

Міністерство освіти і науки України
Донбаська державна машинобудівна академія

Л.Л. Роганов

С.Г. Карнаух

РОЗРАХУНОК РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ

Навчальний посібник

*Рекомендовано Міністерством освіти і науки
України як навчальний посібник для студентів
вищих навчальних закладів*

Краматорськ 2004

ББК 34.441

УДК 621.88

P59

Рецензенти:

- докт. техн. наук, проф. В.П. ШИШОВ
(Східноукраїнський національний університет ім. В.Даля),
- канд. техн. наук Б.А.ПЛЕСКАЧ (нач. бюро
експериментальних досліджень ЗАТ НКМЗ, м. Краматорськ),
- докт. техн. наук, проф. О.Ф. ТАРАСОВ (Донбаська
державна машинобудівна академія)

Гриф надано Міністерством освіти і науки України

(Лист № 14/18.2-1555 від 08.07.04)

*Перезатверджено рішенням вченої ради ФІТО від 25.02.2019
протокол №7*

P 59. Л. Л. Роганов, С.Г. Карнаух. Розрахунок різьбових з'єднань: Навчальний посібник.-Краматорськ:ДДМА, 2004.–96 с.
ISBN 996-7851-53-2

Навчальний посібник включає необхідні відомості для розрахунку різьбових з'єднань стандартними різьбовими деталями в найбільш типовому для машинобудування випадку, - коли різьбовий стрижень в отвір деталі поставлений із зазором.

ББК 34.441

©Роганов Л. Л., Карнаух С.Г., 2004

ISBN 996-7851-53-2 ©ДГМА, 2004

ЗМІСТ

Введення.....	4
1 Принципова схема розрахунку	4
2 Попередньо не затянуте різьбове з'єднання під дією осьової сили	15
3 Різьбове з'єднання під дією сили зсуву.....	16
4 Різьбове з'єднання під дією тільки осьової сили (розрахунок на нерозкриття стику).....	18
4.1 Розрахунок коефіцієнта податливості стику	23
4.2 Попереднє затягування в з'єднанні і його вибір	37
5 Різьбове з'єднання під дією осьової сили і сили зсуву	39
6 Спрощений розрахунок затягнутих різьбових з'єднань на нерозкриття стику.....	40
7 Розрахунок різьбових з'єднань на ударне навантаження.....	42
8 Групове різьбове з'єднання	49
Додаток А.....	66
Додаток Б.....	83
Рекомендована література	94

ВВЕДЕННЯ

До найбільш поширених видів роз'ємних з'єднань деталей машин відносяться різьбові з'єднання, що здійснюються за допомогою різьб - виступів і відповідних западин, що чергуються, розташованих по гвинтовій лінії на поверхнях тіл обертання (стрижнів і отворів). Розрізняють різьби циліндричні і конічні, циліндричні підрозділяють на кріпильні і спеціальні.

До кріпильних різьб відносять нормальні і малі (у залежності від розміру кроку) трикутні метричні різьби за ГОСТ 9150-81; до спеціальних - трубну, прямокутну, упорну, круглу, трапецеїдальну та інші.

Деталь із різьбою в отворі називають гайкою, із різьбою на стрижні - болтом (гвинтом, шпилькою).

У сучасному машинобудуванні різьбові з'єднання – це найбільш поширений вид рознімних з'єднань, тому їхній правильний розрахунок є умовою надійної роботи вузла, машини, дозволяє знаходити резерви економії металу і трудових витрат.

1 ПРИНЦИПОВА СХЕМА РОЗРАХУНКУ

Для різьбового з'єднання характерне розміщення різьбового стрижня (гвинта, болта, шпильки) в отворі деталі, що з'єднується, з зазором. У цьому випадку зовнішнє навантаження зсуву сприймається силами тертя в стик

деталей, а сила тертя створюється зусиллям стрижня, що його розтягує. У цих умовах основним навантаженням, що може сприймати стрижень, є осьова сила, яка його розтягує. Якщо з'єднання виконане стандартними різьбовими деталями зі стандартною різьбою (міцність різьби гарантована стандартом) і дотримані норми глибин закручування гвинтів і шпильок, критерієм працездатності різьбового з'єднання буде міцність різьбового стрижня на розтяг у місці, ослабленому різьбою. Тому прийнятий розрахунок різьбового з'єднання умовно ведуть на розтяг різьбового стрижня, а специфічні особливості його навантаження враховують вибором навантаження для розрахунку.

Приймаючи в якості розрахункової умови

$$\sigma_p \leq [\sigma]_{pб},$$

маємо формулу для розрахунку напруження

$$\sigma_p = \frac{F_{розр}}{A} \cong \frac{4F_{розр}}{\pi d_1^2}.$$

Після підстановок і перетворень одержимо:

$$\sigma_p = \frac{F_{розр}}{A} = \frac{4F_{розр}}{\pi d_1^2} \leq [\sigma]_{pб};$$

$$A = \frac{F_{розр}}{[\sigma]_{pб}}; \quad (1)$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4F_{розр}}{\pi[\sigma]_{p\sigma}}}, \quad (2)$$

де σ_p - умовне напруження розтягу в різьбовому стрижні, МПа;

$F_{розр}$ - прийняте для розрахунку осьове навантаження, Н;

A - площа перерізу різьбового стрижня в різьбовій частині, мм²;

$[\sigma]_{p\sigma}$ - прийняте для розрахунку допустиме напруження, МПа;

d_1 - мінімально можливий діаметр різьбового стрижня в місці, ослабленому різьбою, мм.

На підставі розрахунку призначається стандартна різьба з параметрами, найближче більшими від розрахункових, а потім вибираються стандартні різьбові деталі з призначеною різьбою.

Перелік стандартів на конструкцію і розміри болтів і гайок подано в табл. А.1, Б.1. Варіанти конструкцій та розміри найбільш поширених і вживаних в інженерній практиці болтів і гайок наведені в табл. А.2...А.14, Б.2...Б.8 [1].

У табл. 1 наведені необхідні при розрахунках параметри стандартної метричної різьби.

**Таблиця 1 - Розміри найбільше поширених
різьб за ГОСТ 9150-81**

Зовнішній діаметр різьби d , мм	Крок p , мм	Внутрішній діаметр різьби d_1 , мм	Площа перерізу різьбового стрижня в різьбовій частині $A, \text{мм}^2$
1	2	3	4
3	0,5	2,459	4,75
4	0,7	3,242	8,24
	0,5	3,459	9,40
5	0,8	4,134	13,4
	0,5	4,459	15,6
6	1	4,917	19,0
	0,75	5,188	21,1
8	1,25	6,647	34,7
	1	6,917	37,6
	0,75	7,188	40,6
10	1,5	8,376	55,1
	1,25	8,647	58,7
	1	8,917	62,4
14	2	11,835	110
	1,5	12,376	120
	1,25	12,647	126
	1	12,917	131

Продовження таблиці 1

1	2	3	4
16	2	13,835	150
	1,5	14,376	162
	1	14,917	175
	0,75	15,188	181
18	2,5	15,294	184
	2	15,835	197
	1,5	16,376	211
	1	16,917	225
20	2,5	17,294	235
	2	17,835	250
	1,5	18,376	265
	1	18,917	281
22	2,5	19,294	292
	2	19,835	308
	1,5	20,376	326
	1	20,917	344
24	3	20,752	338
	2	21,835	374
	1,5	22,376	393
	1	22,917	412
27	3	23,752	443
	2	24,835	484
	1,5	25,376	506
	1	25,917	527

Продовження таблиці 1

1	2	3	4
30	3,5	26,211	540
	3	26,752	562
	2	27,835	608
	1,5	28,376	632
33	3,5	29,211	670
	3	29,752	695
	2	30,835	746
	1,5	31,376	774
36	4	31,670	787
	3	32,752	841
	2	33,835	899
	1,5	34,376	928

Вибір допустимих напружень при розрахунках різьбових деталей зв'язують із характером навантаження з'єднання, механічними характеристиками матеріалу, з якого деталі зроблені, номінальними розмірами різьби, наявністю і контролюємостю попереднього затягування.

При статичному навантаженні допустимі напруження розраховуються за формулою

$$[\sigma]_{p\delta} = \frac{\sigma_T}{S}, \quad (3)$$

де σ_T - границя текучості матеріалу, МПа;

S - необхідний запас міцності, рекомендується

приймати в залежності від номінального розміру різьби.

Неконтрольоване затягування:

- $S = 5...4$ - для різьб М6... М16;
- $S = 4...2,5$ - для різьб М16... М30;
- $S = 2,5...1,7$ - для різьб вище М30.

У випадку, коли різьбовий стрижень виконаний із легованої сталі, коефіцієнти варто збільшити на 30%.

Якщо затягування контролюється, приведені коефіцієнти запасу зменшують:

- у 2...1,6 рази - для різьб М6... М16;
- у 1,5...1,2 рази - для різьб М16... М30.

Значення границь текучості деяких характерних для різьбових деталей матеріалів приведені в *табл.2*.

Таблиця 2 - Границі текучості деяких матеріалів характерних для різьбових деталей

Матеріал	Ст.3	Сталь 35	Сталь 45	Сталь 40Х (поліпшена)
Границя текучості σ_T , МПа	220	320	360	550

**Таблиця 3 - Приблизні значення допустимих
напружень в різьбовій частині болтів масового
виробництва при статичному навантаженні і
неконтрольованому затягуванні**

Матеріал болта	$[\sigma]_{p\delta}$ для болтів, гвинтів, шпильок, МПа									
	M10	M12	M14	M16	M18	M20	M22	M24	M27	M30
Ст.3	48	50	53	55	58	61	65	69	76	88
Сталь 35	70	73	77	80	84	89	94	100	110	130
Сталь 45	78	82	86	90	95	100	105	110	125	145
Сталь 40X (поліп.)	113	118	125	130	137	145	152	163	180	210

У табл.3 приведені орієнтовні значення допустимих напружень у різьбовій частині болтів і аналогічних деталей при статичному навантаженні і неконтрольованому затягуванні, що одержали поширення в практиці розрахунків.

При циклічному навантаженні

$$[\sigma]_{p\delta} = \frac{\sigma_r}{S}, \quad (4)$$

де σ_r - границя витривалості різьбового стрижня, МПа;

r - коефіцієнт асиметрії зміни напружень циклу,

$$r = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}};$$

S - необхідний запас міцності.

Незалежно від циклу зміни зовнішнього навантаження в різьбовому стрижні різьбового з'єднання цикл зміни напруження може бути тільки знакопостійним. Приймаючи приблизно для знакопостійного циклу $\sigma_{r_{zp}} \approx \sigma_T$, границю витривалості різьбового стрижня можна розрахувати за формулою

$$\sigma_r = \frac{\sigma_a}{K_{D\sigma}} + \sigma_m,$$

де $\sigma_m = \frac{\sigma_T}{2}(1+r)$ - середня складова циклу;

$\sigma_a = \frac{\sigma_T}{2}(1-r)$ - амплітудна складова циклу;

$K_{D\sigma}$ - загальний коефіцієнт, що враховує розміри деталі $K_{d\sigma}$, стан поверхні K_F , концентратори напружень K_σ , зміцнення поверхні K_V .

$$K_{D\sigma} = \frac{K_\sigma / K_{d\sigma} + K_F - 1}{K_V}.$$

Значення приведених вище коефіцієнтів наведені в таблицях 4-7.

Таблиця 4 - Усереднені значення коефіцієнта $K_{d\sigma}(K_{d\tau})$ для сталей

Діаметр деталі, мм	10	20	40	60	80	100	120	140	160
$K_{d\sigma}(K_{d\tau})$	1	0,93	0,82	0,75	0,7	0,65	0,6	0,58	0,57

Таблиця 5 - Зразкові значення ефективного коефіцієнта концентрації напружень для нарізних метричних різьб

Матеріал	Ст.3	Сталь 35	Сталь 45	Сталь 40Х (поліпш.)
Ефективний коефіцієнт концентрації напружень K_{σ}	3,0	3,7	4,0	4,7

Таблиця 6 - Зразкові значення коефіцієнтів K_F , що враховують вплив шорсткості поверхні

Середнє арифметичне відхилення профілю R_a , мкм	Значення K_F при σ_s , МПа		
	400	600	1200
0,08...0,32	1	1	1
0,32...2,5	1,05	1,1	1,25
5...20	1,2	1,25	1,5

Особливо небезпечна корозія на поверхні деталей, тим більше - корозія у морській воді.

Таблиця 7 - Значення коефіцієнтів K_V , які враховують вплив зміцнення поверхні за рахунок обробки деталей

Діаметр зразка, мм	Вид обробки					
	Загартовування СВЧ на глибину 0,09...1,5 мм	Азотування на глибину 0,1...0,6 мм	Цементування на глибину 0,2...0,6 мм	Цианування на глибину 0,2 мм	Обкатка роликом	Обдужка дробом
d=7...20	1,3...1,6	1,15... ...1,25	1,2... ...2,1	1,8	1,2... ...1,4	1,1... ...1,3
	1,6...2,8	1,9...30	1,5...2,5		1,5...2,2	1,4... ...2,5
d=30...40	1,2...1,5	1,1... ...1,15	1,1...1,5	-	1,1... ...1,25	1,1... ...1,2
	1,5...2,5	1,3...2,0	1,2...2,0		1,3...1,8	1,1... ...1,5

Примітка. У зазначених діапазонах першими приведені значення K_V для зразків без концентраторів напружень, а другими - для зразків із концентратором

напружень.

Обираючи запас міцності S , варто мати на увазі, що в циклічно навантажених різьбових з'єднаннях затягування зазвичай контролюється.

