

АКАДЕМІЯ ПОЖЕЖНОЇ БЕЗПЕКИ УКРАЇНИ

Чернобай Г.О., Гринченко Є.М., Ларін О.М., Драгун С.В., Яковлев О.М.

МЕТОДИЧНІ ВКАЗІВКИ
з дисципліни “Деталі машин”
ДЕТАЛІ МАШИН У ПРИКЛАДАХ ТА ЗАДАЧАХ.
РОЗ’ЄСМНІ З’ЄДНАННЯ

Харків 2000

1	Шпонкові і шліцові (зубчаті) з'єднання.....
2	Зубчаті з'єднання.....
2.1.	Переваги та недоліки шпонкових і зубчатих з'єднань.....
2.2.	Розрахунок на міцність призматичних шпонкових з'єднань.....
2.3.	Розрахунок на міцність прямобічних шліцевих (зубчатих) з'єднань.....
3.	Штифтові і профільні з'єднання
4.	Види різьбових з'єднань.....
4.1.	Основні типи різьб, їх порівняльна характеристика і межа застосування.....
4.2.	Конструкції різьбових деталей і матеріали, що застосовуються при їх виготовленні
4.2.1.	Болти і гвинти для кріпильних виробів
4.2.2.	Конструктивні форми болтів і гвинтів.....
4.2.3.	Шпильки.....
4.2.4.	Гайки.....
4.2.5.	Шайби.....
4.2.6.	Гайкові замки.....
4.2.7.	Гайкові ключі.....
4.3.	Матеріали для виготовлення різьбових виробів.....
5.	Залежність між моментом, прикладеним до гайки, і осьовою силою.....
5.1.	Розрахунок одиночних різьбових з'єднань на міцність при осьовому і поперечному статичному навантаженні.....
5.2.	Розрахунок незатягнутого болта, навантаженого зовнішньою розтягуючою силою.
5.3.	Розрахунок затягнутого болта, ненавантаженого зовнішньою осьовою силою.....
5.4.	Розрахунок болта, затягнутого і додатково навантаженого зовнішньою осьовою силою.....
5.5.	Розрахунок болта, навантаженого поперечною силою при встановленні його із зазором.....
5.6.	Розрахунок болта, навантаженого поперечною силою, з встановленням його без зазору.....
5.7.	Деякі рекомендації по розрахунку на міцність групових болтів
5.8.	Розрахунок різьби на міцність.....
5.9.	Розрахунок різьби у напрямі змінання.....
5.10.	Перевірочний розрахунок різьби по напруженню зрізу.....
6.	Влаштування і призначення передачі гвинт-гайка.....
5.1.	Розрахунок гвинтів і гайок передачі.....
7.	Питання для самоконтролю.....
8.	Приклади розрахунку роз'ємних з'єднань.....
8.1.	Шпонкові і зубчаті.....
8.2.	Різьбові з'єднання.....
8.3.	Передача «гвинт-гайка».....
9.	Задачі для самостійного рішення.....
	Література.....

На курсі “Деталі машин” вивчаються роз’ємні і нероз’ємні з’єднання. До роз’ємних з’єднань відносяться: шпонкові, шліцові, штифтові, різьбові з’єднання і передача «гвинт гайка», а до нероз’ємних з’єднань заклепувальні, зварні, клейові.

1. ШПОНКОВІ І ШЛІЦОВІ (ЗУБЧАТІ) З’ЄДНАННЯ

Шпонкові і шліцові з’єднання служать для закріплення на валу (або осі) деталей, що обертаються (зубчатих коліс шківів, муфт), а також для передачі обертаючого моменту від вала до маточини деталі, або, навпаки, від маточини до вала (рис. 1, 2).

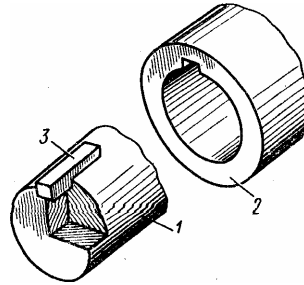


Рис. 1

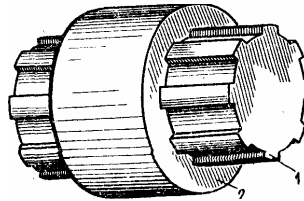


Рис. 2

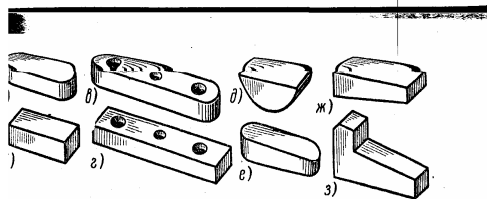


Рис. 3

По конструкції шпонки поділяють на:

- призматичні з закругленими (рис. 3,а,в) і плоскими торцями (рис. 3,б,г). Ці шпонки не мають нахилу і їх закладають в паз, виконаний на валу. На рис. 3,в,г шпонки мають отвори для їх закріплення;
- сегментні (рис. 3,д), уявляють собою сегментну пластину, яка закладається закругленою стороною в паз відповідної форми, профрезерований на валу (рис. 4). Ці шпонки часто застосовують для конічних кінців валів;
- клинові без головки (рис. 3,е,ж) і з головкою (рис. 3,з). Ці шпонки мають нахил 1:100 і вводяться в пази із зусиллям (звичайно ударами молотка). Умови роботи цих шпонок однакові. Головка призначена для витягування шпонки з пазу;
- спеціальні шпонки (рис. 9).

Шпонки призматичні, сегментні, клинові стандартизовані.

Для виготовлення шпонок застосовують вуглецеві сталі 45; 50; 60; Ст6. Для виготовлення спеціальних шпонок застосовують леговані сталі.

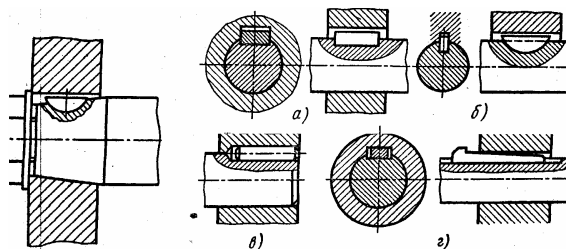


Рис. 4

Рис. 5

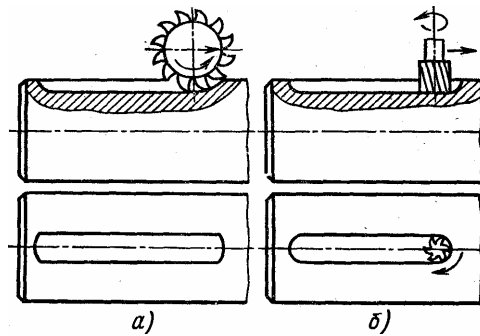


Рис. 6

Всі основні види шпонкових з'єднань можна поділити на дві групи: ненапружені і напружені.

До ненапружених відносять з'єднання з призматичними (рис. 5, я), сегментними (рис. 5, би) і круглими (рис. 5, в) шпонками. Шпонкові пази на всіх валах виконують дисковими (рис. 6, я) або торцованими (рис. 6, б) фрезами. У маточинах деталей шпонкові пази можна отримати як на фрезерних, так і на довбальних станках. Розміри пазів визначають розрахунковим шляхом з урахуванням вимог стандарту. Для сегментних шпонок пази виконують, як показано на рис. 4 і 5,б; для клинових - паз у втулці обробляють з нахилом, рівним куту нахилу шпонки (рис. 5, г) для циліндричних отримують свердлуванням (рис. 5, в).

З'єднання, в яких застосовують клинові шпонки, відносять до напружених з'єднань.

У напружених з'єднаннях клином, що вводиться між валом і маточиною, створюються значні нормальні сили. Ці сили забезпечують достатнє тертя для передачі обертаючого моменту.

До клинових шпонок відносять врізані, тангенціальні шпонки і шпонки на лисці. Величина моменту, що передається з'єднанням, утвореним за допомогою клинової шпонки, залежить від сил тертя, що розвиваються на робочих поверхнях. При встановленні шпонки в паз ударами молотка по ній виникає напруженість з'єднання.

Клинові шпонки називають врізаними, якщо шпонкові пази, виконані на валу і у втулці.

Тангенціальні шпонки (рис. 7) уявляють собою призматичний брусок, складений з двох односкосних клинів, що встановлюються в паз вала таким чином, що одна з поверхностей клина виявляється дотичною до циліндричної поверхні вала. Зовнішні грані двох клинів, утворюючих тангенціальну шпонку, паралельні.

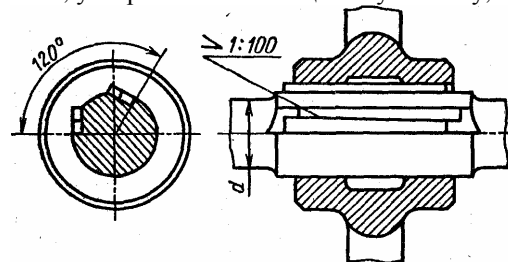


Рис. 7

Тангенціальні шпонки встановлюють під кутом 120° , таким чином між валом і маточиною деталі створюється натяг. Такі шпонки забезпечують передачу обертаючого моменту при реверсуванні. Тангенціальні шпонки застосовують і при великих динамічних навантаженнях. У порівнянні з врізаними, тангенціальні шпонки можуть передавати більший обертаючий момент.

Для створення фрикційного зв'язку між валом і маточиною використовують клинові шпонки, показані на рис. 3,е-з (паз виконують тільки у втулці). З нижньої сторони шпонку (рис. 8а) обробляють у вигляді вгнутої циліндричної поверхні з радіусом, рівним радіусу вала. У втулці виконують схил. Обертаючий момент передається за рахунок сил тертя.

Клинові фрикційні шпонки застосовують для передачі незначного обертаючого моменту, а також в тих випадках, коли необхідні багаторазові перестановки деталей на валу в осьовому напрямі.

Шпонки на лисці (рис. 8,б) встановлюють в пазу втулки із нахилом 1:100. На валу фрезерують площину (вал з лискою). Лиска ослаблює вал значно менше, ніж прямобічні пази, однак шпонка може передати менший момент, ніж врізана.

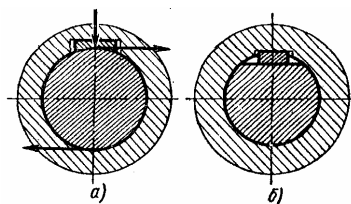


Рис. 8

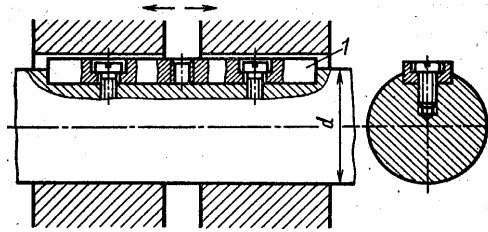


Рис. 9

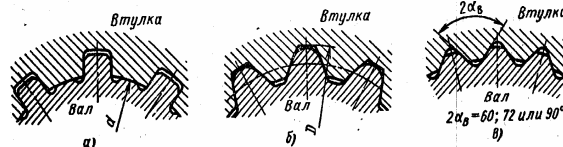


Рис. 9.10

Рис. 10

2. ЗУБЧАТІ З'ЄДНАННЯ

Відповідно профілю зубців розрізняють три основних типи з'єднань: з прямобічними (рис. 10,а), з евольвентними (рис. 10,б) і трикутними (рис.10, в) зубцями.

Зубці на валу фрезерують, а у маточині протягають на спеціальних станках (рис. 11). Число зубців для прямобічних і евольвентних з'єднань 4-20; для трикутних - до 70.

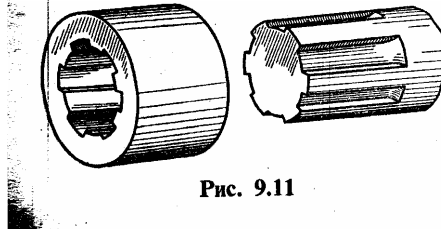


Рис. 9.11

Рис. 11

Найбільше поширення в машинобудуванні мають прямобічні зубчаті з'єднання. Стандартом передбачені три серії прямобічних зубчатих з'єднань - легка, середня і важка, відрізняються одна від іншої висотою і числом зубців (частіше застосовують з'єднання шістьма - десятьма зубцями). Прямобічні шліцьові з'єднання розрізняють також за способом центрування: зовнішньому діаметру D (найбільш точний спосіб центрування); по внутрішньому діаметру d (при загартованій маточині); по бічних гранях (при реверсивній роботі з'єднання і відсутності жорстких вимог до точності центрування).

З'єднання з евольвентним профілем зубців також стандартизовані і використовуються так само, як і прямобічні, в рухомих з'єднаннях.

З'єднання з трикутним профілем зубців не стандартизовані, їх використовують головним чином, як нерухомі з'єднання.

Зубчаті з'єднання виготовляють зі сталей з тимчасовим опором $\sigma_b > 500$ МПа.

2.1. Переваги та недоліки шпонкових і зубчатих з'єднань

Головна перевага шпонкових з'єднань - простота надійності конструкції, порівняно низька вартість.

До недоліків шпонкових з'єднань потрібно віднести послаблення міцності вала і маточини деталі порівняно глибокими шпонковими пазами (через це доводиться збільшувати товщину маточини і діаметр вала), трудність забезпечення їх взаємозамінності (необхідність ручної підгонки шпонок), що обмежує їх застосування в багатосерійному і масовому виробництві.

У порівнянні з шпонковими з'єднаннями зубчаті з'єднання володіють рядом переваг: мають велику навантажувальну здатність завдяки більшій робочій поверхні контакту; краще центрують з'єднані деталі; забезпечують більш високу втомливу міцність вала (рис. 12).

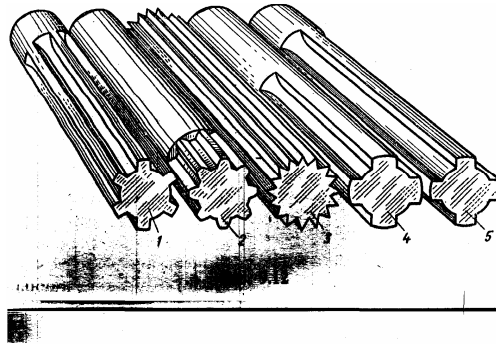


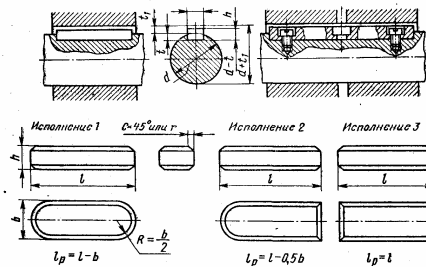
Рис. 12

Зубчаті з'єднання широко застосовують в верстатобудуванні, автотранспортній промисловості і тому подібно-му.

2.2. Розрахунок на міцність призматичних шпонкових з'єднань.

В залежності від діаметру валу d по табл. 1 вибирають розміри шпонки $b \times h$, а її довжину приймають на 5 -10 мм менше довжини маточини, округляючи до найближчого більшого значення згідно з стандартом (деякі стандартні значення приведені в табл. 1).

Таблиця 1 Розміри (мм) призматичних шпонок



Діаметр валу d	Розміри перерізу шпонок		Глибина пазу		Радіус за- круглення пазів R		Найбільші розміри довжин l шпонок	
	b	h	вала t	вту- лки t_1	min	max	min	max
Більш 12 до 17	5	5	3	2,3	0,16	0,25	10	56
» 17 » 22	6	6	3,5	2,8			14	70
» 22 » 30	8	7	4	3,3			18	90
» 30 » 38	10	8	5		0,25	0,4	22	110
» 38 » 44	12	8					28	140
» 44 » 50	14	9	5,5	3,8	0,25	0,4	36	160
» 50 » 58	16	10	6	4,3			45	180
» 58 » 65	18	11	7	4,4	0,4	0,6	50	200
» 65 » 75	20	12	7,5	4,9			56	220
» 75 » 85	22	14	9	5,4			63	250
» 85 » 95	25	14	9	5,4	0,7	1,0	70	280
» 95 » 110	28	16	10	6,4			80	320
» 110 » 130	32	18	11	7,4			90	360
» 130 » 150	36	20	12	8,4	0,7	1,0	100	400
» 150 » 170	40	22	13	9,4			100	400
» 170 » 200	45	25	15	10,4			110	450

Після підбору шпонки з'єднання перевіряють на зминання. Напруження зминання визначають в припущенні їх рівномірного розподілу по поверхні контакту:

$$\sigma_{см} = \frac{F_t}{A_{см}} \leq [\sigma_{см}]$$

де $F_t = 2M/d$ - сила, що передається шпонкою; $A_{см}$ - площа зминання (рис. 13); $A_{см} = (0,95 h - t)l_p$.

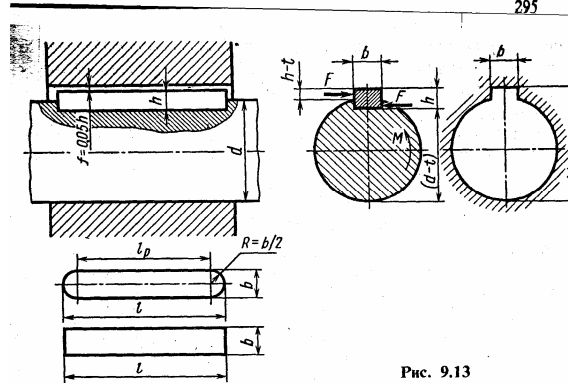


Рис. 9.13

Рис. 13

$$\text{Отже, } \sigma_{cm} = \frac{2M}{d(0,95h - t)l_p} \leq [\sigma_{cm}]$$

де M – обертаючий момент, що передається, Н·мм; d – діаметр вала, мм ($0,95h - t$) – робоча глибина пазу, мм (див. табл. 1) l_p – робоча довжина шпонки, мм (для шпонок з плоским торцем $l_p = l$, з закругленими торцями $l_p = l - b$); $[\sigma_{cm}]$ – напруження, що допускається (для чавунних маточин $[\sigma_{cm}] = 60,80$ МПа, для сталевих $[\sigma_{cm}] = 100-156$ МПа).

