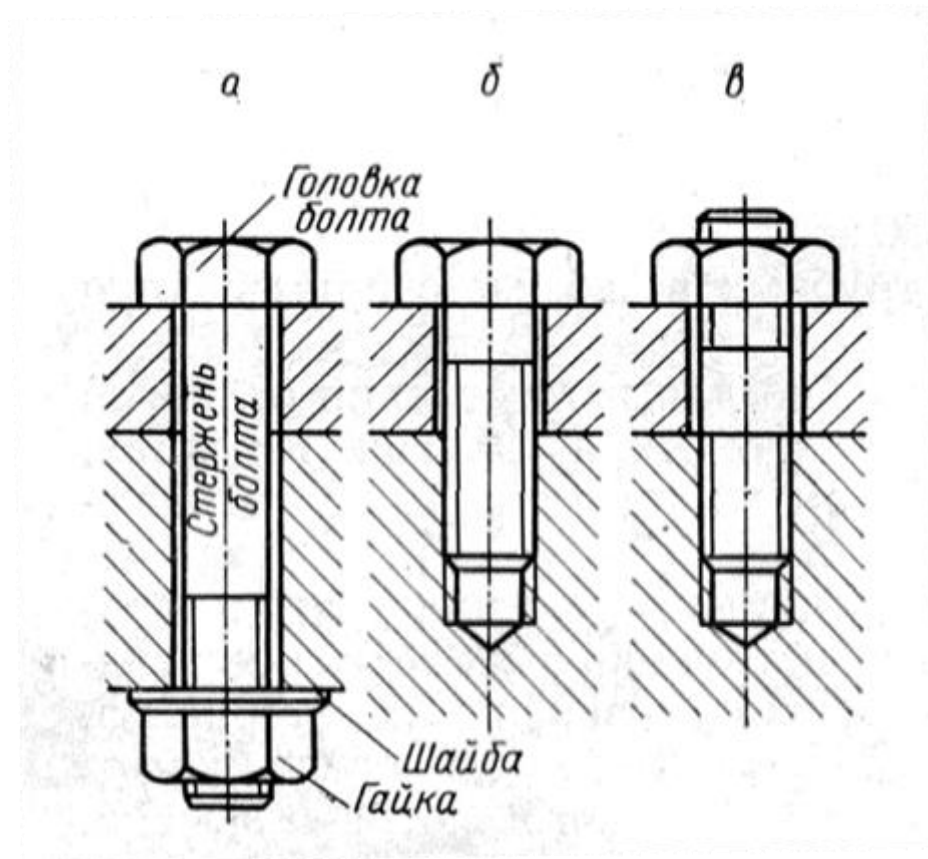


Рис. 13.2. Деталі нарізних з'єднань

Хоч нарізь володіє **самогальмівними** якостями, які запобігають **самовідгвинчуванню** нарізних деталей, для підвищення надійності з'єднань використовують різні **стопорні пристрої**. В окремих випадках під гайку або головку гвинта ставлять плоску шайбу, щоб зменшити пошкодження поверхні деталі.

Геометричні форми та розміри гвинтів, гайок, шпильок і стопорних пристроїв дуже різноманітні і достатньо описані у відповідних довідниках і стандартах.

Для виготовлення нарізних деталей використовують вуглецеві сталі звичайної якості, якісні та леговані конструкційні сталі. Механічні властивості сталевих кріпильних деталей нормуються за ГОСТ 1759.4-87, згідно з яким болти, гвинти і шпильки поділяють на **12 класів міцності**, а гайки – на **7 класів**. Клас міцності болтів, гвинтів і шпильок позначають двома цифрами, розділеними крапкою. Перше число, помножене на 100, визначає мінімальне значення границі міцності матеріалу $\sigma_B, \text{МПа}$, а друге число, поділене на 10 і помножене на σ_B , дає границю текучості матеріалу $\sigma_T, \text{МПа}$. Клас міцності гайок позначають одним числом. Якщо це число помножити на 100, то матимемо напруження $\sigma_F, \text{МПа}$, від навантаження випробувань. Детальні відомості про умовні позначення нарізних деталей наведено в ГОСТ 1759.0-87.