2 ПОПЕРЕДНЬО НЕ ЗАТЯГНУТЕ РІЗЬБОВЕ З'ЄДНАННЯ ПІД ДІЄЮ ОСЬОВОЇ СИЛИ

Вибір навантаження для розрахунку пояснюється на типових прикладах.

На рис. 1 зображено рим-болт. При зовнішній осьовій силі розрахунок проводимо, приймаючи

$$F_{розр} = F_{роб} \text{ (без урахування маси)}. \quad (5)$$

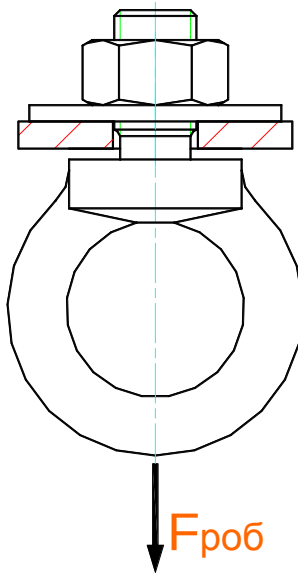


Рисунок 1 - Розрахункова схема

3 РІЗЬБОВЕ З'ЄДНАННЯ ПІД ДІЄЮ СИЛИ ЗСУВУ

На рис. 2 зображене з'єднання болтами двох половин тяги.

Умова роботи з'єднання: болти повинні бути затягнуті з такою силою F'_0 , щоб сила тертя між тягою і накладками F_{mp} була більша сили $F_{зр} = F_s$ зсуву (зазор між отвором і стрижнем не повинний зменшуватися).

Осьове зусилля на болт - сила попереднього затягування F'_0 , знайти її можна з таких співвідношень:

$$F_{mp} = zF'_0 f i \geq F_s,$$
$$F'_0 \geq \frac{F_s}{f i z},$$

де z, i - сумарне число кількості болтів і пар площин стиску в з'єднанні (на рис. 2 у з'єднанні дві пари площин стиску і два болти);

f - коефіцієнт тертя на площині стику, для практичних розрахунків зазвичай приймають у стиках: «метал-метал» $f \cong 0,15$; «метал-неметал» (бетон, цегляна кладка, дерево) $f \cong 0,25$.

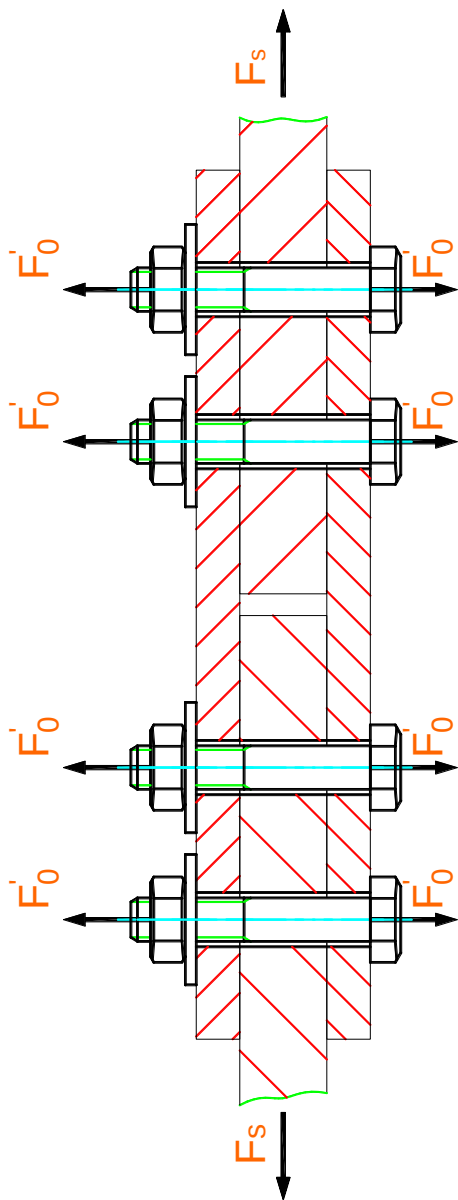


Рисунок 2 - Розрахункова схема з'єднання болтами двох половин тяги

При затягуванні болтів завдяки тертю в різьбі тіло болта зкручується, у ньому з'являються, в додавання до напружень розтягу, дотичні напруження крутіння. Уточнені розрахунки стандартних болтів при складному двохосьовому напруженому стані показують, що еквівалентне нормальне напруження залежить від діаметра болта, параметрів різьб, коефіцієнта тертя в різьбі і відрізняється від напруження розтягу приблизно в 1,25...1,45 раз. Звідси узвичаєна рекомендація: при розрахунках різьбових з'єднань, що відповідають деформації чистого розтягу, варто завищувати розрахункове навантаження у відповідне число разів:

$$F_{расч} = K_1 F_0. \quad (6)$$

З огляду на деяку непевність у виборі коефіцієнта K_1 , у практиці розрахунків зазвичай приймають середнє значення:

$$K_1 = 1,35 \quad (K_1 \cong 1,3).$$

4 РІЗЬБОВЕ З'ЄДНАННЯ ПІД ДІЄЮ ТІЛЬКИ ОСЬОВОЇ СИЛИ (РОЗРАХУНОК НА НЕРОЗКРИТТЯ СТИКУ)

Неодмінна умова якості різьбового з'єднання - нерозкриття стику під навантаженням. Якщо осьова сила викликає пружний розтяг болта, то щоб стик не розкрився, з'єднання обов'язково повинне бути попередньо затягнуте.

Максимальне зусилля розтягу $F_{розр}$, яким навантажено різьбовий стрижень у попередньо затягнутому

силою F_0 з'єднанні під дією зовнішньої осьової сили $F_{роб}$, істотно залежить від пружних деформацій деталей з'єднання. Загальне уявлення про характер цих деформацій дає *рис. 3*.

При затягуванні болт **Б** під дією сили розтягу попереднього затягування F_0 дещо збільшує свою довжину, а всі інші деталі (**фланець** $\Phi 1$, **фланець** $\Phi 2$, **шайба** Π , **прокладка** Π) під дією такої ж, але стискальної сили свої розміри зменшують. Зовнішнє осьове навантаження $F_{роб}$, яке прикладається до болта через шайбу і гайку, додатково збільшує деформацію болта і шайби, що дозволяє іншим деталям дещо зменшити розмір попередньої деформації. Сила попереднього затягування при цьому зменшується до величини залишкового затягування F'_0 . У залежності від співвідношення розмірів деформацій деталей, що збільшують свою деформацію при навантаженні з'єднання (**Б**, **Ш**) і зменшують свою деформацію (**Φ_1** , **Φ_2** , **Π**), сила залишкового затягування може зменшуватися до нуля. Фізично це означає, що стик знаходиться на грані розкриття або розкрився. Через те, що розкриття стику не припускається, надалі будемо вважати $F'_0 > 0$.

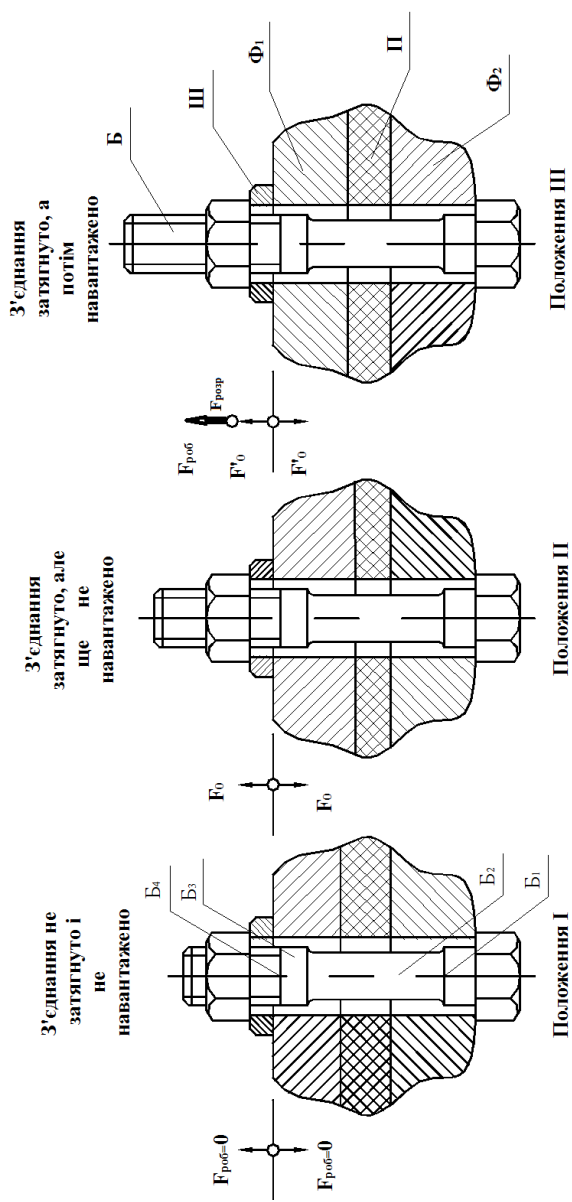


Рисунок 3 - Деформації деталей різьбового з'єднання при попередньому затягуванні і наступному навантаженні зовнішньою осьовою силою

Максимальне розрахункове навантаження на болт

$$F_{розр} = F_0' + F_{роб}. \quad (7)$$

Формулу для розрахунків $F_{розр}$ можна одержати з умови, що сума додаткових деформацій (у зв'язку з навантаженням попередньо затягнутого з'єднання) усіх деталей, що збільшують свою деформацію (**B**, **III**), дорівнює сумі додаткових деформацій усіх деталей, що зменшують свою деформацію (**Φ₁**, **Φ₂**, **n**):

$$|\Sigma \Delta \lambda_{зб}| = |\Sigma \Delta \lambda_{зм}|. \quad (8)$$

Введемо позначення:

- $\lambda_B', \lambda_{III}', \lambda_{\Phi 1}', \lambda_{\Phi 2}', \lambda_n'$ - пружні деформації відповідно болта, шайби, фланця 1, фланця 2, прокладки під дією сили попереднього затягування F_0 ;

- λ_B, λ_{III} - пружні деформації болта і шайби під дією максимального навантаження $F_{\max} = F_{розр}$;

- $\lambda_{\Phi 1}, \lambda_{\Phi 2}, \lambda_n$ - пружні деформації фланців і прокладки під дією сили залишкового затягування F_0' .

Це дозволить рівність (8) представити у вигляді

$$(\lambda_B - \lambda_B') + (\lambda_{III} - \lambda_{III}') = (\lambda_{\Phi 1}' - \lambda_{\Phi 1}) + (\lambda_{\Phi 2}' - \lambda_{\Phi 2}) + (\lambda_n' - \lambda_n). \quad (9)$$

Вважаючи пружні деформації всіх деталей з'єднання пропорційними навантаженню, виразимо їх у залежності від навантаження за допомогою коефіцієнтів податливості C :

$$\begin{aligned}
\lambda'_B &= C_B F_{роб}, & \lambda_B &= C_B F_{розр}; \\
\lambda'_{III} &= C_{III} F_{роб}, & \lambda_{III} &= C_{III} F_{розр}; \\
\lambda'_{\phi 1} &= C_{\phi 1} F_{роб}, & \lambda_{\phi 1} &= C_{\phi 1} F_{зал}; \\
\lambda'_{\phi 2} &= C_{\phi 2} F_{роб}, & \lambda_{\phi 2} &= C_{\phi 2} F_{зал}; \\
\lambda'_n &= C_n F_{роб}, & \lambda_n &= C_n F_{зал}.
\end{aligned}$$

З рівності (7) випливає, що

$$F_{зал} = F'_0 = F_{розр} - F_{роб}. \quad \text{З урахуванням цього}$$

представимо залежність (9) у вигляді:

$$\begin{aligned}
&C_B F_{розр} - C_B F_{роб} + C_{III} F_{розр} - C_{III} F_{роб} = \\
&= C_{\phi 1} F_{роб} - C_{\phi 2} F_{розр} + C_{\phi 2} F_{роб} + C_{\phi 2} F_{роб} - \\
&- C_{\phi 2} F_{розр} + C_{\phi 2} F_{розр} + C_n F_{роб} - C_n F_{розр} + C_n F_{роб}
\end{aligned}$$

Після відповідних перетворень одержимо:

$$F_{розр} = F_{роб} + \frac{C_{\phi 1} + C_{\phi 2} + C_n}{C_B + C_{III} + C_{\phi 1} + C_{\phi 2} + C_n} F_{роб}. \quad (10)$$

Позначимо коефіцієнт при $F_{роб}$ цієї залежності через χ . Він характеризує податливість деталей у з'єднанні і називається коефіцієнтом податливості стику або коефіцієнтом зовнішнього навантаження.

Остаточно:

$$F_{розр} = F_0 + \chi F_{роб}. \quad (11)$$

Це говорить про те, що максимальне зусилля, яким

навантажено болт у попередньо затягнутому, а потім навантаженому осьовою силою з'єднанні, залежить від величини сили попереднього затягування, величини сили зовнішнього осьового навантаження і від пружної податливості деталей з'єднання.

З огляду на особливості розрахунку попередньо затягнутого з'єднання, у якості розрахункового навантаження $F_{розр}$ в з'єднанні, що не підтягається під навантаженням, варто прийняти:

$$F_{розр} = K_1 F_0 + \chi F_{роб}. \quad (12)$$

У з'єднаннях, де не виключена можливість підтягування під навантаженням,

$$F_{розр} = K_1 (F_0 + \chi F_{роб}). \quad (13)$$

4.1 Розрахунок коефіцієнта податливості стику

За визначенням коефіцієнта податливості стику,

$$\chi = \frac{C_{\phi 1} + C_{\phi 2} + C_n}{C_B + C_{ш} + C_{\phi 1} + C_{\phi 2} + C_n}, \quad (14)$$

тобто розрахунок його пов'язаний із чисельним визначенням коефіцієнтів податливості всіх деталей з'єднання.