Розрахункову довжину шпонки округляють до більшого найближчого розміру (див. табл. 1). У тих випадках, коли довжина шпонки виходить значно більшою довжини маточини деталі, встановлюють дві або три шпонки під кутом 180° і 120° . При розрахунку багатошпонкового з'єднання допускається, що навантаження між всіма шпонками розподіляється рівномірно.

Для відповідальних з'єднань призматичну шпонку перевіряють на зрізання

$$\tau_{cp} = \frac{2M}{dbl_p} \leq [\tau_{cp}]$$

де τ_{cp} – розрахункове напруження на зріз, МПа; b – ширина шпонки, мм; l_p – робоча довжина шпонки, мм; $[\tau_{cp}]$ – напруження, що допускається на зріз. Для сталей з $\sigma_B > 500$ МПа для нерівномірного (нижня межа) і спокійного навантаження (верхня межа) приймають $[\tau_{cp}] = 60-90$ МПа.)

2.3. Розрахунок на міцність прямобічних шліцьових (зубчатих) з'єднань

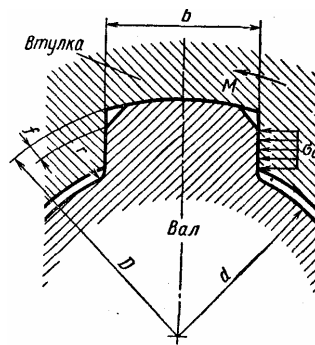


Рис. 14

Перевірочний розрахунок на міцність прямобічних зубчатих з'єднань аналогічний розрахунку призматичних шпонок. В залежності від діаметру вала d (рис. 14) з табл. 2 вибирають параметри зубчатого з'єднання, після чого з'єднання перевіряють на зминання. Перевірку зубців на зріз не проводять.

При розрахунку допускають, що по бічним поверхням зубців навантаження розподіляється рівномірно, але через неточність виготовлення в роботі бере участь тільки 75 % загального числа зубців (тобто коефіцієнт неоднорідності роботи зубців $K_{шл} = 0,75$). Аналогічно з попередньою умовою:

$$\sigma_{cm} = \frac{2M}{K_{шл} z d_m A_{cm}} \leq [\sigma_{cm}]$$

де M – обертаючий момент, Н·мм; $K_{шл} = 0,75$; z – число зубців (вибирають в залежності від діаметра d з табл. 2); $d_m = (D+d)/2$ – середній діаметр з'єднання, мм; $A_{cm} = l_p[(D-d)/2 - f - g]$ – площа зминання, мм²; l_p – робоча довжина зубців, мм; D, f, g (див. рис. 14) – вибирають в залежності від d з табл. 2; $[\sigma_{cm}]$ – напруження на зминання бічних граней зубців, що допускається. Для сталей, тих, що мають $\sigma_B > 500$ МПа $[\sigma_{cm}]$ приймають по табл. 3).

Таблиця 2. Зубчаті прямобічні з'єднання (див. рис. 14), розміри, мм

Номинальні розміри $z \times d \times D$	b	f	r , не більш,	Серія
6x 26 x 30	6	0,3	0,2	Легка
8 x 32 x 36	6	0,4	0,2	
8 x 36 x 40	7	0,4	0,3	
8 x 42 x 46	8	0,4	0,3	
8 x 46 x 50	9	0,4	0,3	
8 x 52 x 58	10	0,5	0,5	
6 x 11 x 14	3	0,3	0,2	Середня
6 x 21 x 25	5	0,3	0,2	
6 x 26 x 32	6	0,4	0,3	
8 x 36 x 42	7	0,4	0,3	
10 x 16 x 20	2,5	0,3	0,2	Важка
10 x 18 x 23	3	0,3	0,2	
10 x 21 x 26	3	0,3	0,2	
10 x 23 x 29	4	0,3	0,2	
10 x 26 x 32	4	0,3	0,2	
10 x 28 x 35	4	0,4	0,3	
10 x 32 x 40	5	0,4	0,3	
10 x 36 x 45	5	0,4	0,3	
10 x 42 x 52	6	0,4	0,3	

Таблиця 3. Напруження змінання, що допускаються на робочих гранях зубців (шліців)

З'єднання	Умови експлуатації	[$\sigma_{см}$] на робочих гранях зубців	
		без термічної обробки	з термічною обробкою
нерухоме	важкі	35 – 40	40 – 70
	середні	60 – 100	100 – 140
	легкі	80 – 120	120 – 200
рухоме ненавантажене	важкі	15 – 20	20 – 36
	середні	20 – 30	30 – 60
	легкі	25 – 40	40 – 70
рухоме навантажене	важкі	–	3 – 10
	середні	–	5 – 15
	легкі	–	10 – 20

3. ШТИФТОВІ І ПРОФІЛЬНІ З'ЄДНАННЯ

Штифтові з'єднання служать для з'єднання осей і валів з встановленими на них деталями при передачі невеликих обертаючих моментів. За призначенням штифтові з'єднання розділяють на силові і установочні з'єднання. На рис. 15 показана установка циліндричного штифта. Як силові штифтові з'єднання використовують конічну і фасонні штифти (рис. 16).

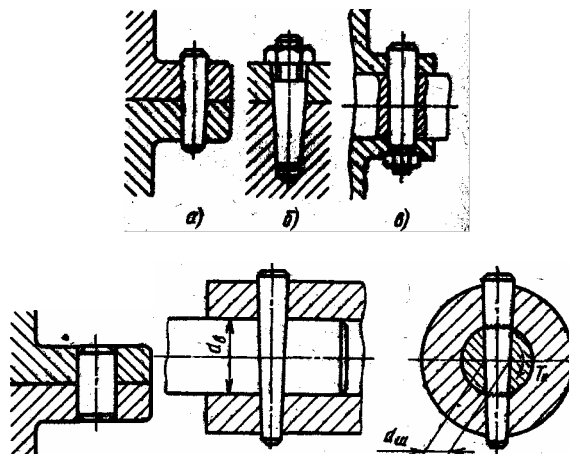


Рис. 15

При великих навантаженнях ставлять два або три штифти (під кутом 90 або 120°). При передачі знакоперемінного навантаження ці штифти потрібно встановлювати так, щоб виключити їх випадання. Матеріал штифтів для виго-

товлення сталь Ст5, Ст6, 40, 35Х інші. Штифти розраховують на зріз і зминання.

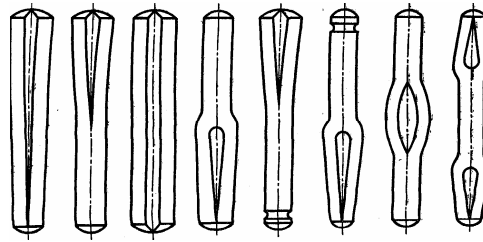


Рис. 16

Профільні з'єднання відносяться до безшпонкових з'єднань. Деталі, що з'єднуються, скріплюються між собою за допомогою взаємного контакту по некруглій поверхні. Найпростішим профільним з'єднанням є з'єднання з валом або з віссю, як показано на рис. 17.

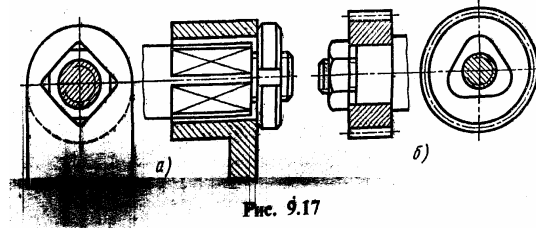


Рис. 17

Профільні з'єднання надійні, але важко виконуються, тому застосування їх обмежене. Розрахунок на міцність профільних з'єднань зводиться в основному до перевірки їх робочих поверхонь на зминання.

4. ВИДИ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

Різьбові (роз'ємні) з'єднання виконують за допомогою різьбових кріпильних деталей болтів (рис.18) гвинтів, шпильок, різьбових муфт, стяжок і т. п. Основним елементом різьбового з'єднання є різьба.

Розрізняють циліндричну і конічну різьби, а також зовнішню (болт, гвинт, шпилька) і внутрішню (гайка) різьбу.



Рис. 18

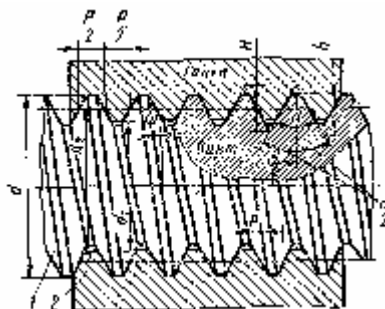


Рис. 19

Форма і розміри профілю різьби характеризуються: кроком різьби P (див. рис. 19); висотою теоретичного профілю H ; робочою висотою профілю h ; кутом профілю α .

4.1. Основні типи різьб, їх порівняльна характеристика і межа застосування

За призначенням різьби діляться на кріпильні, ущільнюючі і різьби для передачі руху.

До кріпильних різьб відносять метричну (рис. 20,а), дюймову (рис. 20,б) і спеціальну (годинникову). Ущільнюючу різьбу використовують в різьбових виробках, призначених як для скріплення деталей, так і для створення герметичності. До них відносяться різьби: трубна циліндрична (рис. 20,в), трубна конічна (рис. 20,г), конічна дюймова (рис. 20,д), кругла (рис. 20,е).

Різьба для передачі руху, що застосовується в передачах гвинт - гайка: прямокутна, трапецеїдальна, упорна

(рис. 20,ж-і).

Метрична різьба є основною кріпильною різьбою. Вона має трикутний профіль з кутом $\alpha = 60^\circ$; діаметр і крок вимірюються в міліметрах. Метричні різьби бувають з великим і дрібним кроком (табл. 4). Метричні різьби з великим кроком ($P=1-6$ мм) застосовують при діаметрах до 68 мм. Різьби з дрібним кроком застосовують при виготовленні різьбових тонкостінних деталей.

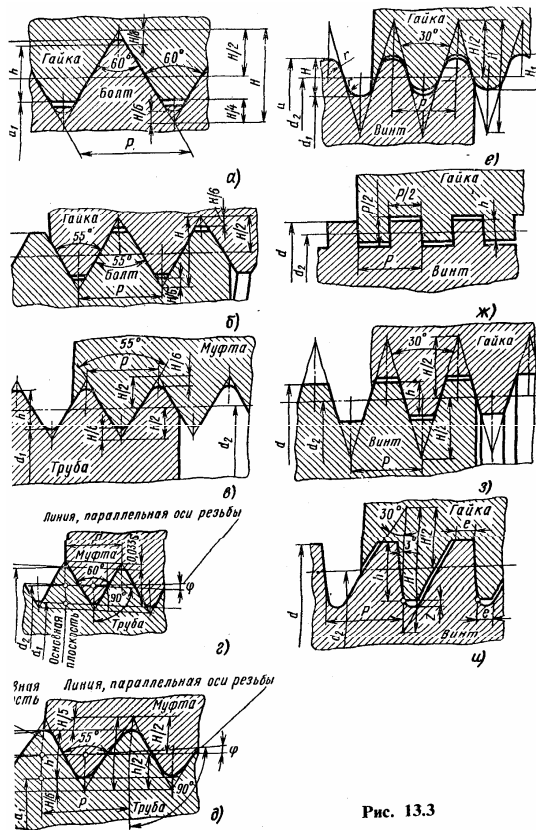


Рис. 13.3

Рис. 20

Таблица 4. Метричні різьби (розміри, мм)

d	Різьба з великим кроком			З дрібним кроком		
	P	d ₁	d ₂	P	d ₁	d ₂
6	1,0	4,918	5,350	0,75	5,188	5,513
8	1,25	6,647	7,188	1,0	6,918	7,350
10	1,5	8,376	9,026	1,25	8,647	9,188
12	1,75	10,106	10,863	1,25	10,647	11,188
14	2,0	11,835	12,701	1,5	12,376	13,026
16	2,0	13,835	14,701	1,5	14,376	17,026
18	2,5	15,294	16,376	1,5	16,376	17,026
20	2,5	17,294	18,376	1,5	18,376	19,026
22	2,5	19,294	20,376	1,5	20,376	21,026
24	3,0	20,752	22,051	2,0	21,835	22,701
27	3,0	23,752	25,051	2,0	27,835	28,701
30	3,5	26,211	27,727	2,0	27,835	28,701
33	3,5	29,211	30,727	2,0	30,835	31,701
36	4,0	31,670	33,402	3,0	32,752	34,051
39	4,0	34,670	36,402	3,0	35,752	37,051
42	4,5	37,129	39,077	3,0	38,752	40,051
45	4,5	40,129	42,077	3,0	41,752	43,051
48	5,0	42,587	44,752	3,0	44,752	46,051
52	5,0	46,587	48,752	3,0	48,752	50,051
56	5,0	50,046	52,428	3,0	52,752	54,051
60	5,5	54,046	56,428	4,0	55,670	57,402
64	6,0	57,505	60,103	4,0	59,670	61,402
68	6,0	61,505	64,103	4,0	63,670	65,402

Дюймові різьби (рис. 20,б) відносяться до кріпильної різьби. Дюймова різьба характеризується тим, що має трикутний профіль з кутом 55° , діаметр вимірюється в дюймах, крок - числом ниток різьби на довжині в 1 дюйм. При

позначенні дюймової різьби зовнішній діаметр вказують в дюймах.

Часові (годинникові) різьби є різновидом метричної різьби, що нарізується на різьбових виробих із зовнішнім діаметром 0,25...0,9 мм і кроком 0,075...0,225 мм. При її позначенні вказують зовнішній діаметр в міліметрах. Часові різьби застосовують в часовій промисловості і приладобудуванні.

Трубну циліндричну (рис. 20,в) і трубну конічну (рис. 20,г) різьбу використовують, як кріпильну та ущільнюючу. Вони являють собою дрібні дюймові різьби, що нарізуються в основному на трубах і арматурі трубопроводів з внутрішнім діаметром до 6 дюймів. Для кращого ущільнення різьбу виконують із закругленим трикутним профілем без зазорів по виступах і впадинах. Умовне позначення різьби дається по внутрішньому діаметру (в дюймах) труби, на якій вона нарізана.

Конічна дюймова різьба (рис. 20,д) є різновидом дюймової різьби, що нарізуються на конічних поверхнях різьбових виробів, із зовнішнім діаметром до 2 дюймів, використовується як кріпильна та ущільнююча різьба.

Конічні різьби забезпечують герметичність з'єднання різьбових деталей без спеціальних ущільнень. Застосування конічної різьби дозволяє різко зменшити час загвинчування і відгвинчування, що часто має вирішальне значення для швидко розбірних з'єднань. Позначення конічної різьби К3/4'.

Кругла різьба (рис. 20,е) застосовується для різьбових з'єднань, які сприймають великі динамічні навантаження (вагонні зчеплення), з'єднань, працюючих в забрудненому середовищі з частим відгвинчуванням і загвинчуванням (пожежна арматура), а також в тонкостінних виробих, що вимагають герметичності або доброго контакту робочих поверхонь (наприклад, з'єднання частин протигазу, цоколя і патрону електролампи). Це різьби зручно виготовляти відливанням (з чавуну, скляних, пластмасових матеріалів), а також вдавненням в тонкостінні деталі.

Прямокутна різьба (рис. 20,ж) відноситься до різьб для передачі рухів під навантаженням; має прямокутний або квадратний профіль; діаметр і крок вимірюється в міліметрах. Прямокутна різьба не стандартизована і застосовується порівняно рідко. Її замінюють трапецеїдальною різьбою - більш зручною у виготовленні.

Трапецеїдальна різьба (рис. 20,з) широко застосовується в передачах гвинт - гайка. Вона має симетричний трапецеїдальний профіль з кутом профілю 30°. Для черв'яків, черв'ячних передач, кут профілю 40°.

У порівнянні з прямокутною, трапецеїдальна різьба при одних і тих же розмірах має більшу міцність, більш технологічна у виготовленні. Трапецеїдальна різьба при використанні на гайці, роз'ємної по осьовій площині (наприклад, у ходових гвинтів станків), дозволяє вибирати зазори шляхом радіального зближення половин гайки при її зношуванні.

При позначенні вказують тип, зовнішній діаметр крок різьби в міліметрах.

Упорна різьба (рис. 20,и) застосовується в натискаючих гвинтах з великим одностороннім осьовим навантаженням. Ця різьба має несиметричний трапецеїдальний профіль (кут нахилу робочої частини профілю 3°, неробоча 30°). Закруглення (розмір е, рис. 20,и) підвищує міцність гвинта. Умовне позначення упорної різьби для зовнішнього діаметру 80 мм і кроку 16 мм - Уп80х16, тобто аналогічно позначенню трапецеїдальної різьби.

Різьба може бути виготовлена: нарізанням слюсарним інструментом мечиками, плашками (як вручну, так і на верстатах); нарізанням різцем на токарно-гвинторізному станку або на спеціальних гвинтонарізних станках; фрезеруванням на спеціальних різьбофрезерних станках; накаткою на спеціальних різьбонакатних станках (більшість стандартних кріпильних деталей); відливанням різьби на чавунних, пластмасових, скляних деталях і деталях з кольорових сплавів; вдавненням для тонкостінних деталей (наприклад, з латуні).

4.2. Конструкції різьбових деталей і матеріали, що застосовуються при їх виготовленні

Основні різьбові кріпильні деталі - болти, гвинти шпильки, гайки, а також шайби і пристрої, що оберігають різьбові з'єднання від самостійного відгвинчування, гайкові ключі.