Розподіл навантаження на витках різьби

Теоретичне розв'язання задачі про розподіл навантаження на витках нарізі було зроблене [Жуковським М.Є.](#) Експериментальні дослідження підтвердили цю теорію. Розподіл сил між витками нарізі за рішенням М.Є. Жуковського для гайки з десятьма витками показано на рис. 13.3.

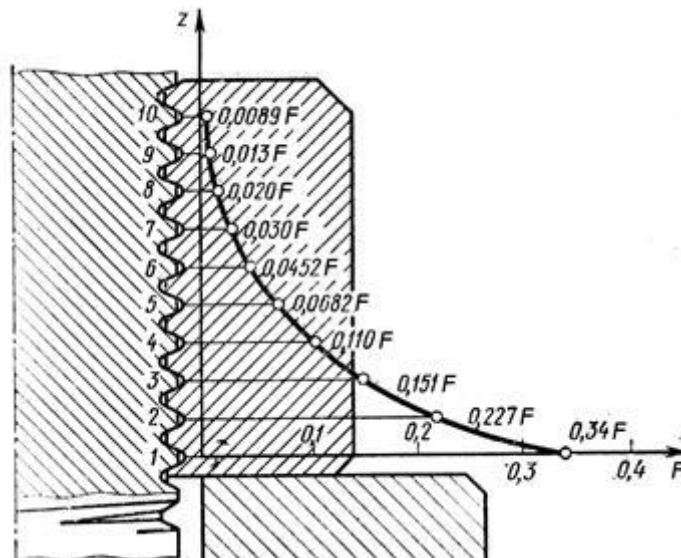


Рис. 13.3. Графік розподілу навантаження на витках нарізі

Із графіка бачимо, що найбільш навантажений перший виток сприймає майже 0,34 загальної сили F на болт, а десятий виток – менше 0,01 загальної сили F на болт. Причиною нерівномірного розподілу навантаження на витках нарізі є те, що стрижень болта розтягується – крок збільшується, а гайка

стискається – крок зменшується. Така нерівномірність розподілу навантаження витків призводить до зменшення витривалості різьбових деталей. Ця теорія обґрунтовує і обмеження висоти гайки.

Технологічні і конструктивні заходи з підвищення витривалості гвинтів

Рівномірність розподілу сили на витках нарізі можна поліпшити використанням спеціальних гайок. На рис. 13.4б,в,г,д,е,є показані спеціальні гайки для роботи в умовах динамічного навантаження, розроблені на рівні винаходів. Вони складаються із нарізного корпусу і втулки, з'єднаних пресовою посадкою. Порівняно зі стандартною гайкою (рис. 15.4а), ці гайки, за дослідними даними, можуть підвищити витривалість нарізних з'єднань на 20...30 %.

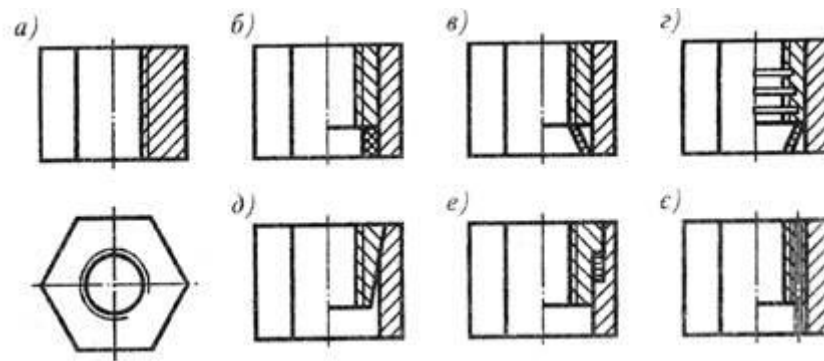
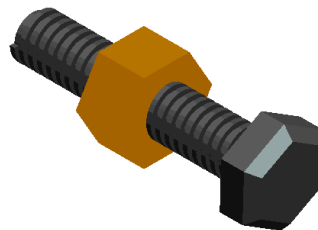