Коефіцієнт податливості C будь-якої деталі є пружна абсолютна деформація, що припадає на одиницю сили, що її викликає:

$$C = \frac{\lambda}{F}. \quad (15)$$

При розтязі-стисканні абсолютна деформація зразка постійного за довжиною перерізу розраховується за формулою

$$\lambda = \frac{Fl}{EA},$$

де F - сила, що розтягує або стискує;

l - довжина зразка;

E - модуль пружності першого роду матеріалу зразка;

A - площа поперечного перерізу зразка.

Підставляючи цю залежність у вираз (15), одержимо для випадку розтягу-стиску:

$$C = \frac{l}{EA}. \quad (16)$$

Формулу (16) можна використовувати тільки для розрахунків коефіцієнта податливості в деталях постійного по довжині перерізу, що сприймають навантаження, рівномірно розподілене по опорних поверхнях деталі. Жодна з деталей реального різьбового з'єднання цій умові не задовольняє. Тому стосовно до розрахунків різьбових з'єднань формула використовується з рядом допущень.

Коефіцієнт податливості болта при перемінному по довжині перерізу розраховується як сума коефіцієнтів, знайдених на окремих ділянках постійного перерізу:

$$C_B = \frac{l_1}{E_B A_1} + \frac{l_2}{E_B A_2} + \frac{l_3}{E_B A_3} + \dots + \frac{l_n}{E_B A_n}, (17)$$

де E_B - модуль пружності першого ряду матеріалу болта, МПа. Для сталі $E_B = 2,1 \cdot 10^5$ МПа ;

$l_1, l_2, l_3, \dots, l_n$ - довжина ділянки 1, 2, 3, ..., n, мм;

$A_1, A_2, A_3, \dots, A_n$ - площа поперечного перерізу на ділянках 1, 2, 3, ..., n, мм².

Наприклад, стосовно до рис.3 болт має чотири ділянки: стовщення в голівці B_1 , шийку в середній частині B_2 , стовщення перед різьбою B_3 , різьбову частину B_4 . Для цього випадку

$$C_B = \frac{1}{E_B} \left(\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} + \frac{l_3}{A_3} + \frac{l_4}{A_4} \right).$$

У довжину крайніх ділянок болта зазвичай включають, відповідно, половину висоти головки болта і половину висоти гайки. Крайню ділянку шпильки або гвинта, що ввертається в інші деталі, збільшують на половину номінального діаметра різьби d . У довжину стрижня фундаментного болта включають 1/3 його довжини, що залита у бетон.

Податливість звичайної підкладної шайби мала, у порівнянні з податливістю болта, і нею можна знехтувати.

Коефіцієнт податливості високої спеціальної шайби, яка амортизує, що має висоту, більшу ширини опорного кільця

$\left(h \right) \frac{d_3 - d_{\text{вн}}}{2}$, приблизно можна обчислити за формулою:

$$C_{III} = \frac{4h}{E_{III} \left(d_3^2 - d_{\text{вн}}^2 \right)}, \quad (18)$$

де h - висота шайби, мм;

E_{III} - модуль пружності першого роду матеріалу шайби, МПа;

d_3 - зовнішній діаметр шайби, мм;

$d_{\text{вн}}$ - внутрішній діаметр шайби, мм.

Коефіцієнт податливості пружинних шайб (ГОСТ 6402-70) можна визначити за формулою

$$C_{III} = \frac{5,5d_{III}^3}{G_{III}h_{III}^4}, \quad (19)$$

де d_{III} - середній діаметр шайби, мм;

h_{III} - висота перерізу шайби, мм;

G_{III} - модуль пружності другого роду матеріалу шайби, МПа. для сталі $G_{III} = 0,83 \cdot 10^5$ МПа .

При розрахунку коефіцієнта податливості фланців варто враховувати, що в деформаціях бере участь не весь обсяг матеріалу фланців, а тільки та частина його, що обмежена деяким зрізаним конусом, (рис. 4).

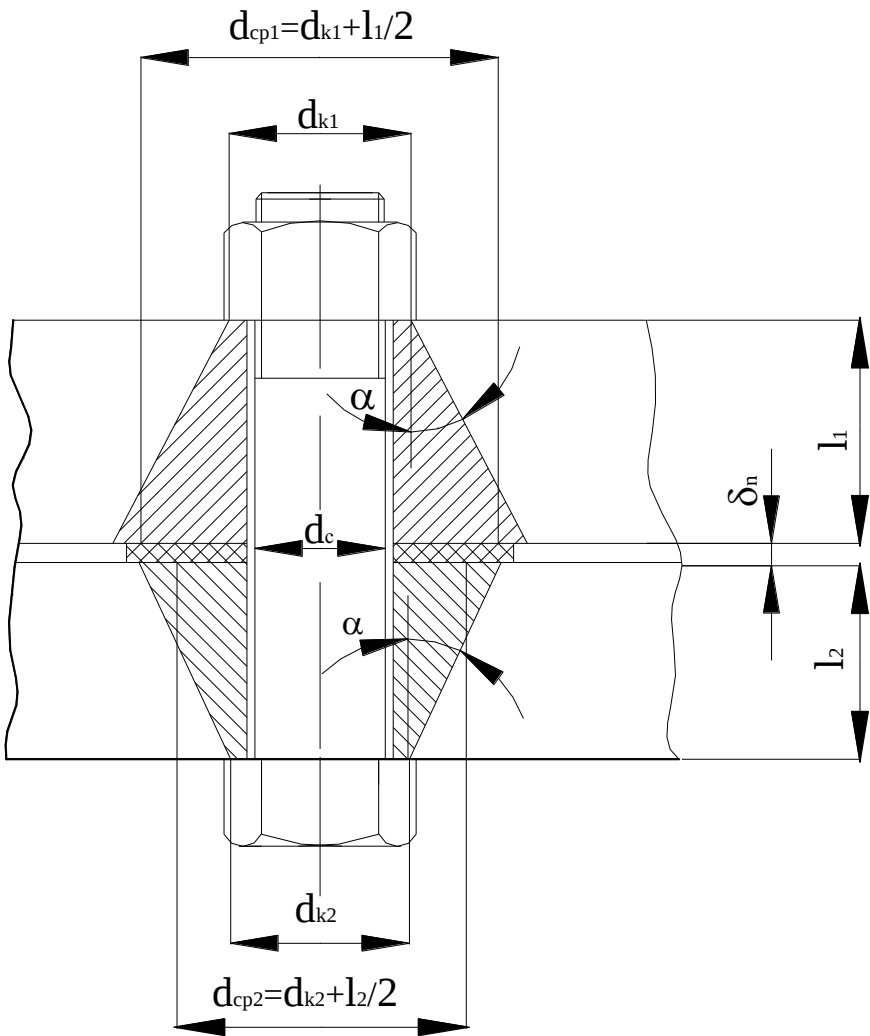


Рисунок 4 - Конус впливу деформацій у тілі фланця

За малий діаметр конуса d_k приймають у з'єднаннях без підкладних шайб розмір гайки (голівки болта) під ключ. У

з'єднаннях із підкладними шайбами - півсуму розміру під ключ і зовнішній діаметр шайби.

За експериментальними даними $\alpha = 25^0 \dots 30^0$.

Приймаючи для розрахунку $\alpha = 25^0 40' (tg \alpha = 0,5)$, конус приблизно можна замінити циліндром із зовнішнім діаметром

$$d_{cp} = d_{\kappa} + \frac{l}{2},$$

де l - товщина фланця.

Тоді для циліндра з осьовим отвором усередині d_{ϕ} будемо мати:

$$C_{\phi 1} = \frac{4l_1}{E_{\phi 1} \pi \left[\left(d_{\kappa 1} + \frac{l_1}{2} \right)^2 - d_c^2 \right]};$$

$$C_{\phi 2} = \frac{4l_2}{E_{\phi 2} \pi \left[\left(d_{\kappa 2} + \frac{l_2}{2} \right)^2 - d_c^2 \right]},$$
(20)

де l_1, l_2 - товщина відповідно фланця 1, фланця 2, мм;

$E_{\phi 1}, E_{\phi 2}$ - модуль пружності першого роду матеріалів фланців, МПа: для сталі - $E_{\phi} = 2,1 \cdot 10^5$ МПа, для чавуна - $E_{\phi} = 1,2 \cdot 10^5$ МПа;

$d_{к1}, d_{к2}$ - діаметр опорної поверхні гайки або головки болта, мм;

d_c - діаметр свердленого отвору під болт, мм. При відсутності більш точних даних можна приймати цей розмір рівним номінальному розміру різьби.

У тих випадках, коли різьбовий стрижень (гвинт, шпилька) ввертається безпосередньо в деталь, пружна податливість деталі до уваги не приймається. У дійсності податливість такої деталі збільшує податливість болта, проте, у порівнянні з його власною податливістю, дуже незначно.

Прокладка в з'єднанні зазвичай укладається по всій поверхні контакту деталей, що з'єднуються, тобто за розміром більше будь-якої з основ конусів впливу деформацій фланців. Тоді умовно для розрахунку C_n приймають, що прокладка являє собою порожнистий циліндр із висотою, що дорівнює товщині прокладки, зовнішнім діаметром, рівним півсумі основ конусів впливу деформацій фланців, і внутрішнім діаметром, рівним діаметру отвору під болт.

Допущення призводять до формули

$$C_n = \frac{16\delta}{E_n \pi [(d_{к1} + l_1 + d_{к2} + l_2)^2 - 4d_c^2]}, \quad (21)$$

де δ - товщина прокладки, мм;

E_n - модуль пружності першого роду матеріалу прокладки, МПа:

- деревини нецінних порід - $E = 600\text{МПа}$;
- картону для прокладок - $E = 16\text{МПа}$;
- гуми для прокладок - $E = 10\text{МПа}$;
- шкіри для прокладок - $E = 50\text{МПа}$;

$d_{к1}, d_{к2}$ - діаметри опорної поверхні гайки, болта, мм.

Якщо прокладка за розмірами менша основ конусів впливу деформацій фланців, розрахунок коефіцієнта податливості прокладки ведеться за її дійсними розмірами.

Приклад розрахунку

На рис. 5 приведено конструкцію різьбового з'єднання чавунної стійки та чавунної плити стандартними різьбовими деталями. Розрахувати коефіцієнт податливості стику.

Необхідні для розрахунку розміри деталей з'єднання узяті з довідника [1].

Коефіцієнт податливості болта визначається за формулою (17):

$$C_B = \frac{1}{E_B} \left(\frac{l_1}{A_1} + \frac{l_2}{A_2} \right) = \frac{1}{2,1 \cdot 10^5} \left(\frac{24}{113} + \frac{17,5}{80} \right) =$$

$$= 0,205 \cdot 10^{-5} \frac{\text{мм}^2}{\text{Н}}.$$

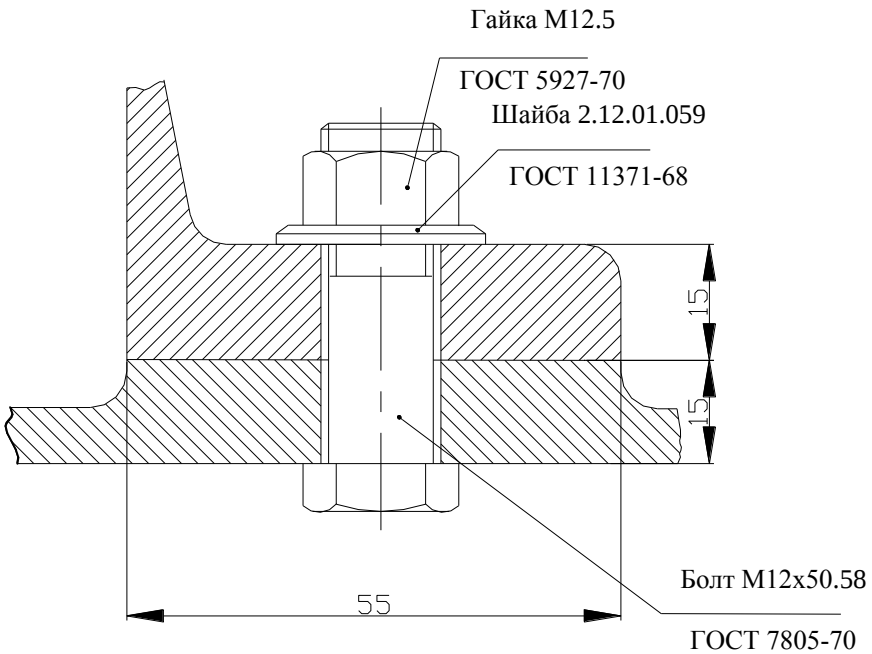


Рисунок 5 - Розрахункова схема

Для розрахунку податливості верхнього фланця прийняті:

- $E_B = 2,1 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ (для сталі);
- $E_{\Phi 1} = 1,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ (чавун);
- $l = 50 \text{ мм}$ - довжина стрижня болта;
- $l_0 = 30 \text{ мм}$ - довжина нарізаної частини;
- $H = 8 \text{ мм}$ - висота голівки болта;
- $l_{\Phi \Sigma} = 30 \text{ мм}$ - сумарна товщина фланця;

- $l_{\phi 1} = 15 \text{ мм}$ - товщина верхнього фланця;
- $S_{III} = 2,5 \text{ мм}$ - товщина шайби;
- $D_{III} = 24 \text{ мм}$ - діаметр шайби;
- $D_1 = 19 \text{ мм}$ - розмір гайки під ключ;
- $d_{K1} = \frac{D_{III} + D_1}{2} = \frac{24 + 19}{2} = 21,5 \text{ мм}$ -

діаметр опорної поверхні з боку гайки;

- $H_{гайка} = 10 \text{ мм}$ - висота гайки;
- $d = 12 \text{ мм}$ - діаметр стрижня болта;
- $d_c \cong 12 \text{ мм}$ - діаметр свердленого отвору під болт;
- $d_1 = 10,1 \text{ мм}$ - внутрішній діаметр різьби M12.