4.2.1. Болти і гвинти для кріпильних виробів

Болтами (рис. 21) скріплюють деталі дуже великої товщини. Отвори в деталях, що з'єднуються виконують трохи більшого діаметра, щоб можна було легко вставити болт, не пошкодивши різьбу. З торця головки болта обточують на конус (знімають фаску), щоб зрізати вершини кутів призми, які можуть створювати ускладнення при захопленні ключем.

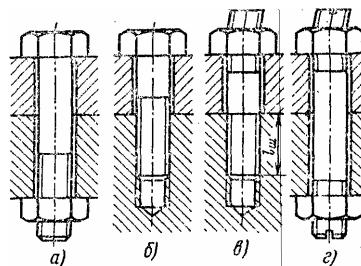


Рис. 21

Різьби у болтів наковують або нарізують на заготовках, отриманих гарячою висадкою з прутка. Болти також виготовляють з фасонного прутка (шестигранного або іншого профілю) на токарно-гвинторізних станках або автоматах. Болти і гвинти знаходять широке застосування у всіх галузях машинобудування для отримання роз'ємних з'єд-

нань. Вони стандартизовані.

4.2.2. Конструктивні форми болтів і гвинтів

За формою головки болтів і гвинтів виготовляють з шестигранною головкою (рис. 22,а), квадратною (рис. 22,б), циліндричною (рис. 22,в), напівкруглою (рис. 22,г), потайною (рис. 22,д), з поглибленням під шестигранний ключ (рис. 22,е) або спеціальну викрутку (рис. 22,ж). Є і інші конструкції головок. Болти, як правило, мають головку, що захоплюється зовні інструментом - гайковим ключем, (рис. 31,а,б), а іноді спеціальним торцевим ключем (рис. 31,в-ж).

При необхідності болти і гвинти виготовляють з виступом на головці, який перешкоджає повороту їх в деталі (рис. 23). Ці болти називають заставними.

Кінці болтів і гвинтів виконують плоскими (рис. 24,а), з конічною фаскою (рис. 24,б) або сферичними (рис. 24,в).

Гвинти, іноді застосовують для фіксації положення деталей і запобігання їх зсуву. Гвинти з плоским торцем можна застосовувати при малій товщині деталей; з конічним і ступінчастими - для деталей, що мають попереднє свердлування. Гвинти із засвердлованим кінцем використовують спільно з кулькою. Наставні гвинти виготовляються невеликої довжини з різьбою по всій довжині.



Рис.22

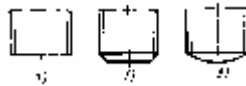


Рис. 23

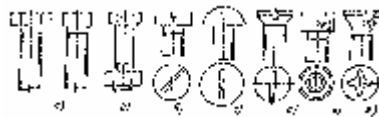


Рис. 24

На рис. 25 показані приклади фундаментних болтових з'єднань.

4.2.3. Шпильки

На рис. 26 показана шпилька. Шпильки застосовують, коли по конструктивних особливостях з'єднань встановити болт або гвинт не можливо.

Шпильки ділять на два типи: з проточкою (рис. 26,а); без проточки, з збігом різьби на посадочному кінці (рис. 26,б). Один кінець шпильки угвинчується в тіло деталі повністю із затягуванням. Шпилька вгвинчується, за допомогою двох гайок.

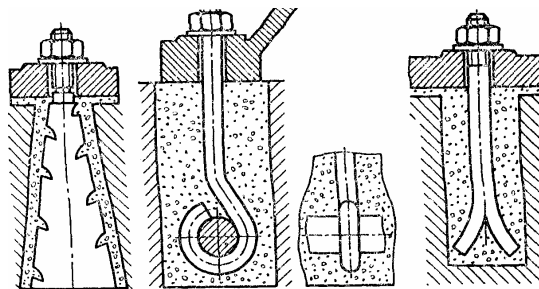
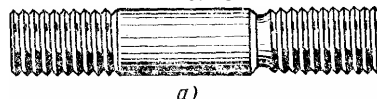


Рис. 25



а)



б)

Рис. 13.10

Рис. 26

Діаметр різьби на обох кінцях шпильки, як правило, однаковий. Глибина загвинчення залежить від матеріалу

деталі.

4.2.4. Гайки

Болти і шпильки забезпечені гайками. Гайки мають різну форму. Найбільш поширені шестигранні гайки. На рис. 27 показані шестигранні гайки, що застосовуються в машинобудуванні: а - з однією фаскою; б - з однією фаскою і проточкою; в - прорізні; г - корончаті. У корончатих гайок для установки стопорних шплінтів виконані прорізи. Є і інші конструктивні різновиди шестигранних гайок. Для кріплення підшипників кочення, кермового пристрою у велосипедах, мотоциклах і інших машинах застосовуються круглі гайки із шліцами. При багаторазовому відгвинчуванні і загвинчуванні з невеликою силою затягування застосовують, гайки-баранчики.

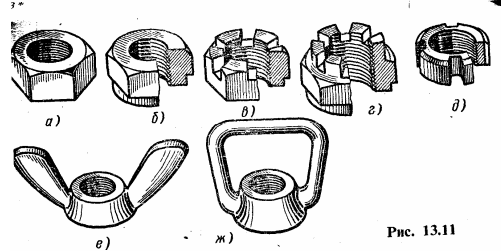


Рис. 13.11

Рис. 27

4.2.5. Шайби

Під гайки, головки болтів і гвинтів, як правило, встановлюють шайби. Призначення шайб - збільшення опорної поверхні і запобігання деталей від задирів. Для стопоріння служать спеціальні шайби. Найбільше поширення в машинобудуванні отримали шайби круглі (рис. 29,а). Їх виготовляють штампуванням, або обробляють на токарних верстатах. Товщина шайби і зовнішній діаметр залежать від діаметра різьбового виробу. Шайбу плоску, квадратну або особливостями форми (рис. 29,б) застосовують для стопоріння гайки; круглу пелюсткову (рис. 29,в) - для стопоріння круглих гайок з шліцами; круглу пружинну (рис. 29,г) - для стопоріння будь-яких гайок.



Рис. 28

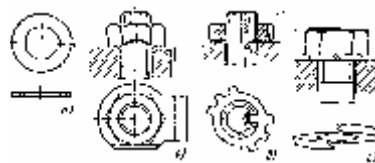


Рис.29

4.2.6. Гайкові замки.

Щоб уникнути самостійного відгвинчування гайок, гвинтів застосовують особливі пристрої, які називаються гайковими замками. Існує дуже багато способів стопоріння або запобігання гайок від самостійного відгвинчування.

При встановленні контргайки 2 (рис. 30,а) створюється додаткове натягнення і тертя в різьбі, тому самостійне відгвинчування гайки неможливе. При встановленні пружинної шайби (рис. 30,г) самостійне відгвинчування виключається за рахунок пружності шайби. Крім того, пружність цієї шайби значно перевищує вібрації гайки. При встановленні шплінта (рис. 30,б,в) або при обв'язці групи болтів дротом (рис. 30,г) гайка жорстко сполучається зі стержнем болта (шпильки). Іноді гайки жорстко з'єднують з деталлю за допомогою спеціальної шайби (рис. 30,б), планки (рис. 30,д).

4.2.7. Гайкові ключі

У залежності від конфігурації гайок, головок болтів, гвинтів для їх загвинчування і відгвинчування застосовують різні конструкції ключів (рис. 31). Для шестигранних і квадратних гайок і головок болтів (гвинтів) застосовують ключі, показані на рис. 31,а-в, або розвідні ключі з регулюючим захватом. Круглі гайки з шліцами загвинчують і відгвинчують серпоподібним ключем (рис. 31,г), гайки з отворами (рис. 31,д) - ріжковим ключем (рис. 31,к), гвинти з шліцами - за допомогою викруток. При необхідності створити суворо певну силу затягування гайки, болта або гвинта застосовують спеціальні динамометричні ключі (рис. 31,е). У масовому виробництві застосовують пневматичні або

електричні ключі.

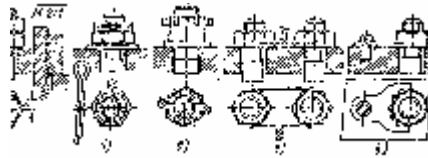


Рис.30

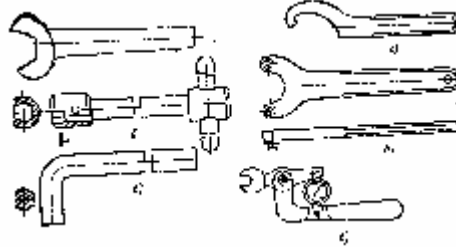


Рис. 31

4.3. Матеріали для виготовлення різьбових виробів

Болти, гвинти, шпильки, гайки загального призначення виготовляють з вуглецевих і легированих сталей марок Ст3, Ст4, Ст5, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 45, 35Х, 50Х і інші. Крім сталей в технічно обґрунтованих випадках для перерахованих різьбових виробів застосовують кольорові метали і сплави (латунь, титанові і інші сплави), неметалічні матеріали (поліаміди, нейлон і інше.).

Для важко навантажених кріпильних різьбових виробів (болтів, гвинтів, шпильок, гайок) застосовують сталі марок 20ХН, 30ХН3А, 40ХН2МА і інші.

Плоскі шайби і деталі гайкових замків виготовляють з сталей марок Ст1, Ст2, Ст3, 0,8, 10, 15, 50 25 пластмас, поліамідів, текстоліту і нейлону.

Пружинні шайби виготовляють з сталей марок 65, 70, 75, 65Х, 30Х13, бронзи БрКМц 3 - 1 і інші.

Для гайкових ключів частіше застосовують сталь 45. Для підвищення міцності різьбових виробів гайкові ключі зазнають термічної обробки або механічного зміцнення.

5. ЗАЛЕЖНІСТЬ МІЖ МОМЕНТОМ, ПРИКЛАДЕНИМ ДО ГАЙКИ, І ОСЬОВОЮ СИЛОЮ

При загвинчуванні гайки (рис. 32) до ключа прикладають обертаючий момент

$$M_{\text{кл}} = F_{\text{кл}} L_p,$$

де $F_{\text{кл}}$ - зусилля на кінці ключа; L_p - розрахункова довжина ручки ключа.

Момент рухомих сил дорівнює сумі моментів сил опору,

$$M_{\text{кл}} = M + M_T,$$

де M - момент сил тертя в різьбі; M_T - момент сил тертя на опорному торці гайки.

Момент в різьбі визначають за формою

$$M = F_3 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\Psi + \varphi'),$$

де F_3 - сила затягування болта (осьова сила, що розтягує болт, замість зовнішньої осьової сили F); Ψ - кут підйому гвинтової лінії; d_2 - середній діаметр різьби; φ' - приведений кут тертя.

Момент сил тертя на опорній поверхні

$$M_T = \frac{1}{3} F_3 f \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2},$$

тут $f = 0,15$ - коефіцієнт тертя між поверхнею гайки (головки) і деталі; D - діаметр захоплення гайкового ключа (опорного торця гайки); $d_0 = d_1 + (1 \dots 1,5)$ мм - діаметр отвору в деталі під болт.

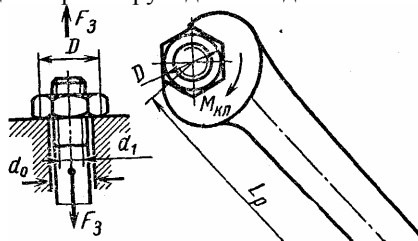


Рис. 32

Підставляючи отримані вирази M і M_T для моменту загвинчування, отримаємо обертаючий момент на ключі

$$M_{кл} = F_{кл} L_p = M + M_T =$$

$$= F_3 \left[\frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\Psi + \varphi') + \frac{1}{3} f \frac{D^3 - d_0^3}{D^2 - d_0^2} \right].$$

5.1. Розрахунок одиночних різьбових з'єднань на міцність при осьовому і поперечному статичному навантаженні

Помічено, що вихід з ладу болтів, гвинтів, шпильок найчастіше відбувається внаслідок розриву (або витягання) стержня (рис. 33) по різьбі або перехідному перетину під головкою.



Рис. 33

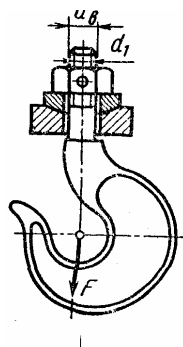


Рис. 34

Внаслідок руйнування або пошкодження різьби, різьбові вироби вибувають з ладу рідше. Для забезпечення міцності різьбових з'єднань для болта визначають діаметр d_1 (рис. 33) в його небезпечному перетині. Надалі скорочено під словом «болт» будемо мати на увазі і інші різьбові вироби: гвинти, шпильки, стержні з різьбою. Потім визначають його інші розміри. Розміри болта, гайки, шайби приймають в залежності від діаметру різьби за відповідними стандартами.

Можливі наступні випадки навантаження болта осьовою силою: без попереднього затягування; болт не навантажений осьовою силою, але має попереднє затягування; болт затягнутий і додатково навантажений зовнішньою осьовою силою; болт навантажений поперечною силою і встановлений із зазором; болт навантажений поперечною силою і встановлений без зазору.

5.2. Розрахунок незатягнутого болта, навантаженого зовнішньою розтягаючою силою

На рис. 34 показаний приклад такого різьбового з'єднання (з'єднання вантажного крюка з обоймою). Стержень крюка працює тільки на розтягнення. Різьбове з'єднання, що розглядається в цьому випадку, називають ненапруженим.

Виконується перевіірочний розрахунок ненапруженого болтового з'єднання. Умова міцності на розтягнення:

$$\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p,$$

де σ_p і $[\sigma]_p$ - відповідно напруження розтягнення в поперечному перетині нарізаної частини болта розрахункове і що допускається; F - розтягуюча зовнішня сила; d_1 - внутрішній діаметр різьби болта.

Проектний розрахунок ненапруженого болтового з'єднання зводиться до визначення внутрішнього діаметра різьби d_1 за умовою міцності

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma]_p}} \cong 1,13 \sqrt{\frac{F}{[\sigma]_p}}$$

де $[\sigma]_p = \sigma_T / [n]_T$ - напруження на розтягнення, що допускається; σ_T - межа текучості матеріалу болта; $[n]_T = 1,5 - 3,0$ - коефіцієнт запасу міцності.

5.3. Розрахунок затягнутого болта, ненавантаженого зовнішньою осьовою силою

Болт випробовує розтягнення і крутіння тільки від затягування. Необхідну силу затягування болта визначають в залежності від характеру навантаження різьбового з'єднання. У машинобудуванні такі болтові з'єднання зустріча-

ють в клеюваних з'єднаннях (рис. 35), в кріпленнях люків кришок і т. п. В таких з'єднаннях стержень болта розтягується силою затягування F_3 і закручується моментом M в різьбі.

Перевірочний розрахунок проводять по σ_E - еквівалентному (приведеному) напруженню для небезпечної точки. Умова міцності $\sigma_E \leq [\sigma]_p$.

Еквівалентне напруження визначаємо по гіпотезі енергії формозміни:

$$\sigma_E = \sqrt{\sigma_p^2 + 3\tau_{kp}^2} = \sqrt{\left(\frac{4F}{\pi d_1^2}\right)^2 + 3\left(\frac{16M}{\pi d_1^3}\right)^2},$$

де σ_p - напруження розтягнення в небезпечному перетині болта; τ_{kp} - найбільше напруження кручення; d_1 - внутрішній діаметр різьби.

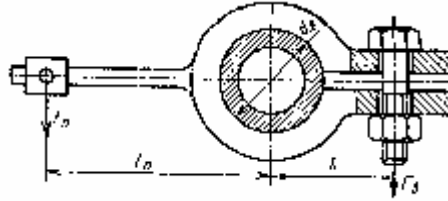


Рис. 35

При розрахунку σ_E момент M в різьбленні визначають за формулою

$$M = F_3 \frac{d_2}{2} \operatorname{tg}(\Psi + \varphi).$$

Сила затягування для розрізної маточини (рис. 35)

$$F_3 = \frac{KM_y d_B}{zf(d_B + 2l)},$$

де $K = 1,2 \dots 1,5$ - коефіцієнт запасу зміщення (зсуву) клеми; $M_y = F_n L_n$ - врівноважуючий момент від протизваги; z - число болтів, що стягуються; f - коефіцієнт тертя; d_B - діаметр валика; l - плече від осі валика, осі затягування.

Для клеми з роз'ємною маточиною

$$F_3 = \frac{KM_y}{zfd_B}.$$

Для проектного розрахунку затягнутого болта, навантаженого осьовою силою внутрішній діаметр різьби болта $d_1 = \sqrt{\frac{4K_3 F_3}{\pi[\sigma]_p}} \cong 1,3 \sqrt{\frac{F_3}{[\sigma]_p}}$, де $K_3 = 1,3$ - коефіцієнт затягування (враховує роботу болта на крутіння при затягуванні);

$[\sigma]_p$ - напруження розтягання для болта, що допускаються.

5.4. Розрахунок болта, затягнутого і додатково навантаженого зовнішньою осьовою силою

Цей випадок є вельми поширеним (фланцеві, фундаментні і тому подібні болтові з'єднання). Для більшості різьбових виробів потрібне попереднє затягування болтів, що забезпечує щільність з'єднання і відсутність взаємних зміщень деталей, які притиснуті одна до одної. Після попереднього затягування під дією сили попереднього затягування болт розтягається, а деталі стискаються. Крім сили попереднього затягування на болт може діяти зовнішня осьова сила. Типовий випадок показаний на рис. 36, де зовнішня сила створюється за рахунок тиску p . Розрахунок ведуть за результатами навантаження болта.

Перераховані види різьбових з'єднань відносять до напружених з'єднань.

Перевірочний розрахунок проводять по умові $\sigma_p = \frac{4F}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_p$.