Рис. 13.4. Конструкції спеціальних гайок

3. Найпростіші випадки розрахунку на міцність



Момент тертя в нарізі та опорній поверхні гайки

Під час загвинчування гайки для затягування нарізного з'єднання виникає **момент сил тертя** M_3 , який складається з моментів сил тертя у нарізі $M_{пз}$ та на торці гайки $M_{тз}$

$$M_3 = M_{пз} + M_{тз} \quad (13.1)$$

Під час розгляду визначення **моменту сил тертя у нарізі** $M_{пз}$ зручно різьбу розгорнути за середнім діаметром d_2 в нахилену площину, а гайку замінити

повзуном (рис. 13.5а). Тоді колова сила тертя для прямокутного профілю $F_t = F_n \cdot f$, а для трикутного - $F_t = F_n \cdot f_1$, де $f_1 = f / \cos \frac{\alpha}{2}$ - приведений коефіцієнт тертя. Момент сил тертя у нарізі буде:

$$M_{\text{прз}} = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F_a \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \text{tg}(\beta + \varphi), \quad (13.2)$$

де F_a - осьова сила гвинта від затягування нарізного з'єднання; β - кут піднімання гвинтової лінії (див. розд. 13.1); φ - приведений кут тертя - $\varphi = \text{arctg} f_1$.

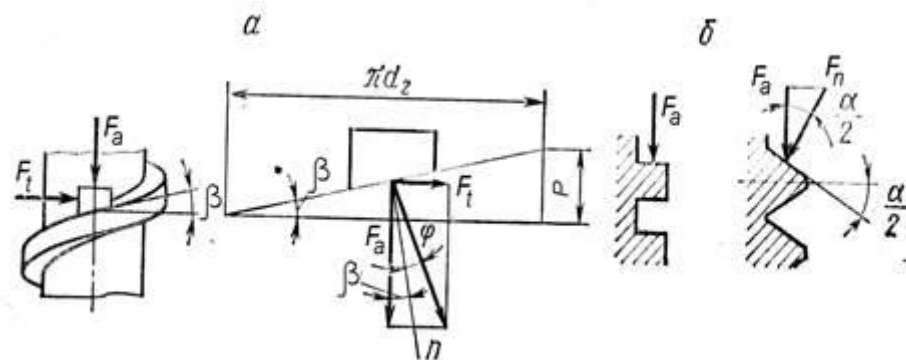


Рис. 13.5. Схема взаємодії сил між гвинтом і гайкою

Опорна торцева площина гайки має форму кільця, обмеженого діаметрами d_0 і D (див. рис. 13.6). Із теорії механізмів і машин відомо, що

$$M_{\text{мз}} = 2 \cdot f \cdot \pi \cdot p \int_{d_0/2}^{D/2} \rho^2 d\rho, \quad (13.3)$$

де $p = \frac{4 \cdot F_a}{\pi(D^2 - d_0^2)}$ - середній тиск на опорній поверхні гайки.

Остаточно

маємо

$$M_{\text{мз}} = \frac{1}{3} \cdot f \cdot F_a \cdot \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2}. \quad (13.4)$$

Для технічних розрахунків можна користуватися формулою, якщо вважати, що рівнодійну сил тертя прикладено на середньому радіусі $d_m/2$, де $d_m = (D + d_0)/2$, тоді:

$$M_{\text{мз}} = \frac{1}{2} \cdot f \cdot F_a \cdot d_m. \quad (13.5)$$

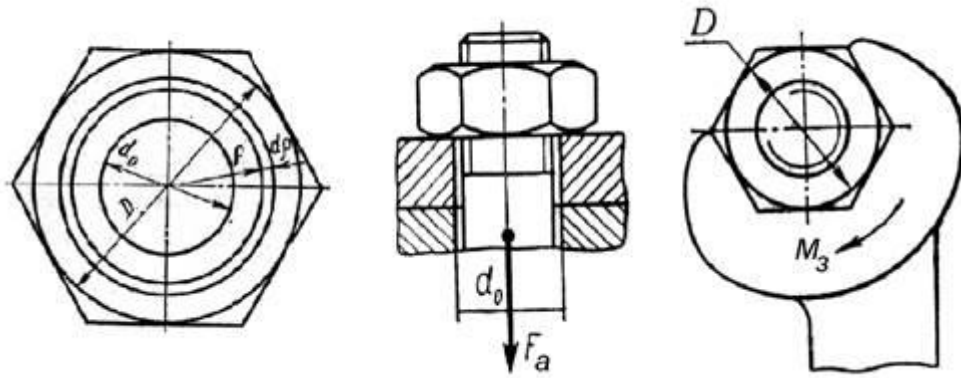


Рис. 13.6. До визначення моменту сил тертя на торці гайки

Величину моменту M_3 беруть за основу під час створення звичайних і спеціальних ключів, що використовують для затягування нарізних з'єднань.

Розрахунки одиноких і групових з'єднань на міцність

Розрахунок ненапруженого різьбового з'єднання.

До ненапружених нарізних з'єднань відносять такі, у яких до прикладання зовнішніх навантажень не виникають напруження – вони попередньо незатягнуті. Прикладом такого з'єднання може бути кріплення гака на поперечині (рис. 13.7).

Під час навантаження гака силою F_ε в стрижні, де виконано нарізь, діє сила $F_a = F_\varepsilon$, яку спричинює деформація розтягу. Небезпечним перерізом буде переріз на нарізній ділянці, площа якого $A_p = \pi \cdot d_1^2 / 4$. Відповідно умова міцності для перевірного розрахунку стрижня нарізі на розтяг

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_f}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_p \quad (13.6)$$

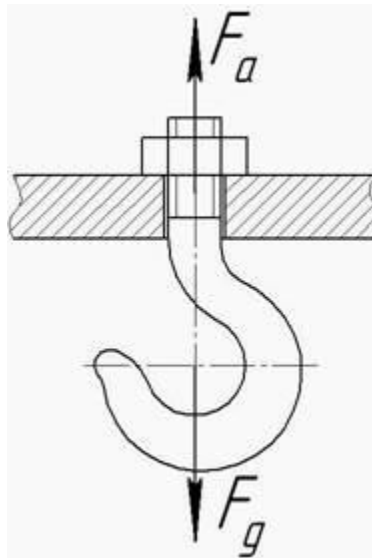


Рис. 13.7. Схема ненапруженого нарізного з'єднання

За проектного розрахунку, із записаної умови міцності, визначають потрібний внутрішній діаметр нарізі:

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma]_p}} \quad (13.7)$$

Отримане значення d_1 округлюють до стандартного і вибирають всі розміри нарізі.

Допустиме напруження:

$$[\sigma]_p = \sigma_T / [s], \quad (13.8)$$

де $[s] = 2 \dots 4$ – коефіцієнт запасу міцності болта.

Розрахунок напруженого нарізного з'єднання

До напружених нарізних з'єднань відносять такі, у яких до прикладання зовнішніх навантажень виникають напруження – вони попередньо затягнуті. Розглянемо на прикладі нарізного з'єднання (рис. 13.8) навантаженого поперечно-зсувною силою F_t , коли болт чорновий, поставлений в отворі зі зазором. Умова відсутності зсуву деталей з'єднання має вигляд $F_t \leq f \cdot F_a$, де f – коефіцієнт тертя ковзання в стику деталей. До роботи таке з'єднання необхідно попередньо затягнути. Під час затягування стрижень болта розтягується осьовою силою F_a і одночасно скручується моментом сил тертя у нарізі $M_{\text{пт}}$. Для такого випадку міцність болта оцінюють за еквівалентним напруженням:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + \tau_k^2} \leq [\sigma], \quad (13.9)$$

де σ_p – напруження розтягу; τ_k – напруження кручення.