Тоді

$$l_1 = l - l_0 + \frac{H}{2} = 50 - 30 + \frac{H}{2} = 24 \text{ мм};$$

$$l_2 = l_{\phi \Sigma} - (l - l_0) + S_{III} + \frac{H_{гайки}}{2} =$$

$$= 30 - 50 + 30 + 2,5 + \frac{10}{2} = 17,5 \text{ мм}$$

$$A_1 = \frac{\pi d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 12^2}{4} = 113 \text{ мм}^2;$$

$$A_2 = \frac{\pi d_1^2}{4} = \frac{\pi \cdot 10,1^2}{4} = 80 \text{ мм}^2.$$

Коефіцієнт податливості верхнього фланця визначається за формулою (20):

$$C_{\phi 1} = \frac{4l_{\phi 1}}{E_{\phi 1}\pi \left[\left(d_{K1} + \frac{l_{\phi 1}}{2} \right)^2 - d_c^2 \right]} =$$

$$= \frac{4 \cdot 15}{1,2 \cdot 10^5 \pi \left[\left(21,5 + \frac{15}{2} \right)^2 - 12^2 \right]} = 0,0228 \cdot 10^{-5} \frac{мм}{Н}.$$

Для розрахунку коефіцієнта податливості нижнього фланця прийняті:

- $E_{\phi 2} = 1,2 \cdot 10^5 \text{ МПа}$ - (чавун);
- $l_{\phi 2} = 15 \text{ мм}$ - товщина нижнього фланця;
- $d_{K2} = 19 \text{ мм}$ - діаметр опорної поверхні з боку голівки болта, прийнятий рівним розміру під ключ;
- $d_c \cong 12 \text{ мм}$ - аналогічно попередньому.

Коефіцієнт податливості нижнього фланця визначається за формулою (20):

$$C_{\phi 2} = \frac{4l_{\phi 2}}{E_{\phi 2}\pi \left[\left(d_{K2} + \frac{l_{\phi 2}}{2} \right)^2 - d_c^2 \right]} =$$

$$= \frac{4 \cdot 15}{1,2 \cdot 10^5 \pi \left[\left(19 + \frac{15}{2} \right)^2 - 12^2 \right]} = 0,0285 \cdot 10^{-5} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}.$$

Коефіцієнтом податливості шайби знехтуємо. Коефіцієнт податливості стику визначається за формулою (14)

$$\chi = \frac{C_{\phi 1} + C_{\phi 2}}{C_B + C_{\phi 1} + C_{\phi 2}} =$$

$$= \frac{(0,0228 + 0,0285) \cdot 10^{-5}}{(0,205 + 0,0228 + 0,0285) \cdot 10^{-5}} = 0,2.$$

Аналіз залежності (14), формул для розрахунку коефіцієнтів податливості окремих деталей з'єднання і приклада розрахунку дозволяє зробити деякі загальні

ВИСНОВКИ:

1 При звичайно застосовуваних співвідношеннях розмірів деталей різьбового з'єднання і при відсутності пружної прокладки податливість болта більша податливості фланців. Отже, коефіцієнт податливості стику χ значно менший одиниці.

У табл. 8 приведено середні значення коефіцієнта

податливості стику для типових з'єднань без прокладок із сталевим болтом, якими можна користуватися при розрахунках середньої точності.

Таблиця 8 - Середні значення коефіцієнта податливості стику в різьбових з'єднаннях без прокладок

Матеріали деталей, що з'єднуються	Коефіцієнт податливості стику χ
Сталь - сталь	0,09
Сталь - чавун	0,12
Чавун - чавун	0,17
Метал - дерево	0,6...0,75

2 При жорсткому закріпленні на бетонних фундаментах металевих корпусів механізмів і машин із заливними фундаментними болтами податливість болта настільки більша податливості фланців, що $\chi \cong 0$.

3 Пружні прокладки в з'єднаннях значно збільшують податливість фланців, у результаті цього коефіцієнт податливості стику наближається до одиниці.

У *табл. 9* приведено середні значення коефіцієнта податливості стику для з'єднань із прокладками з деяких типових для машинобудування матеріалів.

Таблиця 9 - Середні значення коефіцієнта податливості стику в різьбових з'єднаннях із прокладками

Матеріал прокладки	Коефіцієнт податливості стику χ
Технічна гума	0,8...0,95
Пресований картон, азбест	0,6...0,8
Шкіра	0,5...0,7
М'який метал (мідь, латунь, свинець)	0,15...0,25

Розрахунок коефіцієнта податливості стику χ можна виконувати тільки стосовно до сконструйованого різьбового з'єднання. Тому рекомендується в проектному розрахунку прийняти наближене його значення (див. табл. 8,9), а після завершення конструювання з'єднання розрахунком уточнити значення χ . Якщо виявиться, що уточнене значення χ більш ніж у 1,3 раза відрізняється від приблизно прийнятого, розрахунок з'єднання варто повторити з уточненням значення χ .

4.2 Попереднє затягування в з'єднанні і його вибір

Вирішуючи спільно рівняння (7) і (11), одержимо:

$$F_{розр} = F_{зал} + F_{роб} = F_0 + \chi F_{роб},$$

звідки

$$F_0 = F_{зал} + (1 - \chi)F_{роб}. \quad (22)$$

З формули випливає, що величина сили попереднього затягування F_0 повинна вибиратися в залежності від розміру зовнішнього навантаження $F_{роб}$, податливості стику χ і, головне, від величини необхідного залишкового затягування в з'єднанні $F_{зал}$.

Залишкове затягування розраховують, базуючись на нормах мінімальних тисків на поверхню стику.

Позначимо:

- $p_{зал}$ - мінімально допустимий залишковий тиск на поверхні стику, МПа;
- $A_{см}$ - площа поверхні стику, яку треба розуміти як півсуму площ основ конусів впливу деформацій фланців, мм².

Тоді залишкове затягування (на один болт):

$$F_{зал} = p_{зал} A_{см} = [p]_{\min} \frac{\pi}{16} \left[(d_{K1} + l + d_{K2} + l_2)^2 - 4d_c^2 \right] \quad (23)$$

Поширені норми мінімальних тисків на поверхні стику для з'єднань, що працюють під тиском, наведені в табл. 10.

Таблиця 10 - Мінімальні тиски на поверхні стику із суцільною прокладкою для з'єднань, що працюють під тиском рідини, пару, газу

Тип з'єднання	Мінімальний тиск на поверхні стику $p_{зал}, МПа$
Відповідальні з'єднання металевих деталей (стики станин, з'єднання зі станиною нерухомих бабок тощо)	1...2
Звичайні з'єднання металевих деталей (кронштейни на металевих колонках, машини і механізми на металевих основах, кришки підшипників на корпусах і т.п.)	0,3...0,5
Маловідповідальні з'єднання металевих деталей, металевих деталей на неметалевих основах	0,1...0,3

5 РІЗЬБОВЕ З'ЄДНАННЯ ПІД ДІЄЮ ОСЬОВОЇ СИЛИ І СИЛИ ЗСУВУ

Якщо стик плоский і конструкцією з'єднання не передбачаються додаткові пристосування для сприйняття сили зсуву F_s (шпонки, штифти), залишкове $F_{зал}$ затягування повинне забезпечувати силу тертя на поверхні стику, більшу, ніж сила зсуву. Приймаючи

$$F_{зал} \geq \frac{F_s}{f}$$

і підставляючи у формулу (22), одержимо:

$$F_0 \geq \frac{F_s}{f} + (1 - \chi)F_{роб}. \quad (24)$$

Тоді, відповідно до формули (11):

$$F_{розр} = \frac{F_s}{f} + (1 - \chi)F_{роб} + \chi F_{роб} = \frac{F_s}{f} + F_{роб}. \quad (25)$$

Важливо відзначити, що максимальне навантаження на болт у цьому випадку не залежить від коефіцієнта податливості стику.

Для з'єднань, що підтягуються під навантаженням,

$$F'_{розр} = K_1 F_{розр}; \quad (26)$$

для з'єднань, що не підтягуються під навантаженням,

$$F_{розр} = K F_0 + \chi F_{роб}. \quad (27)$$

У формулах (24),(25) під силою F_s зсуву розуміється

рівнодіюча усіх сил зсуву, що діють на з'єднання, які варто знаходити векторним додаванням; під осьовою $F_{роб}$ - рівнодіюча всіх осьових сил, що знаходять алгебраїчним додаванням.

6 СПРОЩЕНИЙ РОЗРАХУНОК ЗАТЯГНУТИХ РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ НА НЕРОЗКРИТТЯ СТИКУ

Дану методику розрахунку можна застосовувати для розрахунку фланцевих з'єднань трубопроводів, кришок циліндрів, із прокладками і без них, затягнутих станин пресів, клетей прокатних станів і інших машин і механізмів, у яких застосовуються попередньо затягнуті різьбові з'єднання.

Для розрахунку необхідні наступні вихідні дані:

- площа стику деталей, що передає попереднє і залишкове затягування $A_{ст}$;
- залишковий тиск у стику, допустимий після додавання зовнішнього навантаження (тиск $p_{зал}$, що розкриває стик);
- кількість різьбових стрижнів, що забезпечують затягування стику деталей Z ;
- робоче зусилля на різьбове з'єднання - зовнішнє навантаження $F_{роб}$.

Площа стику визначається конструктивно для різних машин і механізмів, і при дії максимальних навантажень у

стику напруження не повинні перевищувати $(0,7...0,9) \sigma_T$ для матеріалу деталей стику (статичне навантаження стику) і σ_r при циклічному навантаженні.

Зусилля залишкового затягування, що припадає на один різьбовий стрижень, складе:

$$F'_{зал} = \frac{P_{зал} A_{см}}{z}. \quad (28)$$

Значення $P_{зал}$ можна вибирати за *табл. 9 і 10*.

Розрахункове навантаження на один різьбовий стрижень (болт, гвинт, шпильку) складе:

$$F'_{розр} = F'_{зал} + F'_{роб}, \quad (29)$$

де $F'_{роб}$ - робоче навантаження, що діє на 1 різьбовий стрижень (болт, шпильку),

$$F'_{роб} = \frac{F_{роб}}{z}. \quad (30)$$

Для з'єднань, які підтягуються під навантаженням, що викликає додаткові контактні напруження, розрахункове навантаження збільшується з урахуванням коефіцієнта $K_1 = 1,3$.

Розрахунок внутрішніх діаметрів різьбових стрижнів (болтів, шпильок, колон пресів і т.д.) проводять за формулою

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4K_1 F'_{розр}}{\pi [\sigma]_p}}. \quad (31)$$

7 РОЗРАХУНОК РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ НА УДАРНЕ НАВАНТАЖЕННЯ

Основна задача розрахунку різьбових з'єднань на ударне навантаження - визначення динамічної сили, що діє на болт при ударі. Розрахунок реальних систем на ударне навантаження пов'язаний із великими труднощами (урахування пружних контактних і пластичних деформацій, загальний опис хвильових процесів і т.д.), тому для інженерного розрахунку обмежимося наближеним енергетичним методом.

Проаналізуємо удар поршня масою m об кришку циліндра, закріплену Z болтами (рис.6).

Спочатку знехтуємо масою кришки і її податливістю і будемо вважати, що вся кінетична енергія удару поршня переходить у потенційну енергію деформації різьбового з'єднання. Окреме різьбове з'єднання уявимо у виді шпильки й еквівалентної втулки з центральним додатком динамічної сили $F_{дин}$ (рис. 7).