Розглянемо два випадки розрахунку. При визначенні розрахункового напруження σ_p сила, що розтягує болт, приймається як F_0 - розтягаюча осьова сила діюча на болт. Вона діє на болт після попереднього затягування і прикладення до нього зовнішньої сили F , або F_p - осьова сила, що розтягує болт при відсутності подальшої підтяжки.

$$\begin{aligned} \text{Осьові сили:} \quad F_0 &= [K_3(1 - \chi) + \chi]F; \\ F_p &= [1,3K_3(1 - \chi) + \chi]F, \end{aligned}$$

де K_3 - коефіцієнт затягування болта (для з'єднання без прокладок при змінному навантаженні $K_3 = 1,25 \dots 2,0$; для з'єднання з прокладками $K_3 > 5$); χ - коефіцієнт зовнішнього (основного) навантаження (для з'єднання без прокладок $\chi = 0,2 \dots 0,3$; для з'єднання з пружними прокладками $\chi = 0,4 \dots 0,9$). При проектному розрахунку затягнутого болта з додатковим осьовим навантаженням, при відсутності подальшого затягування визначають діаметр болта

$$d_1 = 1,13 \sqrt{\frac{F_0}{[\sigma]_p}}.$$

5.5. Розрахунок болта, навантаженого поперечною силою при встановленні його із зазором

Для забезпечення нерухомості листів, що з'єднуються 1, 2, 3 болт затягують силою затягування F_3 (рис. 37). Щоб уникнути вигину болта його потрібно затягнути так сильно, щоб сили тертя на стиках деталей були більше зсуваючих сил F_r . Звичайно силу тертя приймають із запасом: $R_f = 1,2F_r$. Знайдемо необхідне затягування болта з обліком, що сила затягування болта може створювати нормальний тиск на поверхнях, що труться (на рис. 37 $i = 2$);

$$F_{r3} = \frac{R_f}{if} = \frac{1,2F_r}{2f} \quad \text{або в загальному випадку} \quad F_{r3} = \frac{1,2F_r}{2f}.$$

По знайденій силі затягування болт розраховують як такий, що випробовує розтягнення і крутіння.

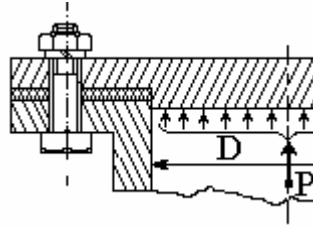


Рис. 36

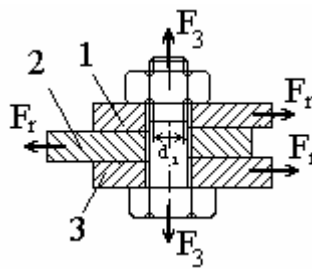


Рис. 37

5.6. Розрахунок болта, навантаженого поперечною силою, з встановленням його без зазору

Таке з'єднання розраховують на зріз болта (Рис. 38). Перевірочний розрахунок. Умова міцності $\tau_{cp} \leq [\tau]_{cp}$,

$\tau_{cp} = \frac{F_r}{(\pi d^2 / 4)i}$ - розрахункове напруження зрізу болта; F_r - поперечна сила; d - діаметр стержню в небезпечному перетині; $[\tau]_{cp}$ - напруження зрізу, що допускається для болта; i - число площин зрізу (на рис. 38 $i = 2$); $[\tau]_{cp} = (0,2 \dots 0,3) \sigma_T$.

При проектному розрахунку виконують визначення діаметра стержня

$$d = \sqrt{\frac{4F_r}{\pi[\tau]_{cp}}} = 1,13 \sqrt{\frac{F_r}{[\tau]_{cp} i}}.$$

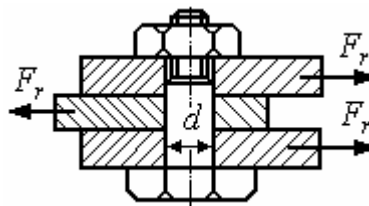


Рис. 38

5.7. Деякі рекомендації для розрахунку на міцність групових болтів

Розрахунок групових болтів виконують за умовою коли, болти навантажені рівномірно, наприклад, кріплення кришок підшипників, круглих кришок судин. У цьому випадку визначають силу, діючу на один болт $F = \Sigma F/z$, де ΣF - зовнішня сила, діюча на групу болтів; z - число болтів групи.

В попередніх формулах проводять перевірочний або проектний розрахунок для одного болта. Всі болти приймають однакових розмірів. В залежності від конструкції групового болтового з'єднання формула для визначення сили, діючої на один болт, може бути видозмінена.

Розрахунок групи болтів, навантажених неоднаковою силою (наприклад, кріплення корпусів підшипників до металокопункції, машин з фундаментними болтами) проводять по найбільш навантаженому болту. За методикою приведеною раніше визначають розміри цього болта, а інші болти як правило, приймають тих же розмірів. Так часто роблять для спрощення конструкції вузла.

Зовнішню силу, що доводиться на найбільш навантажений болт, в кожному конкретному випадку визначають у відповідності із схемою навантаження.

5.8. Розрахунок різьби на міцність

При розрахунку різьби на міцність приймають наступне допущення: всі витки різьби навантажуються рівномірно (хоч теоретичними і експериментальними дослідженнями встановлено, що для гайки з шістьма витками перший виток різьби сприймає 52% всіх осьових навантажень, другий - 25 %, третій - 12%, шостий тільки - 2 %) (рис. 39).

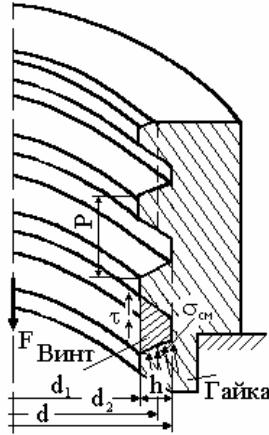


Рис. 39

5.9. Розрахунок різьби у напрямі змінання

При перевірочному розрахунку умова міцності $\sigma_{cm} \leq [\sigma]_{cm}$, де $\sigma_{cm} = \frac{F}{\pi d_2 h z}$ - розрахункове напруження змінання у різьбі; F - осьова сила; d_2 - середній діаметр різьби; h - висота профілю; z - число витків різьби в гайці; $[\sigma]_{cm}$ - напруження змінання, що допускається в різьбі (для вуглецевої сталі $\sigma_{cm} = (0,8 \dots 1,0) \sigma_T$; для легованої сталі ($\sigma_{cm} = (0,6 \dots 0,8) \sigma_T$; для чавуну $\sigma_{cm} = (0,6 \dots 0,8) \sigma_B$).

При обраному профілю необхідне число витків різьби в гайці $z \geq \frac{F}{\pi d_2 h [\sigma]_{cm}}$.

5.10. Перевірочний розрахунок різьби по напруженню зрізу

Перевірочний розрахунок різьби по напруженню зрізу за умовою міцності $\tau_{cp} \leq [\tau]_{cp}$, де τ і $[\tau]_{cp}$ - розрахункове і напруження зрізу, що допускається в різьбі. Для гвинта $\tau_{cp} = \frac{F}{\pi d_1 K H}$; для гайки $\tau_{cp} = \frac{F}{\pi d K H}$, де F - сила, діюча на болт; d_1 - внутрішній діаметр різьби; d - зовнішній діаметр різьби; H - висота гайки; K - коефіцієнт, що враховує тип різьби. Для трикутної різьби K = 0,8; для прямокутної K = 0,5; для трапецеїдальної K = 0,62.

Задавши тип різьби і визначивши діаметр d при проектному розрахунку, можна визначити висоту гайки в залежності $H = \frac{F}{\pi d_1 K [\tau]_{cp}}$.

Стандартні кріпильні вироби на міцність різьби не перевіряють.

6. ВЛАШТУВАННЯ І ПРИЗНАЧЕННЯ ПЕРЕДАЧІ ГВИНТ-ГАЙКА

Передачі гвинт-гайка застосовують в різних машинах і механізмах для перетворення обертального руху в поступальний рух. В ряді випадків ці передачі використовують для отримання великого виграшу в силі.

Перевага передачі гвинт-гайка це можливість отримання повільного руху і високої точності переміщень при не складній і недорогій конструкції передачі, велика несуча здатність і компактність.

Недолік передачі це низький коефіцієнт корисної дії.

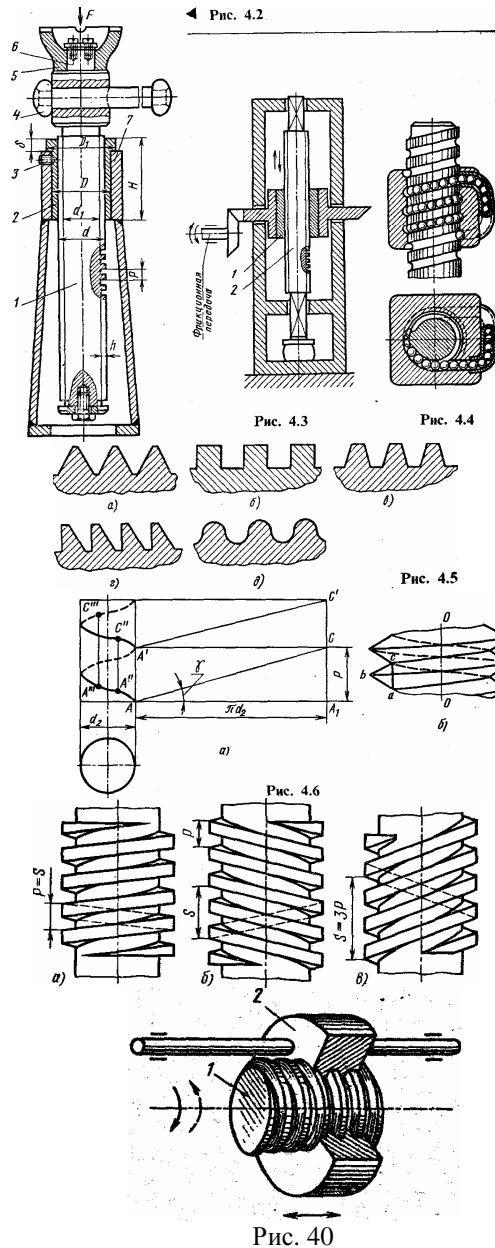
У гвинтових механізмах обертання однієї із зв'язаних деталей (гайки або гвинта) здійснюється за допомогою окружної сили F, яка прикладається до важеля, маховика, шестерні. Передавальне число при цьому виражають відношенням переміщення S_t точки на яку діє окружна сила по дузі кола, до переміщення S_x гайки або гвинта в осьовому напрямі:

$$i = S_t / S_x = \pi D / S,$$

де i - передавальне число; D - діаметр маховика; $R=D/2$ - радіус (плече) додатку окружної сили F_t , перпендикулярної радіусу; S - хід гвинта.

Залежність між окружною F_t і осьовою F силою виражається простим співвідношенням $F = F_t i \eta$, тут η - коефіцієнт корисної дії гвинтової пари.

Передачу гвинт-гайка застосовують у самих різних машинобудівних конструкціях, таких, наприклад, як підйомно-транспортні машини (домкрати, механізми зміни вильоту кранів, пічні штовхачі), верстати (механізми подачі робочих інструментів і здійснення точних ділильних переміщень, регулювання і настроювання), прокатні стани (натискаючі гвинти, регулювально-настановні механізми підшипників), гвинтові преси. По конструкції гвинт являє собою циліндричний стержень із різьбою на значній частині довжини; гайку в більшості випадків виконують у формі втулки з фланцем для осьового кріплення гайки. Для передатних передач застосовують трапецеїдальну різьбу, яку можна виготовити фрезеруванням; і її тривкість вище тривкості прямокутної різьби, а втрати на тертя лише незначно більше (рис. 40).



Найбільше поширена різьба із середнім кроком. Різьбу з дрібним кроком застосовують для переміщень підвищеної точності, а з великим кроком - при важких умовах роботи передачі (небезпеки підвищеного зношування). Для гвинтів, що знаходяться під дією великих осьових односторонніх навантажень, наприклад у пресах, натискаючих пристроях прокатних станів, вантажних гаках і іншому, застосовують упорну різьбу. Різьба гвинтів і гайок передач в залежності від призначення може бути правою або лівою, однозахідною або багатозахідною. Для передач, що самостійно гальмуються, застосовують однозахідну різьбу. Гвинти передач без термообробки виготовляють із сталі 45,50 і інших, а з загартуванням - із сталей 65Г, 40Х, 40ХГ і інших. Для зменшення тертя і зношування різьби гайки передач виготовляють із бронз брОФ10-1, брОЦС6-6-3, брАЖ9-4 і інших. Для економії бронзи гайки передач великих діаметрів роблять біметалічними (сталевий або чавунний корпус заливають бронзою). За тими ж розуміннями гайки передач при невеликих навантаженнях і швидкостях виготовляють з антифрикційного чавуну.

Передачу гвинт-гайка виконують: з обертовим гвинтом і поступальним рухом гайки (найбільше поширений вид

передачі); з обертовим і одночасно поступально рухаючимся гвинтом при нерухомій гайці (простий домкрат); з обертовою гайкою і поступальним рухом гвинта.

Зустрічаються передачі інших конструкцій, у тому числі і телескопічна з двома гвинтовими парами. Застосовують передачу гвинт-гайка, у яких тертя ковзання замінено тертям кочення, кулькові гвинтові пари. Така передача виконується з гвинта, гайки і кульок, що заповнюють простір між западинами різьби. Переміщення кульок відбувається по замкнутому каналі, що з'єднує перший і останній витки різьби гайки. Різноманітні конструкції кулькових гвинтових пар відрізняються профілем різьби і розташуванням каналу для кульок. Гідності кулькових гвинтових пар це високий коефіцієнт корисної дії (до 90%), можливість повного усунення осьового і радіального зазорів.

6.1. Розрахунок гвинтів і гайок передачі

Основна причина виходу з ладу гвинтів і гайок передач є зношення різьби. В основі критерію зносостійкості різьби гвинтової пари приймають, тиск q між різьбами гвинта і гайки, що не повинно перевищувати тиск який допускається $[q]$ і залежить від матеріалів гвинтової пари й умов її експлуатації. Умова зносостійкості $q = \frac{F}{(\pi d_2 h z_b)} \leq [q]$, де F - осьова сила, що діє на гвинт і гайку; d_2 - середній діаметр різьби; h - робоча висота профілю різьби; Z_b - число витків різьби гайки.

Робоча висота h профілю для квадратної і трапецеїдальної різьби $h=0,5P$, де P - крок різьби. Число витків різьби Z_b гайки зв'язано з її висотою H и кроком різьби співвідношенням $Z_b=H/P$.

При проектувальному розрахунку гвинта і гайки на зносостійкість різьби користуються формулою $d_2 = \sqrt{\frac{2F}{(\pi K [q])}}$, де $K=H/d$ - відношення висоти гайки до середнього діаметру різьби; $K = 1,25 \dots 2,5$ для суцільних гайок і $K = 2,5 \dots 3,5$ для роз'ємних гайок. Значення K тим більше, чим більше діаметр різьби. Рекомендують приймати для загартованої сталі по бронзі $[q]=10 \dots 13$ МПа (для натискаючих гвинтів прокатних станів $[q]=15 \dots 20$ МПа); для незагартованої сталі по бронзі $[q]=8 \dots 10$ МПа, для незагартованої сталі по чавуні $[q]=5 \dots 6$ МПа.

За знайденим значенням середнього діаметра d_2 різьби для стандартного різьбового з'єднання по відповідному ДСТ приймають розміри всіх параметрів різьби: зовнішнього діаметра d_1 ; внутрішнього діаметра d_2 ; висоти профілю h і кроку P (таблиці 5...9).

Для всякої різьби хід P_h і кут нахилу Ψ , що приймається по середньому діаметрі різьби d_2 визначають за формулами

$$P_h = nP; \operatorname{tg} \Psi = \frac{P_h}{(\pi d_2)},$$

де n - число заходів різьби.

Для сильно навантажених гвинтів рекомендується робити перевірочний розрахунок на тривкість, на спільну дію кручення і розтягання (або стискання), а в деяких випадках і згину. Гвинт, що працює на розтягання (або стискання) і кручення найбільш розповсюджений випадок навантаження, передачі гвинт-гайка.

Таблиця 5 Діаметри і кроки, мм, різьби трапецеїдальної однозахідної

Номінальний діаметр d різьби для ряду			Крок різьби P	Номінальний діаметр d різьби для ряду			Крок різьби P
1	2	3		1	2	3	
8	-	-	2;1,5	50	52	-	12;8;3
10	-	-	3;2	-	56	-	12;8;3
12	14	-	3;2	-	56	-	12;8;3
16	18	-	4;2	-	-	65	16;10;4
20	-	-	4;2	-	70	75	16;10;4
-	22	24	8;5;2	80	-	-	16;10;4
26	28	-	8;5;2	-	-	85	20;12;5
-	-	30	10;6;3	-	90	95	20;12;5
32	-	34	10;6;3	100	110	-	20;12;5
-	36	38	10;6;3	120	-	130	24;16;6
40	-	42	10;6;3	-	140	150	24;16;6
-	44	46	12;8;3	160	-	170	24;16;8

Різьби розраховують на тривкість по гіпотезі найбільших дотичних напружень:

$$\sigma_{\text{екв}} = \sqrt{\left(\frac{4F}{(\pi d_1^2)} \right)^2 + 4 \left(\frac{T}{(0,2 d_1^3)} \right)^2} \leq [\sigma_p],$$

де $\sigma_{\text{екв}}$ - еквівалентне (приведене) напруження для небезпечної точки гвинта; $[\sigma_p]$ - напруження на розтягання для гвинта, що допускаються; F і T - відповідно повздовжня сила і обертаючий момент, виникаючі в небезпечному перетині гвинта.

У ряді випадків (наприклад, для звичайного домкрата) момент, що крутить, у небезпечному перетині гвинта дорівнює моменту T в різьбі, обумовленому для прямокутної різьби

$$T = 0,5d_2 Ftg(\Psi + \varphi).$$

Напруження на розтягання $[\sigma_p]$ і стискання $[\sigma_{сж}]$, що допускаються, для гвинтів передач $[\sigma_p] = [\sigma_{сж}] = \sigma_T/3$, де σ_T - межа текучості матеріалу гвинта.