Небезпечним перерізом для болта є переріз з найменшим діаметром d_1 на нарізній ділянці.

Напруження розтягу

$$\sigma_p = \frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot d_1^2}, \quad (13.10)$$

а напруження кручення

$$\tau_k = \frac{M_{pz}}{W_k} = \frac{8 \cdot F_a \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}{\pi \cdot d_1^3}. \quad (13.11)$$

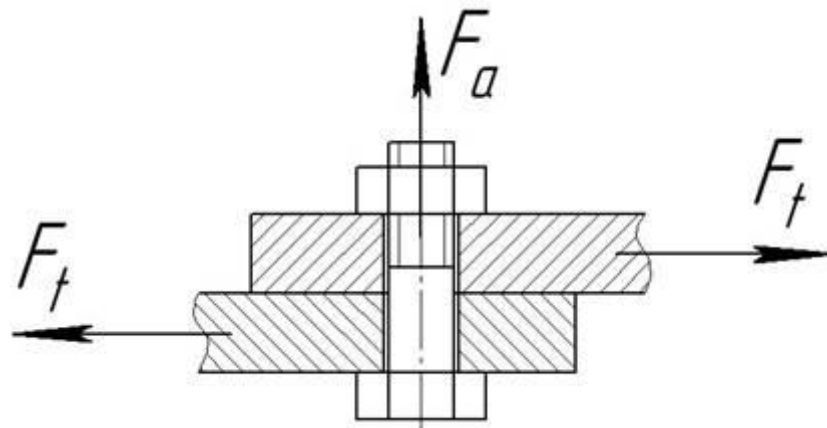


Рис. 13.8. Схема напруженого нарізного з'єднання

Після підставлення σ_p і τ_k в умову міцності дістанемо:

$$\sigma_E = \frac{4 \cdot F_a \cdot k_{cx}}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma]_p, \quad (13.12)$$

де k_{cx} – коефіцієнт, що враховує скручування болта під час затягування

$$k_{cx} = \sqrt{1 + 4 \cdot \left[\frac{2 \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi)}{d_1} \right]^2}. \quad (13.13)$$

Для стандартних нарізей $k_{cx} = 1,25 \dots 1,35$; $F_a = F_t / f$ – осьова сила затягування.

Під час проектного розрахунку, із умови міцності, визначають потрібний внутрішній діаметр нарізі

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_a \cdot k_{cx}}{\pi \cdot [\sigma]_p}}. \quad (13.14)$$

Отримане значення d_1 округляють до стандартного і вибирають всі розміри нарізі.

Розрахунок нарізного з'єднання чистовим болтом

Розглянемо на прикладі нарізного з'єднання (рис. 13.9) навантаженого поперечною силою F_t , коли болт чистовий, поставлений в отворі без зазору, а затягування болта необов'язкове.

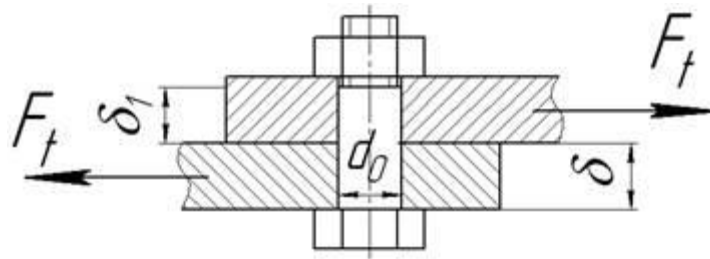


Рис. 13.9. Схема нарізного з'єднання чистовим болтом

Болт у цьому нарізному з'єднанні розраховують за умовами міцності на зріз і зминання:

$$\tau_{зр} = \frac{F_t}{A_{зр}} = \frac{4 \cdot F_t}{\pi \cdot d_0^2} \leq [\tau]_{зр}; \quad \sigma_{зм} = \frac{F_t}{A} = \frac{F_t}{\delta_{\min} \cdot d_0} \leq [\sigma]_{зм}, \quad (13.15)$$

де δ_{\min} – менша із двох товщин δ або δ_1 .