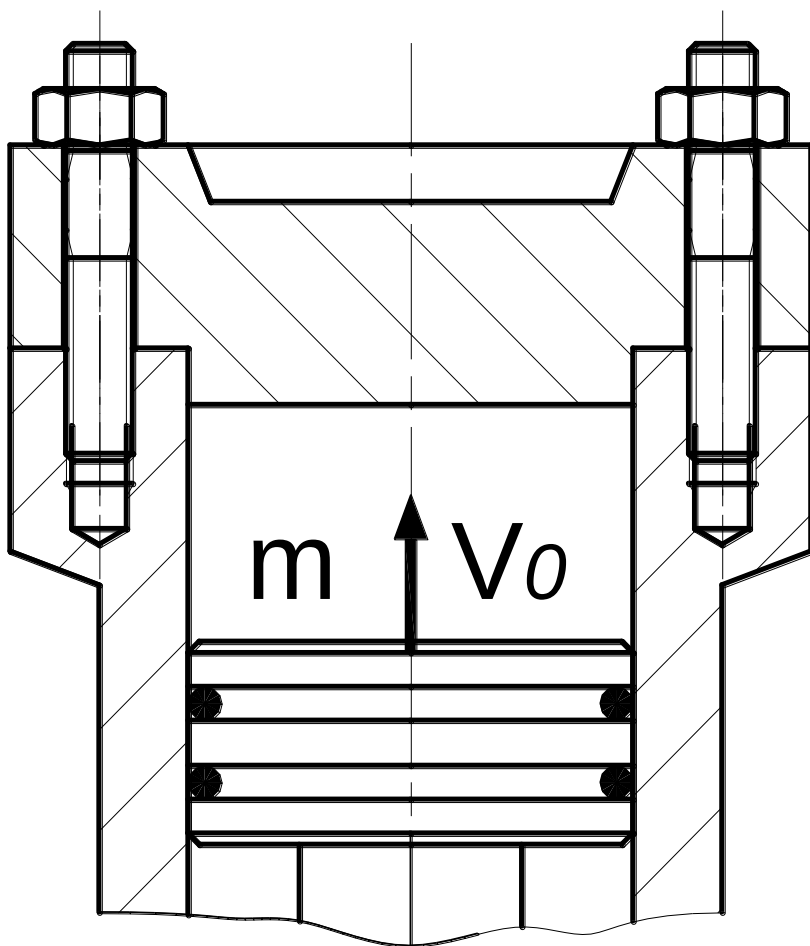


Рисунок 6 - Схема дії сил при ударі поршня об кришку, закріплену шпильками

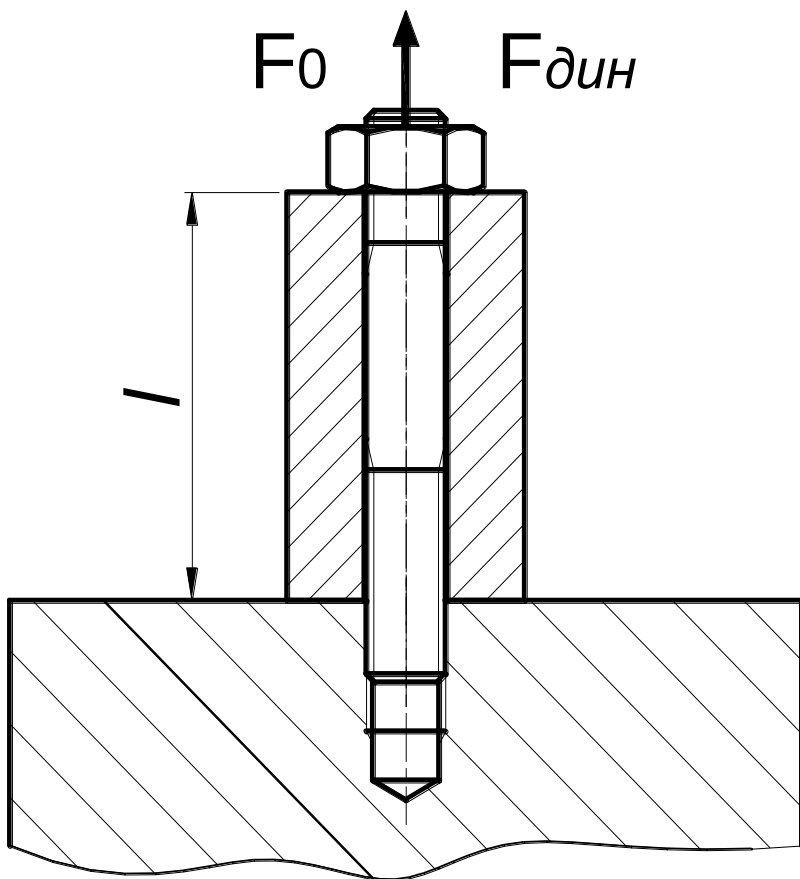


Рисунок 7 - Схема дії сил у різьбовому з'єднанні у виді шпильки й еквівалентної втулки при навантаженні центральною динамічною силою $F_{дин}$

Розглянемо випадок, коли при ударі стик не розкривається. Потенційна енергія різьбового з'єднання до удару

$$U_1 = 0,5zF_0^2(\lambda_{\sigma} + \lambda_{\delta}), \quad (32)$$

де F_0 - сила початкового затягування;

$\lambda_{\sigma} = l/(E_{\sigma}A_{\sigma})$, $\lambda_{\delta} = l/(E_{\delta}A_{\delta})$ - податливості стрижня (болта, шпильки) і еквівалентної втулки (деталей стику).

Після удару на стрижень і втулку (деталі стику) діють сили

$$F_n = F_0 + \chi F_{\text{дин}}; \quad (33)$$

$$F_1 = -F_0 + (1 - \chi)F_{\text{дин}}. \quad (34)$$

При необхідності розміри λ_{σ} і λ_{δ} повинні включати додаткові контактні й інші деформації.

Потенційна енергія деформації різьбового з'єднання після удару

$$U_2 = 0,5z(F_0 + \chi F_{\text{дин}})^2 \lambda_{\sigma} + 0,5z[-F_0 + (1 - \chi)F_{\text{дин}}]^2 \lambda_{\delta}. \quad (35)$$

З умови рівності енергій

$$U_y = U_2 - U_1,$$

де $U_y = 0,5mv_0^2$ - кінетична енергія поршня (енергія удару).

З огляду на рівності (32) і (35), знаходимо

$$U_y = z \frac{F_{дин}^2 \lambda_{\sigma} \lambda_{\partial}}{2(\lambda_{\sigma} + \lambda_{\partial})} = z \frac{F_{дин}^2 \lambda_{\sigma} \chi}{2}. \quad (36)$$

При впливі динамічної сили $zF_{дин}$ деталі стику одержують зсув (в умовах щільного стику)

$$\Delta = F_{дин} \frac{\lambda_{\sigma} \lambda_{\partial}}{\lambda_{\sigma} + \lambda_{\partial}} = F_{дин} \lambda_{\sigma} \chi.$$

Прирівнюючи роботу динамічної сили до кінетичної енергії поршня, маємо рівняння

$$0,5zF_{дин}\Delta = U_y = \frac{F_{дин}^2 \lambda_{\sigma} \chi}{2}. \quad (37)$$

Відзначимо, що динамічна сила не залежить від початкового затягування, і відповідно до рівності (32)

$$F_{дин} = \sqrt{\frac{2U_y}{z} \left(\frac{1}{\lambda_{\sigma}} + \frac{1}{\lambda_{\partial}} \right)}. \quad (38)$$

У загальному випадку

$$F_{дин} = \sqrt{\frac{2U_y}{z} \left(\frac{1}{\sum_{i=1}^r \lambda_{\sigma i}} + \frac{1}{\sum_{j=1}^s \lambda_{\partial j}} \right)}, \quad (39)$$

де суми поширюються на деталі системи стрижня $\lambda_{\sigma i}$ і системи корпусу $\lambda_{\partial j}$.

Динамічна сила, сприймана стрижнем (шпилькою),

$$F_{\sigma} = \chi F_{\text{дин}} = \sqrt{2U_y \chi / (z \lambda_{\sigma})} = F_{\text{розр}}. (40)$$

З аналізу цієї формули випливає, що для зниження ударних динамічних сил, що діють на стрижень, необхідно збільшувати податливість деталей системи стрижня.

При збільшенні податливості деталей системи корпусу загальна сила $F_{\text{дин}}$ (39) зменшується, проте навантаження на болти зростають.

Розглянемо тепер випадок, коли при ударі відбувається розкриття стику. Криві зміни динамічної сили $F_{\text{дин}}$ в залежності від зсуву деталей стику показані на рис.8.

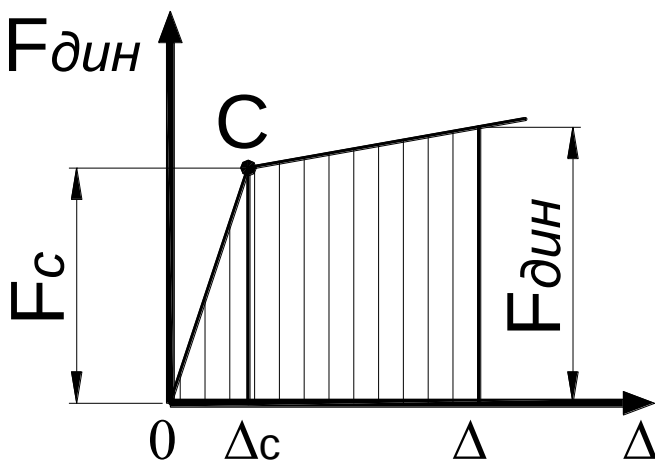


Рисунок 8 - Залежність динамічної сили від зсуву деталей стику

У точці С стик розкривається:

$$F_c = F_0 / (1 - \chi); \quad (41)$$

переміщення деталей стику при цьому

$$\Delta_c = \lambda_\sigma \chi \frac{F_0}{1 - \chi}. \quad (42)$$

Після розкриття стику подальша деформація відбувається тільки в стрижні, тому

$$\Delta - \Delta_c = \lambda_\sigma (F_{дин} - F_c). \quad (43)$$

Робота загальної динамічної сили

$$L = 0,5z [F_c \Delta_c + (F_{дин} + F_c)(\Delta - \Delta_c)].$$

З урахуванням рівностей 41-43, одержуємо

$$L = 0,5z \left[\lambda_\sigma F_{дин}^2 - \lambda_\sigma \frac{F_0^2}{1 - \chi} \right]. \quad (44)$$

Прирівнюючи роботу деформації кінетичної енергії удару (U_y), знаходимо

$$F_{дин} = \sqrt{\frac{2U_y}{z\lambda_\sigma} + \frac{F_0^2}{1 - \chi}}. \quad (45)$$

Динамічна сила, сприймана стрижнем,

$$F_\sigma = F_{дин} = F_{розр}. \quad (46)$$

При більш точному розрахунку можна врахувати роботу сили ваги тіл, що співударяються.

Діаметр різбових стрижнів знаходять за формулою (31), при $K_1 = 1$.

8 ГРУПОВЕ РІЗЬБОВЕ З'ЄДНАННЯ

Групове різьбове з'єднання – це з'єднання декількома болтами або аналогічними різьбовими деталями. Специфіка розрахунку - визначення найбільш навантаженого болта в з'єднанні і навантаження на нього при відомих значеннях зовнішніх чинних силових факторів: сил та моментів, що перекидають і скручують. Розглядається найбільш типовий випадок, коли стик плоский, спеціальних пристосувань для сприйняття сил зсуву немає.

Запропонований нижче метод визначення навантажень на болти в груповому різьбовому з'єднанні ґрунтується на таких припущеннях: з'єднання попередньо затягнуте, болти по площі стику розподілені достатньо часто і рівномірно, розміри болтів однакові, у кожному створені однакові попередні напруження, розкриття стику під навантаженням не припускається, фланці достатньо жорсткі і під навантаженням не згинаються. Ці реальні припущення дозволяють ототожнювати зміни тиску в стику при додатку зовнішнього навантаження зі змінами напружень у перерізі попередньо напруженої консольної балки, а болти вважати спроможними забезпечити відповідні закони цих змін.

Розрахунки ведуться в такій послідовності:

1 Визначити центр ваги перерізів болтів у стику (він же - геометричний центр стику).

У загальному випадку для визначення координат

центру ваги ($x'_{ц.в}, y'_{ц.в}$) у площині стику будують довільну допоміжну систему координат (x', y') і в цій системі приблизно розміщують положення точки центру ваги. Відповідно до визначення центру ваги плоскої фігури сума моментів площі перерізів болтів відносно осей, проведених через центр ваги паралельно осям координат, повинна дорівнювати нулю. Укладаючи відповідні рівняння і вирішуючи їх щодо координат центра ваги, одержимо:

$$\begin{aligned} x'_{ц.в} &= \frac{x'_1 + x'_2 + x'_3 + \dots + x'_z}{z}; \\ y'_{ц.в} &= \frac{y'_1 + y'_2 + y'_3 + \dots + y'_z}{z}, \end{aligned} \quad (47)$$

де $x'_1, x'_2, x'_3, \dots, x'_z, y'_1, y'_2, y'_3, \dots, y'_z$ -

координати болтів у допоміжній системі координат;

$x'_{ц.в}, y'_{ц.в}$ - координати центра ваги в допоміжній системі координат;

z - число болтів.

Приклад

На рис. 9 зображені (у перерізі по площині стику) болти групового з'єднання, що складається з 3 болтів однакового розміру. Визначається положення центра ваги перерізів болтів.