Таблиця 6 Номінальні розміри, мм, трапецеїдальної однозахідної різьби і формули для визначення d_1, d_2, d_3, d_4

Крок різьби P	Діаметр різьби				
	Гвинта		Гвинта і гайки	Гайки	
	Зовнішній d	Внутр d ₁	середній d ₂	зовнішній d ₄	внутрішній d ₃
4	16;18;20;65;70;75	d-4,5	d-2	d+0,5	d-4
5	22;24;26;28;85;90	d-5,5	d-2,5	d+0,5	d-5
6	30;32;34;36;38;40;42;120;130;140;150	d-7	d-3	d+1	d-6
8	22;24;26;28;44;46;48;50;52;55;60;170	d-9	d-4	d+1	d-8
10	30;32;34;36;38;40;42;65;75;80;200	d-11	d-5	d+1	d-10
12	44;46;50;52;55;60;85;90;95;100;110;240;250;260;280	d-13	d-6	d+1	d-12
16	65;70;80;120;130;140;150;160;170	d-18	d-8	d+2	d-16
20	85;90;95;100;110;180;190;200;210	d-22	d-10	d+2	d-24

Таблиця 7 Діаметри і кроки, мм, упорної однозахідної різьби

Діаметр d для ряду		Крок різьби P	Діаметр d для ряду		Крок різьби P
1	2		1	2	
10	-	2	32	-	10;6;3
12	-	2	-	36	10;6;3
16	-	2	40	-	10;6;3
-	18	2	-	44	12;8;3
20	-	2	50	-	12;8;3
-	22	8;5;2	-	55	12;8;3
26	-	8;5;2	60	-	12;8;3
-	28	8;5;2	-	70	16;10;4

Таблиця 8 Розміри, мм, упорної різьби і формули для визначення d_1, d_2, d_1'

Крок P	Діаметр різьби			
	Гвинта і гайки		Гвинта	Гайки
	Зовнішній d	Середній d ₂	Внутрішній d ₁	Внутрішній d ₁ '
2	10;12;16;18;20;22;24;26	d-1,5	d-4-0,528	d-3
3	30;32;34;36;38;40;42;44;46;48;50;52;55;60	d-2,25	d-6+0,794	d-4,5
4	65;70;75;80	d-3	d-7+0,058	d-6
6	30;32;34;36;38;40;42;120;130;140;150	d-4,5	d-11+0,586	d-9
8	22;24;26;28;44;46;48;50;52;55;160;170;180	d-6	d-14+0,116	d-12

Примітки: 1. Зовнішній діаметр d гвинта одночасно є і номінальним діаметром різьби.
2. Зазори по середньому і зовнішньому діаметрам визначаються допусками на різьбу.

Таблиця 9 Розміри, мм, елементів різьби

Крок різьби P	Висота профілю h ₁	Робоча висота профілю h	Радіус скруглення r
2	1,736	1,50	0,249

3	2,603	2,25	0,343
4	3,471	3,00	0,497
5	4,339	3,75	0,621
6	5,207	4,5	0,746
8	6,942	6	0,994

Для трапецеїдальної і трикутної різьби $T = 0,5d_2 F \operatorname{tg}(\psi + \varphi')$, де φ - кут підйому, а φ' - приведений кут тертя $\varphi' = \frac{\varphi}{\cos(\alpha/2)}$, де α - кут профілю різьби. Для трапецеїдальної різьби $\alpha = 30^\circ$ і, отже, $\varphi' = 1,04$, а для стандартної трикутної різьби $\alpha = 60^\circ$ і $\varphi' = 1,15$.

Тому що для трапецеїдальної різьби φ' мало відрізняється від φ , то при розрахунку приймають $\varphi' \approx \varphi$. Кут тертя φ визначають за формулою, відомої з теоретичної механіки: $\operatorname{tg} \varphi = f$, де f - коефіцієнт тертя в різьбі. При слабкому змащуванні для сталі по бронзі $f = 0,1$, для сталі по чавуні $f = 0,15$.

Довгий гвинт, що знаходиться під дією сили стискування F , додатково перевіряють на втомливість (подовжній вигин). Коефіцієнт запасу втомливості $F \leq \pi^2 E / [S_y (\mu l)^2]$, де E - модуль подовжньої пружності матеріалу гвинта; I - приведений (або умовний) момент інерції площі перетину гвинта; $[S_y]$ - коефіцієнт запасу втомливості, що допускається. $[S_y] = 2,5 \dots 5,0$. Менші значення (2,5...4,0) - для вертикальних, великі (3,5...5,0) - для горизонтальних гвинтів. μ - коефіцієнт приведення довжини гвинта, що залежить від типу його опорного закріплення. При одній жорсткій опорі гвинта домкратів $\mu = 2$; при двох шарнірних опорах $\mu = 1$ (опору вважають шарнірною, якщо відношення довжини l до середнього діаметра d_2 різьби менше 1,5); якщо одна опора жорстка, а інша - шарнірна, то $\mu = 0,7$; l - вільна довжина гвинта; μl - приведена довжина гвинта.

Приведений момент інерції площі перетину гвинта обчислюють по емпіричній формулі $I = \left(\frac{\pi d_1^4}{64} \right) \left(0,4 + 0,6 \frac{d_2}{d_1} \right)$.

Приведена залежність є різновидом формули Ейлера для критичної сили і застосовується при гнучкості гвинта λ не нижче граничної ($\lambda \geq \lambda_{\text{кр}}$). Для сталевих гвинтів можна приймати $\lambda_{\text{кр}} = 90$. Гнучкість гвинта $\lambda = \mu l / u$, де u - радіус інерції перетину гвинта $u = \sqrt{I/A}$, тут $A = \frac{\pi d_1^2}{4}$ - площа поперечного перетину по внутрішньому діаметрі різьби гвинта.

Втомливість гвинтів із сталі Ст5, 40, 45, 50 при $\lambda = 55 \dots 90$ перевіряють за формулою $F \leq \left(\frac{\pi d_1^2}{4} \right) (5890 - 38,2\lambda) / [S_y]$.

У формулі сила вимірюється у Ньютонах, а діаметр у міліметрах. При $\lambda < 55$ перевірка на втомливість не потрібна.

Висота гайки $H = K d_2$. Зовнішній діаметр гайки D з округленням до цілого числа міліметрів визначають з умовного розрахунку на розтягання із допущенням, що вся сила сприймається тією частиною гайки, що розташована поза фланцем. Умова тривкості гайки на розтягнення $D = \sqrt{4F / (\pi [\sigma_p] + d^2)}$, де $[\sigma_p]$ - напруження на розтягнення гайки, що допускається.

Товщину фланця δ визначають з умови тривкості фланця на зріз

$$\tau_c = F / (\pi D \delta) \leq [\tau_c], \text{ звідки } \delta \geq F / (\pi D [\tau_c]), \text{ тут } [\tau_c] - \text{ напруження на зріз для матеріалу гайки, що допускається.}$$

Перевірочний розрахунок на втомливість стиснутих стержнів можна виконати з використанням спрощеного виразу

$$\sigma = 4F / (\pi d_1^2) \leq \xi [\sigma_c],$$

де ξ - коефіцієнт зменшення напружень для стиснутих стержнів. Нижче зазначені значення ξ для сталевих стержнів у залежності від їхньої гнучкості λ (значення ξ , приведені в нижньому ряду, відносяться до сталей підвищеної якості):

λ	30	50	60	80	100	120	140	160
ξ	0,91	0,86	0,82	0,70	0,51	0,37	0,29	0,24
ξ	0,91	0,83	0,79	0,65	0,43	0,30	0,23	0,19

Термічно оброблені ходові гвинти до токарських верстатів нормальної і підвищеної точності виготовляють із гарячекатаної сталі А40Г. Використовують також термооброблені сталі 45 і 40Х. Для ходових гвинтів класів точності 0 і 1 застосовують сталь У10А. Якщо гвинти остаточно обробляють різцем, то сталь відпалюють до твердості НВ200. Гайки для гвинтів класів точності 0; 1 і 2 виготовляють із бронзи БрОФ7-0,2 і БрОЦС5-5-5; для гвинтів класів точності 3 і 4 - з антифрикційного чавуну. Напруження в матеріалі гвинта, що допускаються можна визначити по залежності $[\sigma_p] = [\sigma_c] = \sigma_T / n$, де $n = 3,0 \dots 3,5$ - коефіцієнт запасу тривкості за межею текучості. Нижче зазначені рекомендовані значення напружень для матеріалу гайки, що допускаються:

Матеріал	Напруження, що допускаються, МПа
Бронза	$[\sigma_p] = 35 \dots 45$; $[\tau_c] = 20 \dots 25$

Зовнішній діаметр D_1 фланця

$$D_1 = \sqrt{\frac{4F}{\pi[\sigma_{см}]} + D^2},$$

де $[\sigma_{см}]$ - напруження на зминання для фланця гайки, що допускається. Рекомендують приймати: для бронзи $[\sigma_{см}] = 35...45$ МПа; для чавуна $[\sigma_{см}] = 20...25$ МПа; для бронзи або чавуна по чавуну або сталі $[\sigma_{см}] = 35...45$ МПа.

Коефіцієнт корисної дії передачі гвинт-гайка з деяким наближенням можна визначити, як коефіцієнт корисної дії гвинтової пари при прямокутній або квадратній різьбі.

7. ПИТАННЯ ДЛЯ САМОКОНТРОЛЮ

1. Різьба і її різновиди, гідності, нестачі й області застосування окремих видів різьб ?
2. Різьба і добір її за DST; конструкція болтів, шпильок, гвинтів шайб і гайкових замків, їхнього різновиду за DST; їхні матеріали ?
3. Яка різниця в розрахунках болтів в залежності від способу їх навантаження ?
4. Як розраховуються болти при дії на них перемінного навантаження, а також високих температур ?
5. Ознайомитися з методами розрахунку груп болтів і з нормами напружень при розрахунку, що допускаються ?
6. Які розрізняють типи різьб по призначенню і по геометрії. Які з них є стандартними ?
7. Які існують види різьб по числу заходів її і по напрямку нахилу витків і де вони застосовуються ?
8. Чому для болтів застосовується трикутна різьба ?
9. Які розрізняють види метричної різьби ?
10. Чому метричні різьби з великим кроком мають переважне застосування ?
11. Коли застосовуються різьба з дрібними кроками, а також прямокутна, трапецеїдальна, упорна і кругла ?
12. Як розраховується різьба ?
13. Які розрізняють болти і гвинти за формою головок ?
14. Які розрізняють болти, гвинти і шпильки за призначенням і за конструкцією ?
15. Які гайки, шайби і гайкові замки розрізняють по конструкції ?
16. З якого матеріалу виконуються болти, гвинти, шпильки, гайки, гайкові замки ?
17. Які пристрої застосовують для розвантаження болта від дії поперечної сили ?
18. Коли застосовують шпильки і гвинти замість болтів ?
19. Як розраховують болт (гвинт, шпилька) навантажений силою, що розтягує ?
20. Як розраховують болт навантажений осьовою силою і обертаючим моментом затягування ?
21. Як розраховують попередньо затягнутий болт додатково навантажений силою, що затягує, із наступним затягуванням болта або без неї ?
22. Як розраховують болт встановлений в отвір із зазором, навантажений поперечною силою ?
23. Як розраховують болт встановлений в отвір без зазору, навантажений поперечною силою ?
24. Як розраховують попередньо затягнутий болт із ексцентричною головкою додатково навантажений зовнішньою ексцентричною силою ?
25. Яка методика розрахунку групи болтів ?
26. Як розраховують болти клемових з'єднань ?
27. Як визначають допустимі напруження для болтів, гвинтів при розрахунку їх на тривкість ?
28. Якими способами досягається збільшення витривалості болтів шпильок і гайок ?
29. Де застосовують передачу гвинт-гайка ?
30. Які гідності і нестачі передачі гвинт-гайка ?
31. Як улаштовані гвинти і гайки передач ?
32. З яких матеріалів виготовляють гвинти і гайки передач ?
33. Як визначають коефіцієнт корисної дії передач гвинт-гайка ?
34. Як визначають момент, для обертання гвинта або гайки ?
35. Як розраховують гвинти передач ?
36. Що є основною причиною виходу з ладу гвинтів і гайок передач ?
37. Коли гвинти передач розраховують на тривкість і коли на втомливість ?
38. Як визначають основні розміри гайки ?
39. З якого матеріалу виконують передачу ?
40. Як визначають допустиме напруження для розрахунку ходових гвинтів і гайок передач ?

8. ПРИКЛАДИ РОЗРАХУНКУ РОЗ'ЄМНИХ З'ЄДНАНЬ

8.1. Шпонкові і зубчаті

Приклад 1

Циліндричне зубчате колесо закріплене призматичною шпонкою на валу редуктора діаметром $d = 40$ мм (рис. 41). Вал (сталь 50) передає обертаючий момент $T = 400$ Н·м. Матеріал шпонки - сталь 45, матеріал зубчатого колеса -

сталь 40X. Довжина маточини $l_1 = 53$ мм. Режим роботи редуктора середній. Підібрати шпонку по СТ СЭВ 189-75 і перевірити її тривкість.

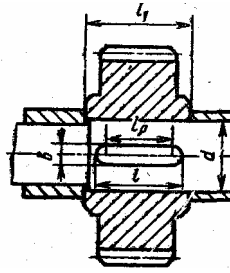


Рис. 41

Рішення

1. За діаметром валу $d_v = 40$ мм вибираємо по СТ СЭВ 189 - 75 розміри перетину призматичної шпонки: $b = 12$ мм, $h = 8$ мм; по табл. 1 знаходимо довідковий розмір $t_1 = 3,6$ мм. Довжину шпонки l приймаємо на 3-5 мм менше довжини маточини l_1 колеса і порівнюємо з переліком довжин шпонок. Вибираємо робочу довжину шпонки $l_p = 50$ мм ($l_p = 53 - 3 = 50$ мм). Розміри обраної шпонки 12 x 8 x 50.

2. Перевіряємо обрану шпонку на зминання. $\sigma_{см} = 2 \cdot 400 / (40 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^{-3} \cdot 3,6 \cdot 10^{-3}) = 111$ МПа; $\sigma_{см} = 111$ МПа < $[\sigma_{см}] = 130 \dots 180$ МПа (для середнього режиму роботи).

3. Перевіримо тривкість обраної шпонки на зріз $\tau_{зр} = 2 \cdot 400 / (40 \cdot 10^{-3} \cdot 12 \cdot 10^{-3} \cdot 50 \cdot 10^{-3}) = 33,33$ МПа; $\tau_{зр} = 33,33$ МПа < $[\tau_{зр}] = 70 \dots 100$ МПа.

Отже, призматична шпонка 12x8x50 за умовою тривкості підходить для даного з'єднання.

Приклад 2

Визначити граничний обертаючий момент, що може передати призматична шпонка розміром 20x12x110. Шпонка виготовлена зі сталі 45 і фіксує зубчате колесо на валу редуктора. Матеріал маточини - чавун, матеріал валу - сталь 50, діаметр валу $d = 70$ мм. Режим роботи середній.

Рішення

1. Робоча довжина шпонки $l_p = l - b = (110 - 20) = 90$ мм.

2. По табл. 1 знаходимо довідковий розмір $t_1 = 5,2$ мм. Приймаємо допустиме напруження на зминання $[\sigma_{см}] = 80$ МПа (для маточин із чавуну й алюмінієвих сплавів).

3. Граничний обертаючий момент $T_{пр} = [\sigma_{см}] d_v l_p / 2 = 80 \cdot 10^6 \cdot 70 \cdot 10^{-3} \cdot 90 \cdot 10^{-3} \cdot 5,2 \cdot 10^{-3} / 2 = 1310,4$ Н·м.

Приклад 3

Підібрати сегментну шпонку для кріплення втулкової муфти на валу діаметром $d = 40$ мм, перевіривши її на зріз і зминання. Потужність яка передається дорівнює $P = 2$ кВт, частота обертання валу 1140 min^{-1} . Режим роботи середній. Муфта виконана зі сталі 40X, шпонка - із сталі 45, вал із сталі 50.

Рішення

1. Для діаметру вала $d = 26$ мм вибираємо сегментну шпонку з розмірами (мм): $b = 6$, $h = 10$, $d_1 = 25$, $l = 24,5$, $t = 7,5$.

2. Переданий муфтою момент $T = P / \omega = 30P / (\pi n) = 30 \cdot 2 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 1140) = 16,76$ Н·м.

3. Напруження зминання $\sigma_{см} = 2 \cdot 16,76 / [40 \cdot 10^{-3} \cdot (10 \cdot 10^{-3} - 7,5 \cdot 10^{-3}) \cdot 24,5 \cdot 10^{-3}] = 13,68$ МПа < $[\sigma_{см}] = 80 \dots 150$ МПа.

4. Перевіряємо напруження зрізу $\tau_{зр} = 2 \cdot 16,76 / (40 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 10^{-3} \cdot 24,5 \cdot 10^{-3}) = 5,70$ МПа; $\tau_{зр} = 5,70$ МПа < $[\tau_{зр}] = 70 \dots 100$ МПа.

Обрана шпонка працює з великим запасом тривкості.

Приклад 4

Чавунний шків клинопасової передачі з'єднаний із валом діаметром $d = 50$ мм клиновою врізаною шпонкою. Необхідно підібрати шпонку і знайти граничний обертаючий момент, що вона може передати. Довжина маточини $l_{ст} = 70$ мм, матеріал шпонки - сталь Ст5; матеріал валу - сталь 40X; коефіцієнт тертя $f = 0,17$; напруження зминання для матеріалу шпонки $[\sigma_{см}] = 150$ МПа; розрахунковий діаметр шківа $D_{ср} = 360$ мм; окружна сила $F_t = 3$ кН.