Потрібний діаметр стрижня болта може бути визначений із цих умов міцності на зріз і зминання:

$$d_0 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_t}{\pi \cdot [\tau]_{зр}}}; \quad d_0 \geq \frac{F_t}{\delta_{\min} \cdot [\sigma]_{зм}}. \quad (13.16)$$

Приймаємо d_0 більше або рівне більшому, округлюючи до стандартного ряду $Ra 5$. Діаметр нарізі d приймаємо меншим близьким до d_0 . Допустимі напруження на зріз $[\tau]_{зр} = (0,2 \dots 0,3) \cdot \sigma_T$, а напруження зминання $[\sigma]_{зм} = 0,8 \cdot \sigma_T$.

Розрахунок клемового нарізного з'єднання

Клемові нарізні з'єднання (рис. 13.10) застосовують для кріплення на валах різних важелів. Момент сили F в такому з'єднанні передається за рахунок моменту сил тертя F_f . Це напружене нарізне з'єднання, у якому до прикладання

зовнішнього навантаження необхідно виконати попереднє затягування. Розрахунок такого з'єднання виконують, як указано у розділі 13.6.2.

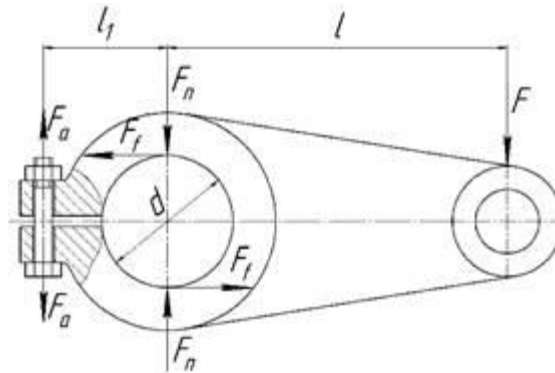


Рис. 13.10. Схема клемового нарізного з'єднання

Осьова сила затягування болта F_a визначається за виразом:

$$F_a = \frac{F \cdot l}{f \cdot (2l_1 + d)} \quad (13.17)$$

Розрахунок нарізного з'єднання з ексцентричним навантаженням

Такі нарізні з'єднання утворюють, як правило, болтами з ексцентричними головками. Але ексцентричне навантаження діє на болт із симетричною головкою (рис. 13.11), якщо опорні поверхні під гайкою або головкою його мають перекіс.

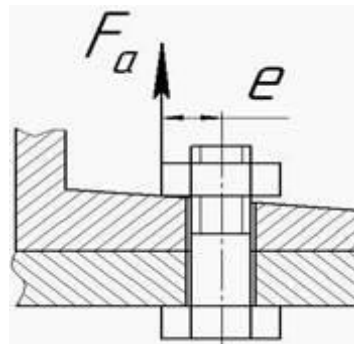


Рис. 13.11. Схема нарізного з'єднання з ексцентричним навантаженням

У цьому випадку у болті виникають деформації розтягування, кручення і згину. Враховуючи попередні викладки (розд. 13.2), можна записати, що

$$\sigma_{\max} = k_{\text{ск}} \cdot \sigma_p + \sigma_{\text{зг}} \leq [\sigma]_p \quad (13.18)$$

За перевірному розрахунку

$$\sigma_{\max} = \frac{4F_a}{\pi} \cdot \frac{k_{cx} \cdot d_1 + 8 \cdot e}{d_1^3} \leq [\sigma]_p \quad (13.19)$$

За проектному розрахунку

$$d_1 = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot F_a}{\pi \cdot [\sigma]_p} \cdot (k_{cx} + \frac{e}{d_1} \cdot 8)} \quad (13.20)$$

Розрахунок групового нарізного з'єднання з рівномірним розподілом навантаження

Групові нарізні з'єднання з рівномірним розподілом навантаження можуть бути без попереднього і з попереднім затягуванням болтів. Для одного болта зовнішня осьова сила $F_1 = F/z$, де z – кількість болтів у з'єднанні. Для з'єднання навантаженого осьовою силою F без попереднього затягування болтів, потрібний діаметр визначають за формулою:

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{4 \cdot F_1}{\pi \cdot [\sigma]_p}} \quad (13.21)$$

Прикладом групового нарізного з'єднання з попереднім затягуванням болтів є кріплення накривок ємностей, що знаходяться під тиском рідини або газу (рис. 13.12). Результуюча сила F тиску рідини або газу на кришку є зовнішньою осьовою силою, яка рівномірно розподіляється на болти. Для одного болта зовнішня осьова сила

$$F_1 = F/z \quad (13.22)$$

Потрібну силу попереднього затягування кожного болта вибирають за умови щільності з'єднання $F_0 = \kappa_z \cdot F_1$, де $\kappa_z = 1,2 \dots 5$ – коефіцієнт затягування болтів, який залежить від умови щільності і матеріалу прокладок.

Розрахункову силу болта з'єднання визначають за формулою:

$$F_{\varepsilon p} = F_0 \cdot k_{cx} + F_1 \cdot \chi = (k_z \cdot k_{cx} + \chi) \cdot F_1 \quad (13.23)$$

де $\chi = 0,1 \dots 0,3$ – коефіцієнт зовнішнього навантаження, що залежить від жорсткостей болта і деталей з'єднання.

Потрібний внутрішній діаметр нарізі за умови міцності на розтяг визначають

$$d_1 \geq \sqrt[3]{\frac{4 \cdot F_{\varepsilon p}}{\pi \cdot [\sigma]_p}} \quad (13.24)$$

Згідно із значенням d_1 вибирають стандартні розміри нарізі болта.

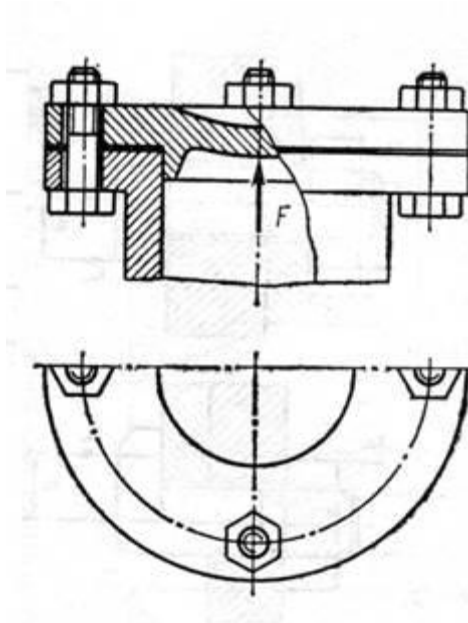


Рис. 13.12. Схема групового нарізного з'єднання з рівномірним розподілом навантаження

Розрахунок групового нарізного з'єднання з нерівномірним розподілом навантаження

Групові нарізні з'єднання з нерівномірним розподілом навантаження можуть бути такими, що сили діють у площині стику або мати довільне навантаження.

На рис. 13.13 показано **групове нарізне з'єднання з довільним навантаженням**. У такому з'єднанні всі зовнішні сили потрібно звести до центра ваги стику деталей (точка A). Як результат матимемо навантаження з'єднання осьовими силами та силами, що лежать у площині стику деталей.

Розглянемо варіант групового нарізного з'єднання опори, наприклад, вальниці з основою, навантаженого силою F під кутом α . Силу F розкладемо на дві взаємоперпендикулярні складові: $F_z = F \cdot \cos \alpha$ і $F_\varepsilon = F \cdot \sin \alpha$. Дію цих складових сил замінимо дією таких самих сил, але прикладених у центрі A стику. Тоді маємо, що сила F_ε діє на осі болтів – відриває опору, сила F_z діє у стику – зсуває опору і момент пари сил $F_z \cdot h$ – перекидає опору.