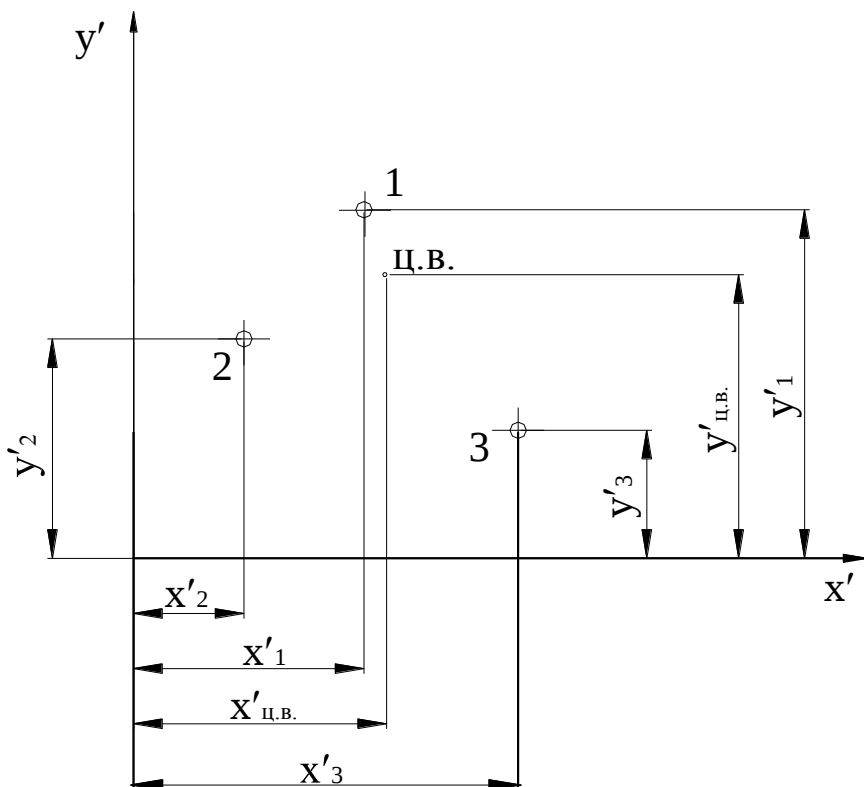


Рисунок 9 - Розрахункова схема групового болтового з'єднання

$$A_1(x'_{ц.в} - x'_1) + A_2(x'_{ц.в} - x'_2) - A_3(x'_3 - x'_{ц.в}) = 0.$$

$$\text{При } A_1 = A_2 = A_3$$

$$x'_{ц.в} - x'_1 + x'_{ц.в} - x'_2 - x'_3 + x'_{ц.в} = 0;$$

$$x'_{ц.в} = \frac{x'_1 + x'_2 + x'_3}{3}.$$

$$A_1(y'_1 - y'_{ц.в}) - A_2(y'_{ц.в} - y'_2) - A_3(y'_{ц.в} - y'_3) = 0.$$

$$y'_1 - y'_{ц.в} - y'_{ц.в} + y'_2 - y'_{ц.в} + y'_3 = 0;$$

$$y'_{ц.в} = \frac{y'_1 + y'_2 + y'_3}{3}.$$

Коли стик має осі симетрії, визначення центру ваги значно спрощується. При наявності двох осей симетрії центр ваги знаходиться в точці їхнього перетинання, при одній осі - центр ваги лежить обов'язково на цій осі і розрахунку підлягає тільки координата розташування центру ваги уздовж осі.

2 Привести всі силові чинники до точки центра ваги стику.

Для цієї цілі зручно через точку центру ваги провести основну просторову систему координат X, Y, Z , зовнішні сили і моменти розкласти за цими осями координат, а потім за правилами статички виконати їхній перенос у точку початку координат. Варто мати на увазі, що моменти в площині їхньої дії і сили по лінії дії переносяться без додавання яких-небудь силових чинників, перенос сил паралельно лініям дії пов'язаний із додаванням моменту, рівного добутку сили на найкоротшу відстань від точки переносу до лінії дії сили. У загальному випадку лінії дії сил не перетинають осей координат. Тоді перенос сил у початок координат виконується в два прийоми: спочатку до перетинання з однією з осей, а потім у точку початку координат. При цьому добавляються два взаємно перпендикулярних моменти.

Після переносу в точці центру ваги усі однойменні чинники алгебраїчно додаються. У результаті, у самому загальному випадку, утворюються три координатні сили (F_x, F_y, F_z) і три координатних моменти (T_x, T_y, T_z) .

Додавання однойменних чинників не обов'язкове. При табличному методі розрахунку зручно розглядати дію кожного довільного силового чинника окремо.

3 Визначити осьові навантаження, що діють на кожний болт, від центральної сили F_z і моментів T_x, T_y , що перекидають.

Сила F_z , що проходить через центр ваги, рівномірно навантажує всі болти і на кожному із них створює осьове навантаження

$$Q_{(F_z)} = \frac{F_z}{z},$$

де z - число болтів у з'єднанні.

Моменти T_x, T_y , що перекидають, теж створюють осьові навантаження на болти. Формули для їхнього розрахунку можна одержати з умови, що сума моментів осьових сил на болти щодо відповідної осі повинна дорівнювати зовнішньому моменту, а величина кожної сили прямо пропорційна відстані до осі повороту. Спільне рішення рівнянь призводить до таких залежностей:

- осьова сила, що діє на найбільш віддалений від осі повороту болт (припустимо, це болт 1),

$$Q_{1(T)} = \frac{Tl_1}{l_1^2 + l_2^2 + \dots + l_z^2},$$

а на усі інші

$$Q_{2(T)} = Q_1 \frac{\ell_2}{\ell_1}; Q_{3(T)} = Q_1 \frac{\ell_3}{\ell_1}; \dots Q_{z(T)} = Q_1 \frac{\ell_z}{\ell_1},$$

де $\ell_1, \ell_2, \dots, \ell_z$ - відстані до болтів від відповідної осі повороту.

Формули дають тільки значення сил. Знаки розставляються з урахуванням області розміщення болтів: область розтягу - «+», область стиску - «-».

Приклад

На рис. 10 показано, що деталь прикріпляється до фундаменту трьома болтами. Відомі положення центру ваги (Ц. в), зовнішній момент T , що перекидає, і відстань від болтів до осі повороту, що проходить через центр ваги. Визначаються осьові сили, що діють на болти. Область розтягу - зліва, болти 1, 2 навантажуються додатною силою ("+"), область стиску - справа, болт 3 навантажується від'ємною силою ("-").

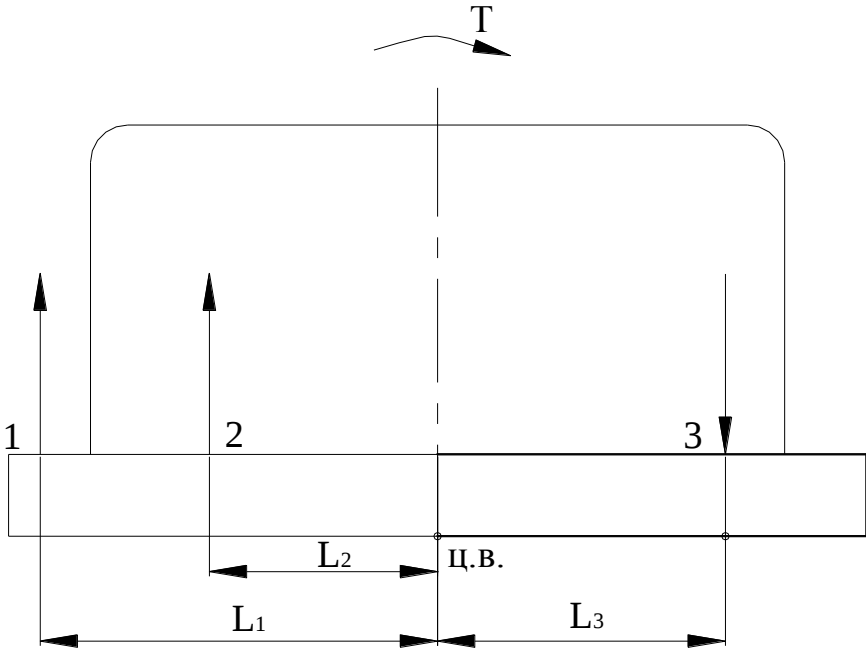


Рисунок 10 - Розрахункова схема

$$T = Q_1 \ell_1 + Q_2 \ell_2 + Q_3 \ell_3;$$

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{\ell_1}{\ell_2}; \frac{Q_1}{Q_3} = \frac{\ell_1}{\ell_3}.$$

Зі спільного вирішення рівняння маємо:

$$Q_{1(T)} = \frac{T \ell_1}{\ell_1^2 + \ell_2^2 + \ell_3^2}; Q_{2(T)} = \frac{\ell_2}{\ell_1}; -Q_{3(T)} = Q_1 \frac{\ell_2}{\ell_1}.$$

Повне осьове навантаження на кожен із болтів з'єднання визначається алгебраїчним додаванням осьових сил:

$$Q = Q_{(T_x)} + Q_{(T_y)} + Q_{(T_z)}.$$

4 Визначити сили зсуву, що припадають на кожен болт

від спрямованих уздовж осей сил F_x, F_y і моменту T_z , що скручує.

Осьові сили F_x, F_y проходять через центр ваги і рівномірно навантажують усі болти, відповідно

$$F_{s(F_x)} = \frac{F_x}{z}; F_{s(F_y)} = \frac{F_y}{z}.$$

Сили $F_{s(F_x)}, F_{s(F_y)}$ за напрямком збігаються з напрямком сил F_x, F_y . Навантаження на болти від моменту T_z , що скручує, - сили в площині стику, перпендикулярні радіусам, проведеним до кожного болта з точки центру ваги. Знайти їх можна з умови, що сума моментів усіх сил відносно точки центру ваги повинна дорівнювати моменту T_z . Кожна з сил від моменту T_z пропорційна відстані від болта до точки центру ваги. Спільне рішення відповідних рівнянь призводить до таких формул.

Сила зсуву, яка діє на найбільш віддалений болт (припустимо, це болт 1),

$$F_{S_1} = \frac{T_z r_1}{r_1^2 + r_2^2 + r_3^2 + \dots + r_z^2};$$

$$F_{S_2} = F_{S_1} \frac{r_2}{r_1}; F_{S_3} = F_{S_1} \frac{r_3}{r_1}$$

і т.д.

Приклад

На рис. 11 показано, що деталь прикріплена до фундаменту трьома болтами.

Відомі відстані від цих болтів до точки центру ваги і момент T_z , що скручує (у площині стику). Визначити діючі на кожен болт сили F_s , що зрушують.

$$T_z = F_{s_1} r_1 + F_{s_2} r_2 + F_{s_3} r_3;$$

$$\frac{F_{s_1}}{F_{s_2}} = \frac{r_1}{r_2}; \frac{F_{s_1}}{F_{s_3}} = \frac{r_1}{r_3}.$$

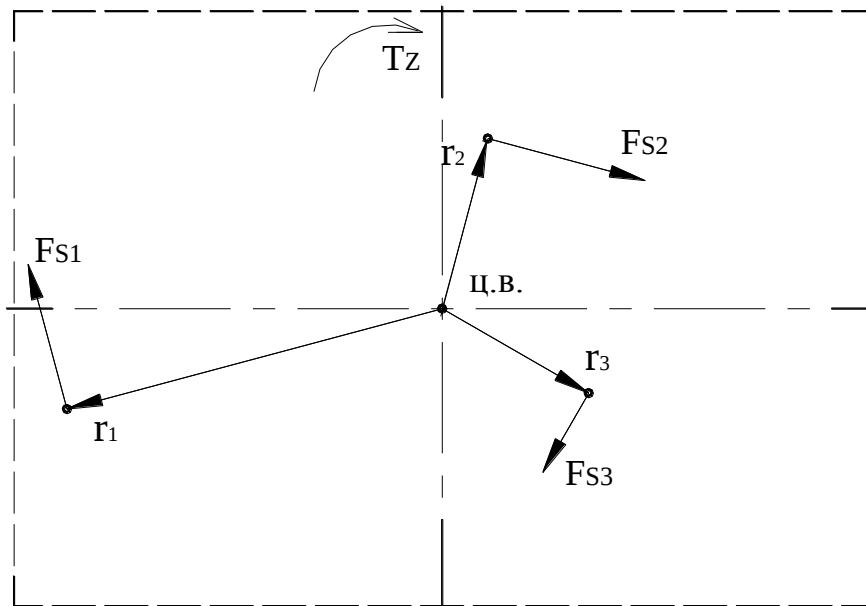


Рисунок 11 - Розрахункова схема

Вирішуючи рівняння спільно, одержимо:

$$F_{S_1} = \frac{T_z r_1}{r_1^2 + r_2^2 + r_3^2}; F_{S_2} = F_{S_1} \frac{r_2}{r_1}; F_{S_3} = F_{S_1} \frac{r_3}{r_1}.$$

Повна сила зсуву, що діє на кожний болт у з'єднанні, знаходиться геометричним (векторним) додаванням сил $F_{s(F_x)}, F_{s(F_y)}, F_{s(T_z)}$.

Додавання простіше усього виконувати графічно. Порівняння повних осьових і сил зсуву, які діють на болт, дозволяє визначити найбільш навантажений болт. Може виявитися, що найбільш навантажений болт визначити важко. Тоді для декількох, можливо, найбільш навантажених болтів, використовуючи формули (6),(7),(11), визначають розрахункове навантаження й у якості найбільш навантаженого приймають болт із максимальним навантаженням.

Розрахунки на міцність виконуються за найбільш навантаженим болтом. Інші болти з технологічних міркувань приймають такими ж, як найбільше навантажений.

Приклад розрахунку

Задача

Розрахувати болти кріплення чавунного корпуса редуктора до чавунної надфундаментної плити при таких умовах. З'єднувальною муфтою редуктор зв'язаний з електродвигуном.

$$P = 3кВт, n_1 = 1440 \text{ об}^{-1}; K_{пер} = 1,8.$$

На вихідному валі редуктора встановлена зірочка ланцюгової передачі, що має $d_{зз} = 180 \text{ мм}$, частоту обертання $n_2 = 200 \text{ об}^{-1}$. ККД редуктора $\eta = 0,98$, вага $G = 600 \text{ Н}$. Інші дані приведені на рис. 12.