Рішення

1. Переданий обертаючий момент $T = F_t \cdot D_{cp} / 2 = 3000 \cdot 360 \cdot 10^{-3} / 2 = 540 \text{ Н} \cdot \text{м}$.
2. За діаметром валу $d = 50 \text{ мм}$ вибираємо клинову шпонку з розмірами $b = 16 \text{ мм}$, $h = 10 \text{ мм}$. Довжину шпонки вибираємо на 5 мм менше довжини маточини $l = l_{ст} - 5 = 70 - 5 = 65 \text{ мм}$. З ряду довжин шпонок вибираємо шпонку довжиною 61 мм.
3. Перевіряємо шпонку на тривкість по напруженнях змінання $\sigma_{см} = 12 \cdot 540 / [16 \cdot 10^{-3} \cdot 63 \cdot 10^{-3} \cdot (0,17 \cdot 50 \cdot 10^{-3} + 16 \cdot 10^{-3} / 6)] = 57,6 \text{ МПа} < [\sigma_{см}] = 150 \text{ МПа}$.
4. Граничний обертаючий момент, що може передати обрана шпонка,

$$T = 0,5 \cdot [\tau_{cp}] \cdot b l (fd + b / 6) =$$

$$= 0,5 \cdot (150 \cdot 10^6 \cdot 16 \cdot 10^{-3} \cdot 63 \cdot 10^{-3} \cdot$$

$$\cdot (0,17 \cdot 50 \cdot 10^{-3} + 16 \cdot 10^{-3} / 6)) = 843,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Приклад 5

Підібрати і перевірити на тривкість рухливе шліцьове з'єднання вторинного вала коробки передач пожежного автомобіля (обертаючий момент $T = 0,4 \text{ кН} \cdot \text{м}$). Розрахунок провести для двох випадків: шліцьове з'єднання прямобічне, $d = 28 \text{ мм}$, $D = 32 \text{ мм}$; шліцьове з'єднання евольвентне, $D = 35 \text{ мм}$. Матеріал сталь 45, термообробка - поліпшення. Довжина маточини шестерні $l = 55 \text{ мм}$. Умови експлуатації середні, переміщення втулки без навантаження.

Рішення

1. Вибираємо прямобічне шліцьове з'єднання середньої серії $d = 28 \text{ мм}$, $D = 34 \text{ мм}$, $z = 6$, $b = 7$, $f = 0,4$.
 2. Напруження, що допускається $[\sigma_{см}] = 45 \text{ МПа}$.
 3. Перевіряємо з'єднання на змінання з урахуванням $d_{cp} = (D+d)/2 = (34+28)/2 = 31 \text{ мм}$; $h = (D-d)/2 - 2f = (34-28)/2 - 2 \cdot 0,4 = 2,2 \text{ мм}$;

$$\sigma_{см} = 2 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} / (30 \cdot 10^{-3} \cdot 6 \cdot 2,2 \cdot 10^{-3} \cdot 55 \cdot 10^{-3} \cdot 0,75) = 48,6 \text{ МПа}; > [\sigma_{см}] = 45 \text{ МПа}$$
 4. Обираємо евольвентне шліцьове з'єднання з $m = 2 \text{ мм}$ із ряду кращих значень z : $D = 35 \text{ мм}$, $m = 2 \text{ мм}$, $z = 16$. Приймавши $[\sigma_{см}] = 30 \dots 60 \text{ МПа}$, перевіряємо з'єднання на змінання з урахуванням $d_{cp} = mz = 2 \cdot 10 \cdot 3 = 32 \cdot 10^{-3} \text{ м}$; $h = \theta m = 0,9 \cdot 2 \cdot 10^{-3} = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$, (де $\theta = 0,9$ при центруванні по зовнішньому або внутрішньому діаметрі).

$$\sigma_{см} = 2 \cdot 0,4 \cdot 10^{-3} / (32 \cdot 10^{-3} \cdot 16 \cdot 1,8 \cdot 10^{-3} \cdot 55 \cdot 10^{-3} \cdot 0,75) = 21,04 \text{ МПа}; < [\sigma_{см}] = 45 \text{ МПа}$$
- Значно менші розрахункові значення напружень змінання для евольвентного шліцьового з'єднання (у порівнянні з прямобічним) підтверджують перевагу евольвентних з'єднань.

8.2. Різьбові з'єднання

Приклад 6

Визначити силу R , що необхідно прикласти до стандартного ключа при загвинчуванні гайки (рис. 42) до появи в стержні болта (різьба М8) напружень, рівних межі текучості. Орієнтована довжина ручки стандартного ключа $L = 15d$; коефіцієнт тертя в різьбі і на торці гайки прийняти $f = 0,15$. Матеріалом болта задатися

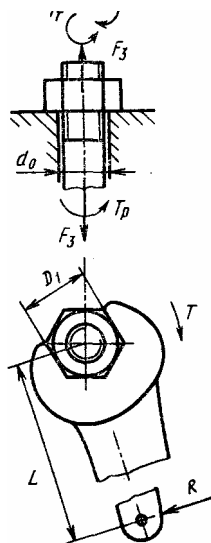


Рис. 42

Рішення

1. З таблиць Держстандарту виписуємо необхідні для рішення розміри: зовнішній діаметр різьби $d = 8 \text{ мм}$, внутрішній діаметр різьби $d_1 = 6,647 \text{ мм}$, крок різьби $P = 1,25 \text{ мм}$, кут підйому різьби $\beta = 3 \text{ } 12'$, середній діаметр різьби d_2

= 7,188 мм.

2. Для матеріалу болта (сталь 20) приймаємо межу текучості $\sigma_T = 250$ МПа [кут β можна обчислити за формулою $\operatorname{tg}\beta = P/(\pi d_2)$].

3. Осьова сила F_3 , при якій напруження в стержні болта досягають межі текучості $F_3 = \pi d_1^2 \sigma_T / 4 = 3,14(6,647 \cdot 10^3)^2 240 \cdot 10^6 / 4 = 8328$ Н = 8,33 кН.

4. Обертаючий момент, що варто прикласти до гайки, щоб створити необхідну силу затягування, знайдемо за формулою

$$T = RL = F_3 [D_{cp} f / 2 + d_2 \operatorname{tg}(\beta + \varphi') / 2],$$

де $D_{cp} \approx 1,4d = 1,4 \cdot 8 = 11,2$ мм;

$f' = f / \cos(\alpha/2) = f / \cos 30^\circ = 0,15 / 0,866 = 0,173$; $\varphi' = \operatorname{arctg} f' = \operatorname{arctg} 0,173 = 9^\circ 50'$;

$M = 8,33 \cdot 10^3 [11,2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15 / 2 + 7,143 \cdot 10^{-3} \cdot \operatorname{tg}(3^\circ 12' + 9^\circ 50') / 2] = 13,7$ Н·м.

Сила R, яку необхідно прикласти до ручки ключа, $R = M/L = M/(15d) = 13,7 / (15 \cdot 8 \cdot 10^{-3}) = 114$ Н. Таку силу до ручки ключа може прикласти навіть нетренована людина і тим самим зруйнувати (зірвати) болт.

Приклад 7

Розрахувати болт вантажної скоби (рис. 43), що сприймає максимальне навантаження 20 кН. Матеріал болта - сталь Ст3.

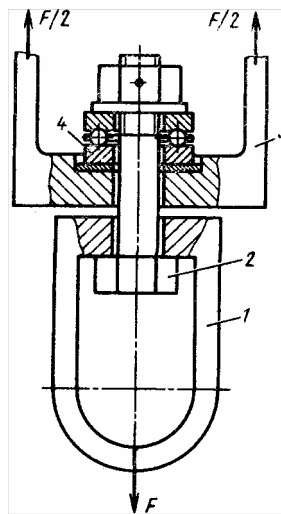


Рис. 43

Рішення

1. Болт установлений вільно (без затягування гайки). Для сталі Ст3 межа текучості $\sigma_T = 200$ МПа тому напруження, що допускаються на розтяг $[\sigma_p] = 0,6\sigma_T = 0,6 \cdot 200 = 120$ МПа.

2. Необхідний (найменший) внутрішній діаметр болта

$$d_1 = \sqrt{4F / (\pi[\sigma_p])}; d_1 = \sqrt{4 \cdot 20 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 120 \cdot 10^6)} = 14,5 \cdot 10^{-3} \text{ м.}$$

За стандартом підбираємо різьбу М18 із кроком $P = 2,5$ мм, для котрої $d_1 = 15,294$ мм $> 14,5$ мм.

Приклад 8

Розрахувати гвинти кільця кріплення скла в оглядовому вікні вакуум-камери (рис. 44). За умовою герметичності загальне зусилля притиснення кільця повинно складати $F = 8$ кН; число гвинтів $z = 6$; матеріал гвинт-сталь 40Х.

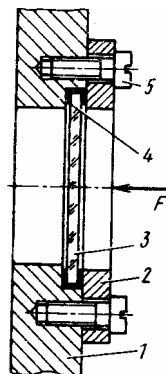


Рис. 44 Вузол кріплення скла вакуум-камери. 1 - корпус камери; 2 - прижимне кільце; 3 - кварцове скло; 4 -

ущільнююча прокладка; 5 - гвинт.

Рішення

1. Гвинти після створення необхідної сили затягування в процесі роботи вакуумної установки не піддаються дії додаткового навантаження.

2. Визначимо для заданого матеріалу напруження на розтягнення, що допускається. Припускаємо, що різьба гвинтів відповідає М6-М8. Згідно стандарту приймаємо $n=6,5$ для неконтрольованого затягування; $\sigma_r=650$ МПа. Напруження, що допускається дорівнюватимуть $[\sigma_p]=\sigma_r/n=650/6,5=100$ МПа.

3. Внутрішній діаметр гвинтів $d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot F_3 / (\pi [\sigma_p])}$, де F_3 - навантаження, що доводиться на один гвинт. $F_3 = F/z = 8 \cdot 10^3 / 6 = 1320$ Н. Підставивши необхідні розрахункові дані, одержимо $d_1 = 4,67$ мм.

4. За стандартом підбираємо різьбу М6 із кроком 1,0 мм і внутрішнім діаметром $d_1 = 4,918$ мм.

Приклад 9

Розрахувати болти дискової муфти (рис. 45). Передана муфтою потужність $N = 40$ кВт; частота обертання валів, що з'єднуються муфтою, 300 об/хвил; діаметр кола центрів болтів (відстань між болтами, розташованими на одному діаметрі) $D_0 = 240$ мм; число болтів $z = 4$; матеріал болтів - сталь Ст3. Умови прикладення зусилля навантаження вважаємо статичними.

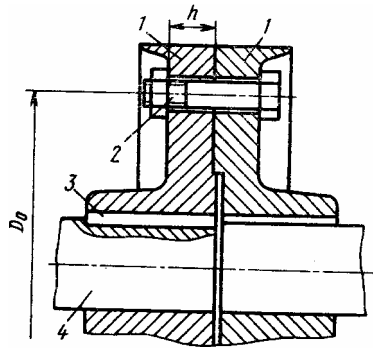


Рис. 45 Болтове з'єднання дискової муфти: 1 - півмуфта; 2 - болт; 3 - шпонка; 4 - вал.

Розрахунок болтів виконати для двох випадків встановлення їх в отвори півмуфт: без зазору і з зазором.

Рішення

1. Обертаючий момент, переданий муфтою, $T = N/\omega$, де T - в Н·м; N - в Вт; $\omega = \pi n/30$ рад/с; $T = 30N/(\pi n) = 40 \cdot 10^3 \cdot 30 / (3,14 \cdot 300) = 1270$ Н·м.

2. Розрахунковий момент дорівнює обертаючому моменту, помноженому на коефіцієнт запасу, $T_p = kT$. При спокійній роботі рекомендується приймати $k=1,0 \dots 1,5$. Відповідно до заданого статичного навантаження беремо $k=1,0$.

3. Окружна сила на болти від дії обертаючого моменту $Q = 2T_p/D_0 = 2 \cdot 1,27 \cdot 10^3 / 0,240 = 10,6$ кН.

4. Сила, що доводиться на один болт (окружна сила в площині стику) $F = Q/z = 10,6 \cdot 10^3 / 4 = 2,65$ кН.

5. Визначимо напруження для сталі Ст3, що допускаються, при $\sigma_r = 200$ МПа і неконтрольованому затягуванню болта. Для випадку встановлення болта з зазором попередньо припускаємо, що діаметр болта відповідає різьбі М16 - М30, і згідно стандарту приймаємо коефіцієнт запасу $n = 3$. Тоді $[\sigma_p] = \sigma_r/n = 200/3 = 65$ МПа; $[\tau] = 0,4\sigma_r = 0,4 \cdot 200 = 80$ МПа; $[\sigma_{см}] = 0,8\sigma_r = 0,8 \cdot 200 = 160$ МПа.

6. Розрахуємо болт, встановлений без зазору, $d = \sqrt{4F / (\pi i [\tau])}$;

$$d = \sqrt{4 \cdot 2,65 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 1 \cdot 80 \cdot 10^6)} = 6,5 \cdot 10^{-3} \text{ м,}$$

тут $i=1$, тому що болт зрізається по одній площині стику.

Приймаємо болт М8. З умови роботи на зминання необхідна товщина дисків півмуфт $h = F / (d[\sigma_{см}]) = 2,65 \cdot 10^3 / (8 \cdot 10^{-3} \cdot 160 \cdot 10^6) = 2,07 \cdot 10^{-3} \text{ м} = 2,07 \text{ мм}$.

Товщину дисків півмуфт приймаємо з конструктивних розуміння ($h > 8 \dots 10$ мм).

Якщо товщина дисків півмуфт відома, то варто обчислити напруження зминання $\sigma_{см}$ і порівняти їх із тими, що допускаються $[\sigma_{см}]$.

7. Розрахуємо внутрішній діаметр різьби болта, поставленого з зазором, прийнявши коефіцієнт тертя між сталевими півмуфтами $f = 0,15$ і коефіцієнт запасу від зрушення півмуфт у стику при статичних умовах роботи $K = 1,5$;

$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3 F / (\pi [\sigma_p])}; \quad d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3 k F / (\pi [\sigma_p] i f)};$$

$$d_1 = \sqrt{4 \cdot 1,3 \cdot 1,5 \cdot 2,65 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 120 \cdot 10^6 \cdot 1 \cdot 0,15)} = 26 \text{ мм}$$

Вибираємо болт із більшим найближчим внутрішнім діаметром $d_1 = 26,752$ мм: різьбу М30 ($d_1 = 30$ мм; $P = 3$ мм). Очевидна істотна перевага болтів, установлюваних без зазору (порівняти М8 і М30).

Приклад 10

Розрахувати болти фланцевого з'єднання водопровідних труб, що знаходяться під постійним тиском $q = 2$ МПа. Розміри з'єднання $D_1 = 240$ мм, $D_2 = 340$ мм. Прокладка тонка з пароніту.

Рішення

1. Розглянутий випадок відноситься до класу задач, у яких навантаження спрямоване на розкриття стику деталей після попереднього затягування з'єднання

2. Прийmemo коефіцієнт зовнішнього навантаження $\chi = 0,25$ (жорсткі фланці), а коефіцієнт запасу по затягуванню, з обліком статичного характеру прикладення зовнішнього навантаження $K = 2$. Задаємо число болтів $z = 6$.

3. Зовнішнє навантаження, що доводиться на один болт дорівнює $F = Q/z = \pi D_1^2 q / (4z)$, $F = 3,14 \cdot (0,240)^2 \cdot 2 \cdot 10^6 / (4 \cdot 6) = 15,1$ кН.

4. Розрахункове навантаження на один болт розрахуємо із зусилля затягування, моментом, що обертає, при затягуванні і часткою зовнішнього навантаження, що доводиться на один болт $F_p = 1,3F_3 + \chi F = [1,3k(1-\chi) + \chi]F$; $F_p = [1,3 \cdot 2(1-0,25) + 0,25] \cdot 15,1 \cdot 10^3 = 33,2 \cdot 10^3$ Н = 33,2 кН.

5. Задамося матеріалом болта й визначимо для нього напруження на розтягування, що допускаються. Нехай матеріал болта сталь 20 ($\sigma_T = 250$ МПа) і затягування контрольоване (коефіцієнт запасу $n = 1,5$); тоді $[\sigma_p] = \sigma_T / n = 240 / 1,5 = 160$ МПа.

6. По розрахунковому навантаженню визначаємо внутрішній діаметр болта $d_1 = \sqrt{4F / (\pi[\sigma_p])}$; $d_1 = \sqrt{4 \cdot 33,2 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 160 \cdot 10^6)} = 16,2$ мм

7. По стандарту підбираємо більший найближчий внутрішній діаметр ($d_1 = 17,294$ мм, якому відповідає різьба М20 (крок 2,5 мм)).

Приклад 11

Розрахувати болти малогабаритного фланцевого з'єднання днища автоклаву з циліндричним корпусом (рис.46). Через обмежений розмір фланця болти виконані з костильною голівкою. Попереднім розрахунком встановлене розрахункове навантаження на кожний болт 8 кН. Ексцентриситет $e = 0,7d_1$. Навантаження носить статичний характер.

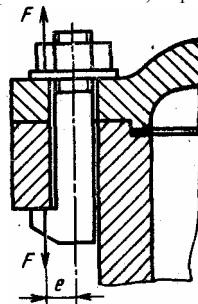


Рис. 46

Рішення

1. Задамося матеріалом болта і визначимо допустимі напруження. Виберемо сталь 20 ($\sigma_T = 240$ МПа). Напруження, що допускається визначимо, прийнявши неконтрольований характер затягування. Припустимо, що розрахунковий болт знаходиться в діапазоні різьб М6-М16. Коефіцієнт запасу тривкості $n = 4,5$ і $[\sigma_p] = \sigma_T / n = 240 / 4,5 = 53$ МПа.