Визначимо сили F_1 , F_2 і F_3 , що сприймаються одним болтом з'єднання (у цьому з'єднанні 2 болти) у такому вигляді: від дії сили F_ε : $F_1 = F_\varepsilon / 2$; від дії сили F_z : $F_2 = F_z / (2f)$; від дії моменту пари сил $F_z \cdot h$: $F_3 = F_z \cdot h / l$.

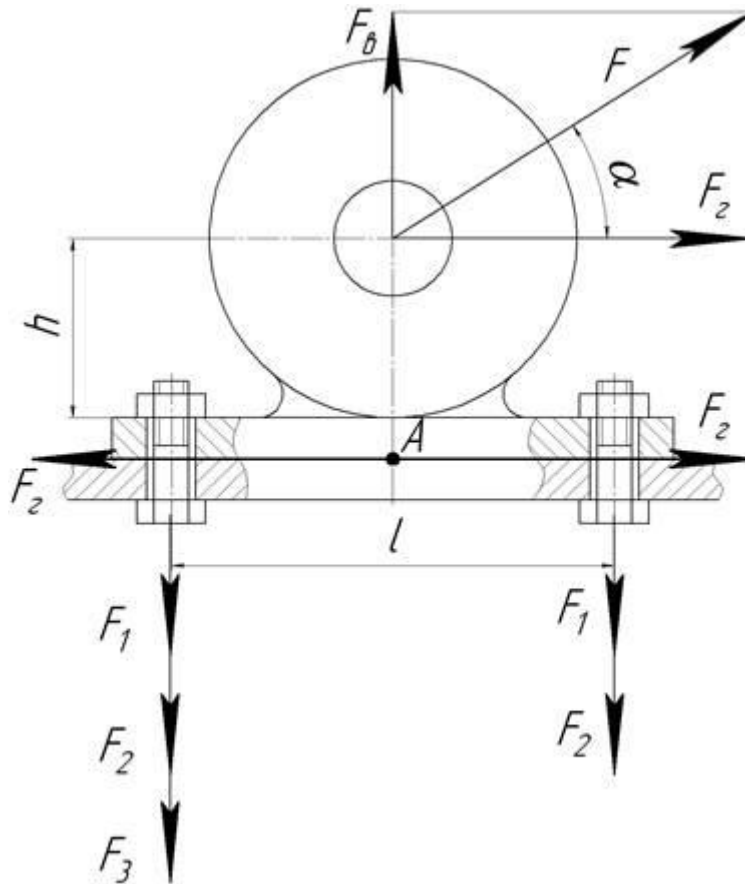


Рис. 13.13. Схема групового нарізного з'єднання з нерівномірним розподілом навантаження

Найбільш навантажений болт у з'єднанні є той, що розміщений ліворуч від центра ваги стику. Тому сила найбільш навантаженого болта з'єднання $F_{\max} = F_1 + F_2 + F_3$. Сила F_{\max} є розрахунковою силою для групового нарізного з'єднання з нерівномірним розподілом навантаження.

Запитання для самоконтролю

1. Які з'єднання називають нарізними?
2. Які нарізи називають правими, а які лівими?
3. Які є нарізи залежно від профілю?
4. На які види поділяють нарізи за призначенням?
5. Назвіть основні параметри циліндричної нарізі.
6. Наведіть класифікацію нарізних з'єднань.
7. Що відносять до деталей нарізних з'єднань?
8. Які заходи використовують для підвищення витривалості гвинтів?
9. З яких моментів складається момент сил тертя?
10. Що називають приведеним кутом тертя?
11. Як виконують розрахунок ненапруженого нарізного з'єднання?
12. За якою умовою виконують розрахунок напруженого нарізного з'єднання?
13. В чому полягає суть розрахунку нарізного з'єднання чистовим болтом?

14. Як визначають осьову силу затягування болта для клемового з'єднання?
15. Як розраховують нарізне з'єднання з ексцентричним навантаженням?
16. Як виконують розрахунок групового нарізного з'єднання з рівномірним розподілом навантаження?
17. В чому полягає суть розрахунку групового нарізного з'єднання з нерівномірним розподілом навантаження?