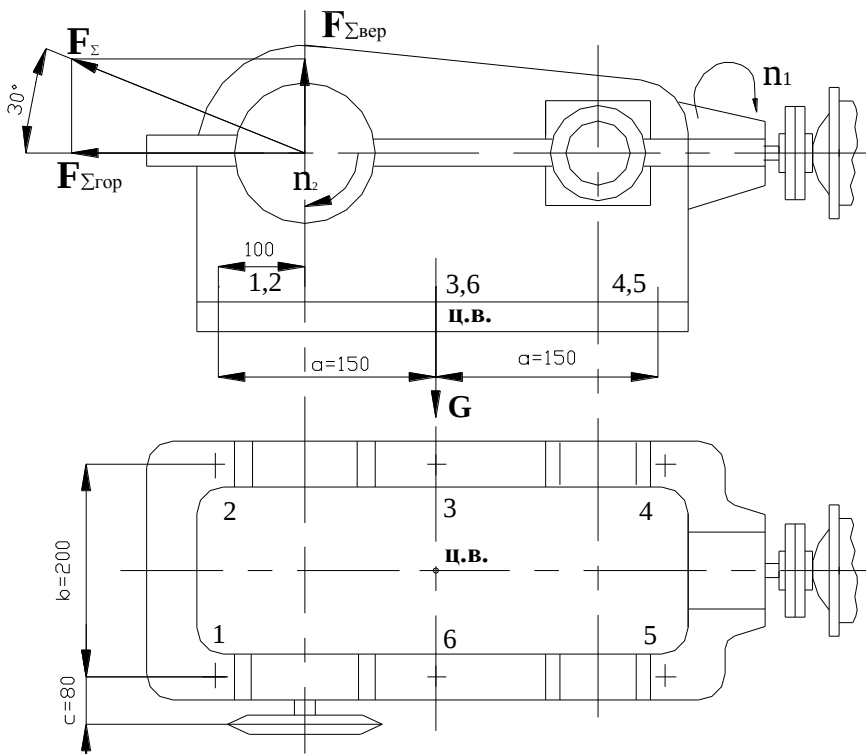


Рисунок 12 - Розрахункова схема

Рішення

1 Визначення діючих на редуктор силових чинників.

Крутний момент на вході

$$T_1 = K_{пер} \cdot 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_{вх}}{n_1} =$$
$$= 1,8 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \frac{3}{1430} = 36000H \cdot мм.$$

Напрямок моменту збігається з напрямком обертання вхідного вала.

Крутний момент на виході

$$T_2 = K_{пер} \cdot 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_{вих}}{n_2} = K_{пер} \cdot 9,55 \cdot 10^6 \frac{P_{вх} \eta}{n_2} =$$
$$= 1,8 \cdot 9,55 \cdot 10^6 \frac{3 \cdot 0,92}{200} = 238000H \cdot мм.$$

Напрямок моменту протилежний напрямку обертання зірочки.

Натяг гілок у ланцюговій передачі

$$F_{\Sigma} \approx 1,1F_t = \frac{2T_2}{d_{зв}} = 1,1 \frac{2 \cdot 238000}{180} = 2800H.$$

Розкладемо F_{Σ} на горизонтальну і вертикальну складові, одержимо:

$$F_{\Sigma_{гор}} = F_{\Sigma} \cos 30^0 = 2900 \frac{\sqrt{3}}{2} = 2100H;$$

$$F_{\Sigma_{вер}} = F_{\Sigma} \sin 30^0 = 2900 \cdot 0,5 = 1450H.$$

$$G = 600H.$$

Приблизна власна вага проміжних механізмів (редуктори, коробки швидкостей, варіатори) може бути розрахована за формулою

$$G = (0,02...0,03)V,$$

де V - об'єм корпусу, см^3 .

2 Визначення положення точки центру ваги перерізу болтів у стику.

Стик має дві осі симетрії (див. рис. 12). Точка перетину осей симетрії приймається за центр ваги перерізів болтів у стику (на рис.12 позначена «Ц.в.»).

3 Приведення всіх силових чинників у точку центру ваги, визначення силових впливів на болти похідних силових чинників, додавання сил, що діють на кожен болт.

Виконується при послідовному заповненні приведеної нижче табл. 11. Сили в площині стику додаються геометрично масштабною побудовою плану сил (рис. 13).

4 Розрахунок діаметрів болтів.

Найбільш навантаженим у з'єднанні, безперечно, виявився болт 5. За ним і ведеться розрахунок на міцність.

Підтяжка під навантаженням не передбачається. Для

розрахунку прийняті: коефіцієнт тертя на стику $f = 0,15$;
 коефіцієнт податливості стику $\chi = 0,7$ (див. табл. 8);
 коефіцієнт затягування $K_1 = 1,35$; допустимі напруження
 $[\sigma]_{p.б} = 55 \text{ МПа}$ (табл. 3); матеріал болта - сталь Ст3;
 очікуваний розмір *МІ6*.

$$F_0 = \frac{\sum F_s}{f} + (1 - \chi) \sum F =$$

$$= \frac{700}{0,15} + (1 - 0,17) 1350 = 5780 \text{ Н}.$$

$$F_{розр} = K_1 F_0 + \chi \sum F =$$

$$= 1,35 \cdot 5780 + 0,17 \cdot 1350 = 8030 \text{ Н}.$$

$$d_1 \geq \sqrt{\frac{4 F_{розр}}{\pi [\sigma]_{p.б.}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 8030}{\pi \cdot 55}} = 13,5 \text{ мм}.$$

Приймаються для з'єднання болти *МІ6* (для *МІ6*
 $d_1 = 13,8 \text{ мм}$) (див. табл. 1).

Уточнення χ не виконується, тому що конструкція
 з'єднання умовою задачі не обмовлена.

Таблиця 11 - Результати розрахунку

Силовий фактор	Похідна силового фактора	Силовий вплив на болти							
		1	2	3	4	5	6	7	8
1	2	3	4	5	6	7	8		
G	G=600H	$-\frac{G}{6} = -\frac{600}{6} = -100H$	-100	-100	-100	-100	-100		-100
T_1	$T_1 = 36000H \cdot \text{мм}$	$\frac{b}{T_1} \frac{T_1}{2} = \frac{b}{6 \left(\frac{b}{2}\right)^2} \frac{36000}{3b \cdot 200} = +60H$	-60	-60	-60	+60	+60		+60
T_2	$T_2 = 238000H \cdot \text{мм}$	$-\frac{T_2 a}{4a^2} = -\frac{T_2}{4a} = -\frac{238000}{4 \cdot 150} = -400H$	-400	0	+400	+400	0		0
$F_{\Sigma \text{вер}}$	$T_3 = F_{\Sigma \text{вер}} \cdot 50 = 1450$ $= 72500H \cdot \text{мм}$	$\frac{T_3 a}{4a^2} = \frac{T_3}{4a} = \frac{72500}{4 \cdot 150} = +120H$	+120	0	-120	-120	0		0
	$T_4 = F_{\Sigma \text{вер}} \left(\frac{b}{2} + C \right) =$ $= 1450 \left(\frac{200}{2} + 80 \right) =$ $= 260000H \cdot \text{мм}$	$\frac{b}{T_4} \frac{T_4}{2} = \frac{b}{6 \left(\frac{b}{2}\right)^2} \frac{260000}{3b \cdot 200} = +435H$	-435	-435	-435	+435	+435		+435
		$F_{\Sigma \text{вер}} + \frac{F_{\Sigma \text{вер}}}{6} = \frac{1450}{6} = +240H$	+240	+240	+240	+240	+240		+240

Продовження таблиці 11

1	2	3	4	5	6	7	8
$F_{\Sigma \text{тор}}$	$T_5 = F_{\Sigma \text{тор}} \cdot h = 2100 \cdot 130 = 274000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$	$-\frac{T_5 a}{4a^2} = -\frac{T_5}{4a} = -\frac{274000}{4 \cdot 150} = -455 \text{ Н}$	-455	0	+455	+455	0
	$T_6 = F_{\Sigma \text{тор}} \left(\frac{b}{2} + c \right) = 2100 \left(\frac{200}{2} + 80 \right) = 378000 \text{ Н} \cdot \text{мм}$	$\frac{T_6 r}{4r^2 + 2 \left(\frac{b}{2} \right)^2} = \frac{378000}{4 \cdot 180^2 + 2 \cdot 100^2} = \frac{378000}{450} = 840 \text{ Н}$ $r = \sqrt{\left(\frac{b}{2} \right)^2 + a^2} = \sqrt{100^2 + 150^2} = 180 \text{ мм}$	$\frac{378000}{450}$		$\frac{378000}{450}$	$\frac{378000}{450}$	
		$F_{S_{3,6}} = F_{S_1} \cdot \frac{2}{r} = 450 \cdot \frac{100}{180} = 250 \text{ Н}$ $F_{\Sigma \text{тор}} = \frac{2100}{6} = 350 \text{ Н}$		$\frac{250}{350}$	$\frac{250}{350}$	$\frac{250}{350}$	$\frac{250}{350}$
			$\frac{350}{350}$	$\frac{350}{350}$	$\frac{350}{350}$	$\frac{350}{350}$	$\frac{350}{350}$
Сума осьових сил $\sum F$		+515	-1470	-355	+380	+1350	+635
Сума сил зсуву $\sum F_S$		700	380	100	380	700	600

Примітка. Знаком «-» відзначені сили в площині стику.

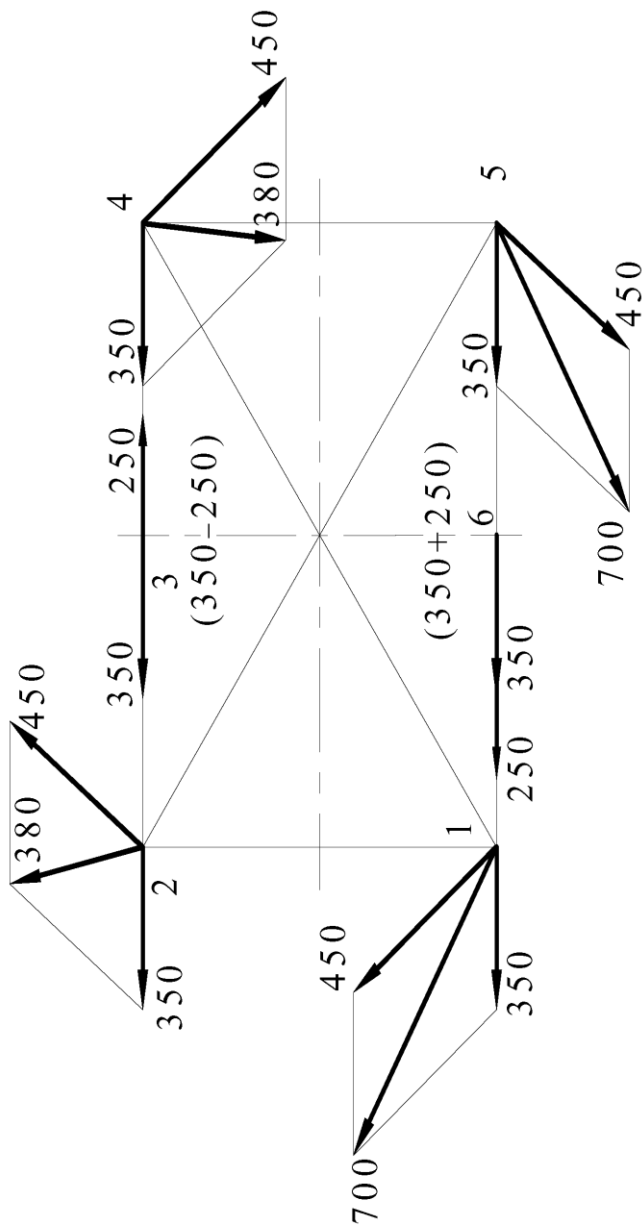


Рисунок 13 - Графічне додавання сил зсуву

Додаток А

Таблиця А.1 – Перелік стандартів на конструкцію і розміри болтів

Назва	ГОСТ
Болти з шестигранною головкою: – класу точності <i>A</i> (виконання 1...4) – класу точності <i>B</i> (виконання 1...4) – класу точності <i>C</i> (виконання 1)	7805–70* 7798–70* 15589–70*
Болти з шестигранною зменшеною головкою: – класу точності <i>A</i> (виконання 1...5) – класу точності <i>B</i> (виконання 1...5) – класу точності <i>C</i> (виконання 1, 2)	7808–70* 7796–70* 15591–70*
Болти з шестигранною зменшеною головкою і напрямним підголовком: – класу точності <i>A</i> (виконання 1...5) – класу точності <i>B</i> (виконання 1...5) – класу точності <i>C</i> (виконання 1, 2)	7811–70* 7795–70* 15590–70*
Болти з шестигранною зменшеною головкою класу точності <i>A</i> для точно виготовлених отворів в деталях	7817–80*
Болти з напівсферичною головкою і вусиком класу точності <i>C</i>	7783–81*
Болти зі збільшеною напівсферичною головкою класу точності <i>C</i> : – з вусиком – з квадратним підголовком	7801–81* 7802–81*
Болти з потайною головкою класу точності <i>C</i> : – з вусиком – з квадратним підголовком	7785–81* 7786–81*
Болти зі збільшеною потайною головкою і квадратним підголовком класу точності <i>C</i>	17673–81*
Болти шинні класу точності <i>C</i>	7787–81*
Болти відкидні (виконання 1, 2, 3)	3033–79*
Рим-болти	4751–73*
Болти фундаментні	24379.1–80

**Таблиця А.2 – Болти з шестигранною
головкою класу точності В за ГОСТ 7798-70*, мм**

$\sqrt[12,5]{}$

Виконання 1

Варіант виконання
головки

Виконання 2

Варіант виконання
головки

Виконання 3

Виконання 4

Номинальний діаметр різьби d	Крок різьби		d_1	S	k	h_w		d_w , не менше	e , не менше	d_3	d_4	l_2
	нормальний	малий				не менше	не більше					
6	1	—	6,0	10	4	0,15	0,6	8,7	10,9	1,6	2,0	2,0
8	1,25	1,0	8,0	13	5,3			11,5	14,2	2,0	2,5	2,8
10	1,5	1,25	10	17	6,7			15,5	18,7	2,5	3,2	3,5
12	1,75	1,25	12	19	7,5			17,2	20,9	3,2	3,2	4
(14)	2	1,5	14	22	8,8	0,20	0,8	20,1	24,0	3,2	3,2	4,5
16	2	1,5	16	24	10			22,0	26,7	4,0	4,0	5
(18)	2,5	1,5	18	27	12			24,8	29,6	4,0	4,0	6,0
20	2,5	1,5	20	30	12,5			27,7	33,0	4,0	4,0	6,5
(22)	2,5	1,5	22	32	14			29,5	35,0	5,0	4,0	7,0
24	3	2	24	36	15			33,2	39,6	5,0	4,0	7,5
(27)	3	2	27	41	17			38,0	45,2	5,0	4,0	8,5
30	3,5	2	30	46	18,7			42,7	50,9	6,3	4,0	9,5
36	4	3	36	55	22,5	0,25	51,1	60,8	6,3	5,0	11,5	
42	4,5	3	42	65	26		59,9	71,3	8,0	5,0	13,0	
48	5	3	48	75	30		69,4	82,6	8,0	5,0	15,0	

Примітка: 1 Зазначені у дужках діаметри болтів застосовувати не рекомендується.