2. У болті з костильною голівкою виникають напруження розтягування і вигину, тому розрахунок ведемо по еквівалентних напруженнях $\sigma_{\text{екв}} = 1,3\sigma_p + \sigma_u = 1,3 \cdot 4F / (\pi d_1^2) + Fe / (0,1d_1^3) \leq [\sigma_p]$ при $e = 0,7d_1$:

$$\sigma_{\text{екв}} = (F_p / d_1^2)(1,3 \cdot 4 / \pi + e / (0,1d)) \leq [\sigma_p]. \text{ Звідси } d_1 = \sqrt{8,65F_p / [\sigma_p]} \quad d_1 = \sqrt{8,65 \cdot 8 \cdot 10^3 / (53 \cdot 10^6)} = 36,2 \text{ мм}$$

3. Судячи з розміру d_1 , припущення про те, що розрахункова різьба знаходиться в діапазоні М6—М16, помилково. Перерахуємо d_1 , прийнявши шукану різьбу в діапазоні М16—М30 і обравши нові значення коефіцієнту запасу $n = 2,5$, отримаємо $[\sigma_p] = 240 / 2,5 = 96$ МПа;

$$d_1 = \sqrt{8,65 \cdot 8 \cdot 10^3 / (96 \cdot 10^6)} = 26,8 \text{ мм}$$

4. Підбираємо найближчу різьбу М30 x 2 із $d_1 = 27,835$ мм.

Приклад 12

Розрахувати болти кріплення корпусу підшипника, встановленого на валу приводу ланцюгового конвеєра, якщо результуюча сил $R = 8,2$ кН, що діють на опору, спрямована під кутом $\alpha = 35^\circ$ до горизонталі (рис. 47). Корпус підшипника змонтований на масивній металоконструкції. Коефіцієнт зовнішнього навантаження $\chi = 0,25$. Розміри вузла: $h = 100$ мм; $b = 90$ мм; $c = 80$ мм; $l_1 = 80$ мм; $H = 200$ мм. Матеріал болтів - сталь 20. Навантаження статичне (площа стику

обмежена розмірами Н, b і с). Корпус підшипника кріпиться чотирма болтами (z=4).

Рішення

1. Розложимо силу R на вертикальну N і горизонтальну S складові і приведемо їх до центру ваги ЦТ площі стику: $N=R\sin\alpha=R\sin35^\circ=8,2\cdot 10^3\cdot 0,574=4,7$ кН; $S=R\cos\alpha=R\cos35^\circ=8,2\cdot 10^3\cdot 0,819=6,7$ кН; $M=Sh=6,7\cdot 10^3\cdot 0,1=670$ Н·м.

2. Обчислимо допоміжні параметри - площа стику A_{ct} і момент опору площі стику W_{ct} при повороті навколо осі "У": $A_{ct}=(H-c)b=(200-80)\cdot 90=1,08\cdot 10^4$ мм²; $W_{ct}=b(H^3-c^3)/(6H)=90(200^3-80^3)/(6\cdot 200)=5,6\cdot 10^5$ мм³.

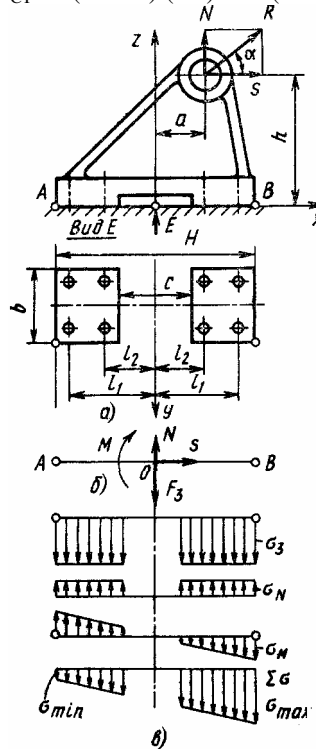


Рис. 47. Схема до розрахунку болтів кріплення корпусу підшипника:

а - корпус підшипника; б - схема приведення сил до центру ваги (ЦТ) площі стику; в - площина стику

3. Визначимо силу затягування за умовою нерозкриття стику, прийнявши коефіцієнт запасу за нерозкриттям стику $K=1,8$:

$$\sigma_N = (N/A_{ct})(1-\chi) \approx N/A_{ct}; \quad \sigma_N = (4,7\cdot 10^3)/(1,08\cdot 10^4\cdot 10^{-6}) = 0,435 \text{ МПа}; \quad \sigma_M = M/W_{ct};$$

$$\sigma_M = 670/(5,6\cdot 10^5\cdot 10^{-9}) = 1,2\cdot 10^6 \text{ Па} = 1,2 \text{ МПа}; \quad \sigma_3 = \kappa(\pm\sigma_N + \sigma_M); \quad \sigma_3 = 1,8(0,435+1,2) = 2,94 \text{ МПа};$$

$$F_3 = \sigma_3 A_{ct} / z = k(\pm \frac{N}{A_{ct}} + \frac{M}{W_{ct}}) A_{ct} / z; \quad F_3 = 2,94\cdot 10^6 \cdot 1,08\cdot 10^4 \cdot 10^{-6} \cdot 4 = 7,95\cdot 10^3 \text{ Н} = 7,95 \text{ кН}.$$

4. Визначимо силу затягування за умовою відсутності зрушення, прийнявши коефіцієнт запасу від зрушення $K=1,8$, коефіцієнт тертя $f=0,15$: $F_3 = (kS \pm Nf)/(zf)$; $F_3 = (1,8\cdot 6,7 + 4,7\cdot 0,15)/(4\cdot 0,15) = 21,3$ кН. Подальший розрахунок ведемо за найбільшим показником з двох значень $F_3 = 21,3$ кН.

5. Розрахункове навантаження на один болт визначимо за формулою

$$F_N = N/z; \quad F_M = Ml_{\max} / (l_1^2 + l_2^2 + \dots + l_z^2) = Ml_{\max} / \sum l_i^2; \quad F_p = 1,3F_3 + \chi(F_M \pm F_N),$$

з урахуванням того, що в розглянутому випадку $l_1=l_2=l_3=l_4=l$ (усі чотири болти знаходяться на однакових відстанях від центру ваги стику): $F_N=4,7/4=1,17$ кН; $F_M = 670/(4\cdot 80\cdot 10^{-3}) = 2,1$ кН; $F_p = 1,3\cdot 21,3 + 0,25(1,17+2,1) = 28,5$ кН.

6. Визначимо допустимі напруження для матеріалу болта (сталь 20) із $\sigma_T = 240$ МПа. Припустивши діаметр болтів кріплення підшипника в діапазоні М16 - М30 при неконтрольованому затягуванні, прийемо коефіцієнт запасу $n=3$, тоді $[\sigma_p] = \sigma_T / n = 240/3 = 80$ МПа.

7. Розрахуємо внутрішній діаметр болта d_1 і по ньому, користуючись таблицями стандарту, підберемо різьби, з огляду на, що розрахунок потрібно виконувати по F_p :

$$d_1 = \sqrt{4F_p / (\pi[\sigma_p])}; \quad d_1 = \sqrt{4\cdot 28,5\cdot 10^3 / (3,14\cdot 80\cdot 10^6)} = 23,43 \text{ мм}.$$

Для кріплення підшипника варто вибрати болти М27 ($d_1 = 23,752$ мм, $d = 27$ мм, $P = 3,0$ мм).

Приклад 13

Розрахувати (підібрати) болти нижнього підшипника шатуна двигуна внутрішнього згорання (рис. 48). Інерційне навантаження на один болт змінюється згідно гармонійного закону і на робочих обертах колінчатого валу її максимальне значення $P = 6,5$ кН. Затягування болтів контрольоване. Матеріалом болта задатися.

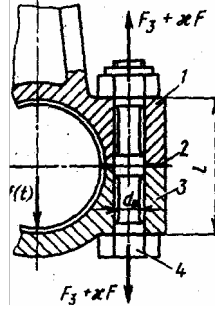


Рис. 48

Рішення

1. Болт підшипника шатуна затягнутий і сприймає перемінне зовнішнє навантаження, тому розрахункову силу визначимо за формулою

$$F_p = [1,3k(1 - \chi) + \chi]F,$$

приймавши коефіцієнт затягування $K = 2$, коефіцієнт зовнішнього навантаження $\chi = 0,2$ (перемінне навантаження, болти податливі):

$$F_p = [1,3 \cdot 2 (1 - 0,2) + 0,2]6,5 = 14,8 \text{ кН.}$$

Сила затягування $F_p = k(1 - \chi)F$ і частка зовнішнього навантаження, що доводиться на болт: $F_p = 2(1 - 0,2)6,5 = 10,4 \text{ кН}$; $F_B = \chi F = 0,2 \cdot 6,5 = 1,3 \text{ кН}$.

2. Виберемо в якості матеріалу болта сталь 30, для котрої $\sigma_T = 300 \text{ МПа}$, $\sigma_{-1} = 180 \text{ МПа}$. Коефіцієнт запасу для контрольованого затягування змінюється в межах 1,2-1,5. допустимі напруження на розтягання дорівнюють $[\sigma_p] = 300/1,4 = 215 \text{ МПа}$. За формулою $d_1 = \sqrt{4F_p / (\pi[\sigma_p])}$, визначимо внутрішній діаметр болта $d_1 = 9,36 \text{ мм}$.

Підбираємо різьбу М12 (внутрішній діаметр $d_1 = 10,106 \text{ мм}$, крок $p = 1,75 \text{ мм}$).

Діаметр частини стержня болта поза різьбою $d_0 = 0,8d_1 = 0,8 \cdot 10,106 = 8,08 \text{ мм}$. Площа поперечного перетину: $A_{\text{болта}} = \pi d_0^2 / 4 = 3,14 \cdot (8,08)^2 / 4 = 51,3 \text{ мм}^2$.

Перевіряємо болт на втому, вирахувавши середні й амплітудні напруження циклу і коефіцієнт запасу n_k , приймавши відповідно до рекомендацій $K_\sigma = 5$; $\epsilon_m = 1$; $\epsilon_n = 1$ і $\psi_\sigma = 0,1$:

$$n_k = \sigma_{-1} / [\sigma_a k_\sigma / (\epsilon_m \epsilon_n) + \psi_\sigma \sigma_m] \leq [n_k]; \quad \sigma_m = (F_3 + \chi F / 2) / A_{\text{болта}}; \quad \sigma_a = \chi F / (2A_{\text{болта}});$$

$\sigma_m = (10,4 \cdot 10^3 + 0,2 \cdot 6,5 \cdot 10^3 / 2) / (51,3 \cdot 10^{-6}) = 213 \text{ МПа}$; $\sigma_a = 0,2 \cdot 6,5 \cdot 10^3 / (2 \cdot 51,3 \cdot 10^{-6}) = 12,6 \text{ МПа}$; $n = 180 / [12,6 \cdot 5 / (1 \cdot 1) + 0,1 \cdot 213] = 2,13$. Тому що $2,13 > 1,5$, тоді запас по межі витривалості достатній.

6. Коефіцієнт запасу тривкості по межі текучості $n = \sigma_T / (\sigma_m + \sigma_a) = 300 / (213 + 12,6) = 1,33$. Запас тривкості по текучості достатній ($1,33 > 1,2$).

8.3. Передача «гвинт-гайка»

Приклад 14

Розрахувати гвинт і гайку гвинтового домкрату вантажопідймальністю 60 кН при максимальній висоті підйому вантажу $L = 600 \text{ мм}$. Матеріалом гвинта і гайки задатися.

Рішення

1. Приймаємо матеріали для гвинта - сталь 40 ($\sigma_T = 340 \text{ МПа}$), для гайки - бронза Бр0ЦС 5 - 5 - 5 ($\sigma_T = 100 \text{ МПа}$). Прийmemo прямокутну однозахідну ($z = 1$) праву різьбу.

2. Визначимо середній діаметр різьби d_2 , із розрахунку різьби на зносостійкість. Прийmemo: допустимий тиск для матеріалів сполученої пари деталей незагартована сталь та бронза ($[q] = 9 \text{ МПа}$); коефіцієнт висоти різьби $\psi_H = 0,5$, коефіцієнт висоти гайки $\psi_H = 2,1$. Тоді $d_2 = \sqrt{F_x / (\pi \psi_H \psi_H [q])}$; $d_2 = \sqrt{60 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 2,1 \cdot 0,5 \cdot 9 \cdot 10^6)} = 45 \text{ мм}$.

3. Основні параметри різьби. Висота $h = 0,1d_2 = 0,1 \cdot 45 = 4,5 \text{ мм}$; приймаємо $h = 5 \text{ мм}$. Зовнішній діаметр різьби $d = d_2 + h = 45 + 5 = 50 \text{ мм}$. Внутрішній діаметр різьби $d_1 = d_2 - h = 45 - 5 = 40 \text{ мм}$. Крок різьби $p = 2h = 2 \cdot 5 = 10 \text{ мм}$. Хід різьби $s_1 = z_1 p = 1 \cdot 10 = 10 \text{ мм}$. Кут нахилу (підйому) гвинтової лінії $\text{tg} \beta = s / (\pi d_2) = 10 / (3,14 \cdot 45) = 0,0707$, відкля $\beta = 4^{\circ} 3'$.

4. Установимо, чи дотримуються умови самогальмування в різьбі. Для цього визначаємо кут тертя. Прийmemo коефіцієнт тертя $f = 0,1$; тоді $\text{tg} \phi = f = 0,1$; $\phi = 5^{\circ} 43'$. Таким чином, умова самогальмування гвинта домкрата забезпечено, тому що $\beta < \phi$.

5. Визначимо допустимі напруження для матеріалу гвинта, приймавши коефіцієнт запасу $n = 3$ тоді $[\sigma_p] = [\sigma_{сж}] = 340/3 = 113 \text{ МПа}$.

6. Перевіримо гвинт на тривкість (з обліком крутіння), визначив ККД гвинтової пари при $\phi = \phi'$: $\eta = \text{tg} 4^{\circ} 3' / \text{tg}(4^{\circ} 3' + 5^{\circ} 43') = 0,0707 / 0,1722 = 0,411$

Еквівалентні напруження

$$\sigma_{\text{екв}} = [4F_x / (\pi d_1^2)] \sqrt{1 + 1,6 [p / (\eta d_1)]^2} < [\sigma_p]; \quad \sigma_{\text{екв}} = 4 \cdot 60 \cdot 10^3 / [3,14 \cdot (0,04)^2] \cdot \sqrt{1 + 1,6 [10 \cdot 10^3 / (0,406 \cdot 40 \cdot 10^{-3})]^2} = 60,5 \text{ МПа}$$

Порівняємо еквівалентні напруження в гвинті з тими що допускаються: 60,5 МПа < 113 МПа, отже, статична тривкість гвинта достатня.

7. Виконаємо розрахунок гвинта на втому, визначивши попередньо модуль пружності.

Розрахуємо приведенний момент інерції I. Прийmemo коефіцієнт приведення довжини гвинта μ . Розрахуємо радіус інерції перетину i і гнучкість гвинта λ . Модуль пружності E = 2,1 · 10⁵ МПа.

Приведений момент інерції $I = (\pi d_1^4 / 64)(0,4 + 0,6d / d_1)$;

$I = (3,14 \cdot 40^4 / 64)(0,4 + 0,6 \cdot 50 / 40) = 1,445 \cdot 10^5 \text{ мм}^4$. Прийmemo умовно, що закріплення гвинта в гайці відповідає схемі стержня з жорстко забитими кінцями. Для такої схеми коефіцієнт приведення довжини гвинта $\mu = 2$.

Радіус інерції перетину $i = \sqrt{4I / (\pi d_1^2)}$; $i = \sqrt{4 \cdot 1,445 \cdot 10^5 / (3,14 \cdot 40^2)} = 10,7 \text{ мм}$.

Гнучкість стержня гвинта при максимальному верхньому положенні його в гайці (довжина вильоту L = 600 мм) дорівнює $\lambda = \mu L / i$; $\lambda = 2 \cdot 600 / 10,7 = 112$. При $\lambda = 112$ ($\lambda > 90$) розрахунок на втому виконуємо за формулою

$$n_y = \pi^2 EI / [F_x (\mu L)^2] \leq [n_y].$$

Визначимо коефіцієнт запасу втомі i порівняємо його з тим що допускається ($[n_y] = 2,5 \dots 4,0$) $n_y = 3,142 \cdot 2,1 \cdot 10^5 \cdot 10^6 \cdot 1,445 \cdot 10^5 \cdot 10^{-12} / [60 \cdot 10^3 (2 \cdot 0,60)^2] = 3,48$; $3,48 > 2,5$, отже, гвинт працює на втомливість із достатнім запасом. Але якщо прийняти $[n_y] = 4$, то фактичний коефіцієнт запасу втомі $n = 3,48$ треба визнати недостатнім.

У такому випадку можна збільшити діаметр гвинта (d i d₁) i повторити розрахунок.

8. Розрахуємо гайку за даними $[\sigma_p] = 40 \text{ МПа}$; $[\sigma_{\text{см}}] = 40 \text{ МПа}$; $[\tau_c] = 22 \text{ МПа}$. Висота гайки $H = d_2 \psi_H$; $H = 2,1 \cdot 4,5 = 95 \text{ мм}$. Зовнішній діаметр гайки $D \geq \sqrt{4F_x / (\pi [\sigma_p]) + d^2}$; $D \geq \sqrt{4 \cdot 60 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 40 \cdot 10^6) + (0,05)^2} = 66,4 \text{ мм}$; приймаємо $D = 66 \text{ мм}$. Зовнішній діаметр фланця $D_1 \geq \sqrt{4F_x / (\pi [\sigma_{\text{см}}]) + D^2}$. Приймаємо $D_1 = 80 \text{ мм}$. Товщина фланця $\delta \geq F_x / (\pi D [\tau_c])$;

$$\delta = 60 \cdot 10^3 / (3,14 \cdot 0,066 \cdot 22 \cdot 10^6) = 13,2 \text{ мм};$$

приймаємо $\delta = 14 \text{ мм}$.

Приклад 15

Розрахувати трапецеїдальну різьбу двох ходових гвинтів пресу з механічним приводом, що здійснюють силове навантаження прес-форми переміщенням нижньої траверси. Максимальне навантаження, що доводиться на кожний гвинт, $F_x = 0,25 \text{ МН}$. Гайки нероз'ємні. Стержні гвинтів працюють на стиск (розтягання). Максимальна довжина гвинтів при робочому ході L = 1500 мм. Матеріал гвинтів сталь 45, матеріал гайок - бронза.

Рішення

1. Визначимо середній діаметр різьби d₂ із розрахунку на зносостійкість за формулою $d_2 = \sqrt{F_x / (\pi \psi_h \psi_H [q])}$. Прийmemo допустимий тиск для матеріалів різьбової пари незагартована сталь та бронза $[q] = 8 \text{ МПа}$, коефіцієнт висоти різьби $\psi_h = 0,5$, коефіцієнт висоти гайки $\psi_H = 1,5$ (для нероз'ємних гайок); тоді $d_2 = \sqrt{0,25 \cdot 10^6 / (3,14 \cdot 1,5 \cdot 0,5 \cdot 8 \cdot 10^6)} = 118 \text{ мм}$.

2. Визначимо основні параметри різьби. Згідно стандарту підберемо крок трапецеїдальної різьби, припускаючи, що номінальний діаметр знаходиться в діапазоні d = 120... 160 мм. Для цих різьб варто приймати крок p = 16 мм.

Для кроку 16 мм знаходимо співвідношення між середнім d₂ i номінальним d діаметрами: d₂ = d - 8 або d = d₂ + 8 = 118 + 8 = 126 мм. Вибираємо різьбу з найближчим номінальним діаметром d = 130 мм. При цьому d₂ = 130 - 8 = 122 мм. Визначимо внутрішній діаметр різьби d₁ = d - 18 = 130 - 18 = 112 мм. Кут підйому гвинтової лінії при S₁ = p = 16 мм: $\text{tg} \beta = S_1 / (\pi d^2) = 16 / (3,14 \cdot 122^2) = 0,0418$; $\beta = \text{arctg} 0,0418 = 2^{\circ} 24'$.

3. Розрахуємо ККД трапецеїдальної різьби, вираховавши попередньо кут тертя (прийmemo f = 0,1): $\phi = \text{arctg} f = \text{arctg} 0,1 = 5^{\circ} 50'$; $\phi' = 1,04(5^{\circ} 50') = 1,04 \cdot 350' = 364' = 6^{\circ} 04'$; $\eta = \text{tg} \beta / \text{tg}(\beta + \phi) = \text{tg} 2^{\circ} 24' / \text{tg}(2^{\circ} 24' + 6^{\circ} 04') = 0,0418 / 0,1489 = 0,28$.

4. Перевіримо гвинт на статичну тривкість (з обліком кручення) за формулою $\sigma_{\text{екв}} = [4F_x / (\pi d_1^2)] \sqrt{1 + 1,6 [p / (\eta d_1)]^2} < [\sigma_p]$, попередньо визначивши напруження, що допускаються по формулі; для сталі 45 $\sigma_T = 360 \text{ МПа}$; $[\sigma_p] = [\sigma_{\text{сж}}] = 360 / 3 = 120 \text{ МПа}$;

$$\sigma_{\text{екв}} = (4 \cdot 0,25 \cdot 10^6 / [3,14 \cdot (0,112)^2]) \cdot \sqrt{1 + 1,6 [0,016 / (0,28 \cdot 0,112)]^2} = 30,3 \text{ МПа}.$$

На статичну тривкість гвинт працює з великим запасом. Розрахуємо гвинт на втому в залежності $\sigma = 4F_x / (\pi d_1^2) \leq \xi [\sigma_{\text{сж}}]$, визначив попередньо гнучкість стрижня λ , коефіцієнт зменшення напруження ξ , що допускаються, момент інерції перетину гвинта I, площу перетину A₁ i радіус інерції i.

Приведений момент інерції $I = (\pi d_1^4 / 64)(0,4 + 0,6d / d_1)$;

$$I = (3,14 \cdot 112^4 / 64)(0,4 + 0,6 \cdot 130 / 112) = 8,55 \cdot 10^6 \text{ мм}^4.$$

Радіус інерції стержня

$$i = 0,25 d_1 \sqrt{0,4 + 0,6d / d_1};$$

$$i = 0,25 \cdot 112 \sqrt{0,4 + 0,6 \cdot 130 / 112} = 29,4 \text{ мм}.$$

Гнучкість стержня λ розрахуємо, прийнявши коефіцієнт приведення довжини гвинта $\mu = 1$ (розглядаємо гвинт, як стержень із шарнірно обпертими кінцями), $\lambda = \mu L / i = 1 \cdot 1500 / 29,4 = 51$. Коефіцієнт зменшення напруження, що допускається $\xi = 0,86$ при $K = 50$.

Напруження в стержні гвинта: $\sigma = 4 \cdot 0,25 \cdot 10^6 / [3,14 \cdot (0,112)^2] = 25,3 \cdot 10^6 \text{ Па} = 25,3 \text{ МПа}$; $\xi[\sigma_{сж}] = 0,86 \cdot 120 = 103 \text{ МПа}$; $25,3 < 103$ - стержень гвинта працює на втому із запасом.

9. ЗАДАЧІ ДЛЯ САМОСТІЙНОГО РІШЕННЯ

Задача 1

Підібрати і перевірити на тривкість призматичну шпонку для кріплення черв'ячного колеса редуктора, розрахованого для передачі обертаючого моменту $T = 1,5 \text{ кН}\cdot\text{м}$. Колесо встановлено на валу діаметром $d = 70 \text{ мм}$; довжина маточини колеса $l_{ст} = 90 \text{ мм}$. Матеріал шпонки - сталь 45, матеріал маточини колеса - Ст5. Напруження на змінання, що допускається $[\sigma_{см}] = 150 \text{ МПа}$. (рис. 49)

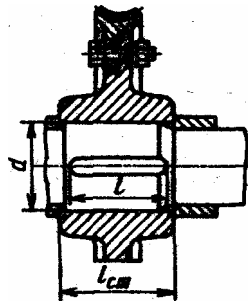


Рис. 40 Шпонкове з'єднання маточини черв'ячного колеса з валом

Задача 2

Визначити окружну силу на колесі, при якій відбувається зрізання сегментної шпонки, що кріпить зубчате колесо на валу діаметром $d = 28 \text{ мм}$. Матеріал шпонки - сталь Ст5, діаметр початкового кола колеса $d_w = 150 \text{ мм}$ (рис. 50).

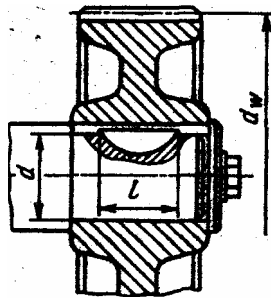


Рис. 50 Шпонкове з'єднання зубчатого колеса з валом

Задача 3

Визначити діаметр циліндричного штифта кріплення шестерні на валу. Діаметр вала $d = 45 \text{ мм}$, обертаючий момент $T = 120 \text{ Н}\cdot\text{м}$, матеріал штифта - сталь А12 (рис. 51).

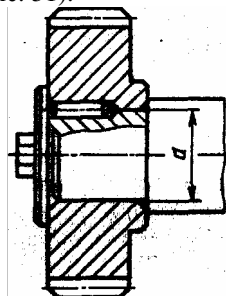


Рис. 51 Штифтове з'єднання зубчатого колеса з валом

Задача 4

Блок шестерень у коробці передач посаджена на вал за допомогою рухливого евольвентного шліцевого з'єднання. Довжина блоку шестерень $l = 80$ мм, матеріал - сталь 45 (термообробка - покращення), зовнішній діаметр $D = 80$ мм, умови експлуатації середні, переміщення здійснюються без навантаження, переданий обертаючий момент $T = 800$ Н·м. Підібрати шліцеве з'єднання і знайти напруження змінання (рис. 52).

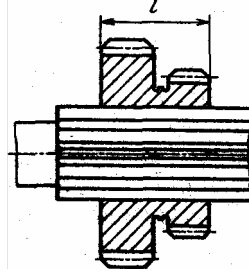


Рис. 52 Евольвентне рухливе з'єднання блока шестерень із валом

Задача 5

Для вала, що передає обертаючий момент, діаметром $d = 40$ мм, необхідно підібрати розміри призматичної, сегментної, клинної шпонок і визначити граничний момент, що можуть передати ці шпонки. Прийняти робочу довжину шпонок $l = 50$ мм, коефіцієнт тертя $f = 0,16$, напруження змінання, що допускаються $[\sigma_{см}] = 150$ МПа. Розрахунковий момент визначити при $[\tau] = 25$ МПа.

Задача 6

Визначити силу затягування і напруження, що виникає при затягуванні гайки ключем ($L \approx 15d$) у болті М16. До ключа прикладене зусилля $R = 120$ Н. Прийняти коефіцієнт тертя в різьбі і на торці гайки $f = 0,1$ (рис. 41).

Задача 7

Визначити момент тертя на торці гайки при затягуванні болта М24, якщо сила затягування $F_3 = 42$ кН, а коефіцієнт тертя $f = 0,15$.

Задача 8

Визначити ККД пари болт - гайка для різьби М8х1, а також для різьби М30х1 при коефіцієнті тертя $f = 0,15$.

Задача 9

Розрахувати різбову ділянку болта вантажної скоби для утримання вантажу ($F = 40$ кН). Матеріал болта - сталь 20. Коефіцієнт запасу тривкості при визначенні напружень, що допускаються, прийняти, як для різьби з контрольованим затягуванням (рис. 42).

Задача 10

Розрахувати гвинти кріплення корпусу довго фокусного мікроскопа до станини експериментальної установки. Число гвинтів $z = 4$. За технічними умовами для нормальної роботи мікроскопа необхідно створити силу притиснення $F = 0,8$ кН. Матеріал гвинтів - сталь Ст3. Затягування неконтрольоване.

Задача 11

Розрахувати болти кріплення рами підстави приводу ланцюгового конвеєра. Максимальна сила на болт 12 кН. Число болтів чотири ($z=4$). Матеріал болтів сталь Ст3. Затягування неконтрольоване. Коефіцієнт запасу тривкості прийняти мінімальним.

Задача 12

Розрахувати болти кріплення вінця зубчатого колеса з колісним центром (рис. 53); діаметр кола центрів болтів $D_0 = 300$ мм, обертаючий момент, переданий черв'ячним колесом $T = 9$ кН·м, коефіцієнт тертя між вінцем і центром $f = 0,08$, матеріал болтів - сталь 20. Числом болтів задатися. Затягування контрольоване. Розрахунок виконати для двох випадків установки болтів: 1) без зазору, 2) із зазором.

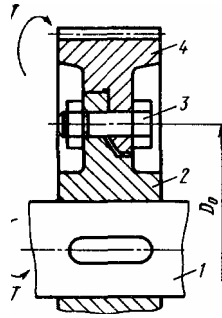


Рис. 53 Болтове з'єднання вінця зубчатого колеса з центром:
1 - вал; 2 - центр колеса; 3 - болт; 4 - вінець колеса.

Задача 13

Розрахувати болт з'єднання вухо-сережка (рис. 54), використовуваного для кріплення тросу підвіски контактної мережі. Сила, що діє на з'єднання $F = 3$ кН. Сережка піддатлива (легко деформується силоміць затягування болта). Матеріал болта - сталь 10, коефіцієнт тертя між вухом і сережкою $f = 0,2$. Затягування неконтрольоване. Розрахунок виконати для двох варіантів установки болтів: 1) без зазору, 2) із зазором.

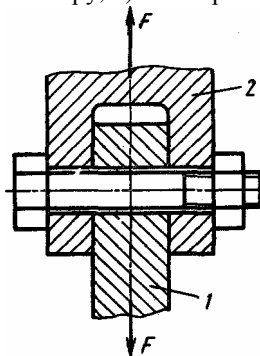


Рис. 54 Болтове з'єднання підвіски контактної мережі:
1 - вухо; 2 - сережка.

Задача 14

Перевірити правильність вибору болтів кріплення днища автоклаву (рис. 55). Внутрішній діаметр прокладки $D_1 = 520$ мм, діаметр центрів болтів $D_2 = 620$ мм. Робочий тиск в автоклаві $q = 4$ МПа. Число болтів $z = 36$. Болти М30 із сталі Ст3. Коефіцієнт зовнішнього навантаження $\chi = 0,5$ (прокладка піддатлива). Затягування неконтрольоване.

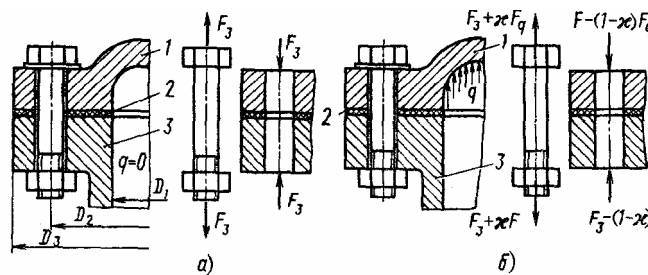


Рис. 55

Задача 15

Виконати перевірочний розрахунок болтів фланцевого з'єднання, що знаходиться під дією перемінного осьового навантаження, яке змінюється в нульовому циклі з амплітудою $F = 90$ кН. Число болтів $z = 24$. Болти М20. Затягування неконтрольоване. Матеріал болтів - сталь 20.

Задача 16

Розрахувати болт із костильною голівкою, що сприймає статичну силу $F = 800$ Н. Ексцентриситет прикладення навантаження прийняти $e = d_1$. Матеріал болта - сталь Ст3. Затягування неконтрольоване.

Задача 17

Розрахувати болти кріплення кронштейну (рис. 47), що сприймає навантаження $F = 9$ кН, спрямоване від стику

під кутом $\alpha = 30^\circ$ до горизонталі. Розміри конструкції: $h = 540$ мм, $c = 300$ мм, $l_1 = 210$ мм, $l_2 = a = 0$; $b = 100$ мм $H = 480$ мм. Матеріал болтів сталь 20. Затягування неконтрольоване.

Задача 18

Підібрати різьби гвинта переміщення рухливої траверси механічного пресу, призначеного для штампування деталей. Гвинт сприймає все навантаження (0,2 МН), що розвивається пресом. Матеріал гвинта - сталь 45, матеріал гайки - бронза. Коефіцієнт тертя $f = 0,1$. Різьба прямокутного перетину.

Задача 19

Розрахувати упорну різьбу двох гвинтів, що є опорами рухливого каландра і призначеного для регулювання зазору при вальцюванні сирих гумових сумішей. Загальне зусилля на рухливий каландр (жорсткий, шліфований циліндр) $N = 30$ кН. Гвинти сталеві, гайки бронзові.

Задача 20

Розрахувати гвинт і гайку механізму тисків, якщо максимальне зусилля, створюване гвинтом при затиску, $F = 8$ кН. Різьба прямокутна, однозахідна. Прийняти коефіцієнт висоти гайки $\psi_n = 1,2$. Коефіцієнт тертя $f = 0,15$.

Задача 21

Визначити ККД різьбової пари тисків. Різьба прямокутна, однозахідна, $d = 22$ мм, $p = 4$ мм. Коефіцієнт тертя в різьбі прийняти $f = 0,15$.

Задача 22

Розрахувати ходовий гвинт подачі столу фрезерного верстату (механізм точного переміщення). Максимальне зусилля опору, яке сприймається гвинтом при переміщенні столу $F = 6$ кН. Максимальна довжина частини гвинта, що сприймає силу стиску, $L = 900$ мм. При розрахунку на втому розглядати гвинт, як стержень шарнірно закріплений по кінцях.

Задача 23

Визначити коефіцієнт втому гвинтового домкрату. Гвинт сприймає навантаження 40 кН. Матеріал гвинта - сталь 40. Внутрішній діаметр $d_1 = 32$ мм. Висота підйому $L = 0,6$ м.

Задача 24

Визначити висоту підйому гвинтового домкрату. Гвинт сприймає навантаження 100 кН. Матеріал гвинта - сталь 45. Внутрішній діаметр гвинта $d_1 = 46$ мм. Коефіцієнт приведення довжини гвинта $\mu = 4$.

ЛІТЕРАТУРА

1. Решетов Д.Н. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных и механических специальностей вузов: - М., Машиностроение, 1989.
2. Дунаев П.Ф., Леликов О.П. Конструирование узлов и деталей машин: Учеб. пособие для машиностроит. спец. вузов. - М.: Высшая школа, 1985.
3. Гузенков П.Г. Детали машин. - М.: Высшая школа, 1986.
4. Киркач Н.Ф., Баласанян Р.А. Расчет и проектирование деталей машин. 1и 2 ч. Харьков, "Высшая школа", 1988.
5. Чернавский С.А. и др. Проектирование механических передач. - М.: Машиностроение, 1984.
6. Иоселевич Г.Б. Детали машин: Учебник для студентов машиностроительных специальностей вузов. - М., Машиностроение, 1988.
7. Шейнблит А.Е. Курсовое проектирование деталей машин: Учебное пособие для техникумов. - М.: Высшая школа, 1991.
8. Романов М.Я., Константинов В.А., Покровский Н.А. Сборник задач по деталям машин: Учеб. Пособие для учащихся техникумов. - М.: Машиностроение, 1984.-240 с., ил.
9. Мархель И. И. Детали машин: Программированное учебное пособие для средних специальных учебных заведений. - 2-е изд., пероб. и доп.- М.: Машиностроение, 1986. -448 с., ил.