Приклад умовного позначення. Болт виконання 1, діаметром різьби $d = 20\text{мм}$, довжиною $l = 90\text{мм}$, з нормальним кроком різьби, з полем допуску $6g$, класом міцності 5.8, без покриття: **БолтМ 20 – 6g × 90.58 ГОСТ 7798 – 70***.

**Таблиця А.3 – Болти з шестигранною
головкою класу точності А за ГОСТ 7805-70*, мм**

$\sqrt[12.5]{\checkmark}$

Виконання 1

Виконання 3

Варіант виконання
головки

Виконання 2

Варіант виконання
головки

Виконання 4

Номинальний діаметр різьби d	Крок різьби		d_w	d_3	d_4	l_2	S
	нормальний	малтий					
1,6	0,35	—	2,3	—	—	—	3,2
2	0,4	—	3,1	—	—	—	4
2,5	0,45	—	4,1	—	—	—	5
3	0,5	—	4,6	—	—	—	5,5
(3,5)	0,6	—	5,1	—	—	—	6
4	0,7	—	5,9	1,0	1,0	1,4	7
5	0,8	—	6,9	1,2	1,2	1,8	8
6	1	—	8,9	1,6	2,0	2,0	10
8	1,25	1	11,6	2,0	2,5	2,8	13
10	1,5	1,25	15,6	2,5	2,5	3,5	17
12	1,75	1,25	17,4	3,2	3,2	4,0	19
(14)	2	1,5	20,6	3,2	3,2	4,5	22
16	2	1,5	22,5	4,0	4,0	5,0	24
(18)	2,5	1,5	25,3	4,0	4,0	6,0	27
20	2,5	1,5	28,2	4,0	4,0	6,5	30
(22)	2,5	1,5	30,0	5,0	4,0	7,0	32
24	3	2	33,6	5,0	4,0	7,5	36
(27)	3	2	38,0	5,0	4,0	8,5	41
30	3,5	2	42,7	6,3	4,0	9,5	46
36	4	3	51,1	6,3	5,0	11,5	55
42	4,5	3	61,0	8,0	5,0	13,0	65
48	5	3	70,5	8,0	5,0	15,0	75

Примітка: 1 Зазначені у дужках діаметри болтів застосовувати не рекомендується.

Приклад умовного позначення. Болт виконання 4, діаметром різьби $d = 12\text{мм}$, з нормальним кроком, довжиною $l = 60\text{мм}$, з полем допуска $6g$, класом міцності 6.6, без покриття:

Болт А4М12 – 6g × 60.66.096 ГОСТ 7805 – 70.*

**Таблиця А.4 – Болти з шестигранною
головкою класу точності В за ГОСТ 7796-70*, мм**

Виконання 1 Варіант виконання головки Виконання 3 Варіант виконання головки Виконання 2 Виконання 4 Варіант виконання головки Виконання 5 Варіант виконання головки													
Номинальний діаметр різьби d	Крок різьби		d_1	S	k	k_1	e , не менше	h_w		d_w , не менше	d_3	d_4	l_2
	нормальний	малий						не менше	не більше				
8	1,25	1	8	12	5	5,5	13,1	0,15	0,6	10,5	2,0	2,5	2,8
10	1,5	1,25	10	14	6	7	15,3			12,5	2,5	2,5	3,5
12	1,75	1,25	12	17	7	8	18,7			15,5	3,2	3,2	4,0
(14)	2	1,5	14	19	8	9	20,9			17,2	3,2	3,2	4,5
16	2	1,5	16	22	9	10	23,9	0,20	0,8	20,1	4,0	4,0	5,0
(18)	2,5	1,5	18	24	10	12	26,2			22,0	4,0	4,0	6,0
20	2,5	1,5	20	27	11	13	29,6			24,8	4,0	4,0	6,5
(22)	2,5	1,5	22	30	12	14	33,0			27,7	5,0	4,0	7,0
24	3	2	24	32	13	15	35,0			29,5	5,0	4,0	7,5
(27)	3	2	27	36	15	17	39,6			33,2	5,0	4,0	8,5
30	3,5	2	30	41	17	19	45,2			38,0	6,3	4,0	9,5
36	4	3	36	50	20	23	55,4			46,6	6,3	5,0	11,5
42	4,5	3	42	60	23	26	66,4	0,25		55,9	8,0	5,0	13,0
48	5	3	48	70	26	30	76,9			64,7	8,0	5,0	15,0

Примітка: 1 Зазначені у дужках діаметри болтів застосовувати не рекомендується. *Приклад умовного позначення.* Болт виконання 3, діаметром різьби $d = 20\text{мм}$, з нормальним кроком, довжиною $l = 90\text{мм}$, з полем допуску $6g$, класом міцності 6.8, без покриття: Болт 3М 20 – 6g × 90.68 ГОСТ 7796 – 70*.

Таблиця А.5 – Довжини болтів з шестигранною головкою в діапазоні діаметрів від 6 до 48 мм, мм

Номінальна довжина болта <i>l</i>	Номінальний діаметр різьби <i>d</i>													
	6		8		10		12		(14)		16		18	
	<i>l</i> ₁	<i>b</i>	<i>l</i> ₁	<i>b</i>	<i>l</i> ₁	<i>b</i>	<i>l</i> ₁	<i>b</i>	<i>l</i> ₁	<i>b</i>	<i>l</i> ₁	<i>b</i>	<i>l</i> ₁	<i>b</i>
8	—	X	—	X	—	—	—	—	—	—	—	—	—	—
10	—	X	—	X	—	X	—	—	—	—	—	—	—	—
12	—	X	—	X	—	X	—	—	—	—	—	—	—	—
14	10	X	—	X	—	X	—	X	—	—	—	—	—	—
16	12	X	12	X	—	X	—	X	—	X	—	—	—	—
(18)	14	X	14	X	14	X	—	X	—	X	—	X	—	—
20	16	X	16	X	16	X	15	X	—	X	—	X	—	X
(22)	18	18	18	X	18	X	17	X	17	X	—	X	—	X
25	21	18	21	X	21	X	20	X	20	X	19	X	—	X
(28)	24	18	24	22	24	X	23	X	23	X	22	X	22	X
30	26	18	26	22	26	X	25	X	25	X	24	X	24	X
(32)	28	18	28	22	28	26	27	X	27	X	26	X	26	X
35	31	18	31	22	31	26	30	30	30	X	29	X	29	X
(38)	34	18	34	22	34	26	33	30	33	X	32	X	32	X
40	36	18	36	22	36	26	35	30	35	34	34	X	34	X
45	41	18	41	22	41	26	40	30	40	34	39	38	39	X
50	46	18	46	22	46	26	45	30	45	34	44	38	44	42
55	51	18	51	22	51	26	50	30	50	34	49	38	49	42
60	56	18	56	22	56	26	55	30	55	34	54	38	54	42
65	61	18	61	22	61	26	60	30	60	34	59	38	59	42
70	66	18	66	22	66	26	65	30	65	34	64	38	64	42
75	71	18	71	22	71	26	70	30	70	34	69	38	69	42
80	76	18	76	22	76	26	75	30	75	34	74	38	74	42
(85)	81	18	81	22	81	26	80	30	80	34	79	38	79	42
90	86	18	86	22	86	26	85	30	85	34	84	38	84	42
(95)	—	—	91	22	91	26	90	30	90	34	89	38	89	42
100	—	—	96	22	96	26	95	30	95	34	94	38	94	42
(105)	—	—	—	—	101	26	100	30	100	34	99	38	99	42
110	—	—	—	—	106	26	105	30	105	34	104	38	104	42
(115)	—	—	—	—	111	26	110	30	110	34	109	38	109	42
120	—	—	—	—	116	26	115	30	115	34	114	38	114	42

Продовження таблиці А.5

Номінальна довжина болта l	Номінальний діаметр різби d															
	20		(22)		24		(27)		30		36		42		48	
	l_1	b	l_1	b	l_1	b	l_1	b	l_1	b	l_1	b	l_1	b	l_1	b
8	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
10	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
12	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
14	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
16	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(18)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
20	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(22)	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
25	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(28)	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
30	24	X	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
(32)	26	X	25	X	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-	-	-
35	29	X	28	X	28	X	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-
(38)	32	X	31	X	31	X	-	X	-	-	-	-	-	-	-	-
40	34	X	33	X	33	X	32	X	-	X	-	-	-	-	-	-
45	39	X	38	X	38	X	37	X	36	X	-	-	-	-	-	-
50	44	X	43	X	43	X	42	X	41	X	40	X	-	-	-	-
55	49	46	48	X	48	X	47	X	46	X	45	X	-	X	-	-
60	54	46	53	50	53	X	52	X	51	X	50	X	48	X	-	-
65	59	46	58	50	58	54	57	X	56	X	55	X	53	X	-	X
70	64	46	63	50	63	54	62	60	61	X	60	X	58	X	58	X
75	69	46	68	50	68	54	67	60	66	66	65	V	63	X	63	X
80	74	46	73	50	73	54	72	60	71	66	70	X	68	X	68	X
(85)	79	46	78	50	78	54	77	60	76	66	75	X	73	X	73	X
90	84	46	83	50	83	54	82	60	81	66	80	78	78	X	78	X
(95)	89	46	88	50	88	54	87	60	86	66	85	78	83	X	83	X
100	94	46	93	50	93	54	92	60	91	66	90	78	88	X	88	X
(105)	99	46	98	50	98	54	97	60	96	66	95	78	93	90	93	X
110	104	46	103	50	103	54	102	60	101	66	100	78	98	90	98	X
(115)	109	46	108	50	108	54	107	60	106	66	105	78	103	90	103	102
120	114	46	113	50	113	54	112	60	111	66	110	78	108	90	108	102

Примітка: 1 Зазначені у дужках діаметри болтів застосовувати не рекомендується.

2 Болти, для яких величини l_1 і b розташовані над ломаною лінією, допускається виготовляти з довжиною різби до головки.

3 Значком X позначені болти з різьбою на всій довжині стрижня.

Таблиця А.6 – Довжини тонких ($d < 6\text{мм}$) болтів з шестигранною головкою класу точності А

Довжина болта <i>l</i>	Номінальний діаметр різьби <i>d</i>								
	1,6	2	2,5	3	(3,5)	4		5	
	<i>b</i>					<i>l</i> ₁	<i>b</i>	<i>l</i> ₁	<i>b</i>
2	X	–	–	–	–	–	–	–	–
3	X	X	X	–	–	–	–	–	–
4	X	X	X	X	–	–	–	–	–
5	X	X	X	X	X	–	–	–	–
6	X	X	X	X	X	–	X	–	X
8	X	X	X	X	X	–	X	–	X
10	X	X	X	X	X	7,5	X	–	X
12	8	X	X	X	X	9,5	X	9,5	X
14	8	10	10	12	13	11,5	X	11,5	X
16	–	10	10	12	13	13,5	14	13,5	X
(18)	–	10	10	12	13	15,5	14	15,5	16
20	–	–	10	12	13	17,5	14	17,5	16
(22)	–	–	10	12	13	19,5	14	19,5	16
25	–	–	10	12	13	22,5	14	22,5	16
(28)	–	–	–	12	13	25,5	14	25,5	16
30	–	–	–	12	13	27,5	14	27,5	16
(32)	–	–	–	–	–	29,5	14	29,5	16
35	–	–	–	–	–	32,5	14	32,5	16
(38)	–	–	–	–	–	35,5	14	35,5	16
40	–	–	–	–	–	37,5	14	37,5	16
45	–	–	–	–	–	42,5	14	42,5	16
50	–	–	–	–	–	47,5	14	47,5	16
55	–	–	–	–	–	52,5	14	52,5	16
60	–	–	–	–	–	57,5	14	57,5	16
65	–	–	–	–	–	–	–	62,5	16
70	–	–	–	–	–	–	–	67,5	16
75	–	–	–	–	–	–	–	72,5	16
80	–	–	–	–	–	–	–	77,5	16
<i>Примітки:</i> 1. Болти з зазначеними в дужках довжинами застосовувати не рекомендується. 2. Значком X позначені болти з різьбою на всій довжині стержня.									

**Таблиця А.7 – Болти з напівсферичною
голівкою і вусиком класу точності С за
ГОСТ 7783-81^{*}, мм**

Виконання 1 Виконання 2 ^{25/} [*] Нахил бокових граней вусика не більше 5° ^{**} d_1 приблизно дорівнює середньому діаметру різьби									
Номінальний діаметр різьби d	D	k	$R \sim$	V	W	$d, (h15)$	h	b для	
								$l \leq 120$	$l > 120$
5	10	4	6	2,0	1,8	5	2,5	16	—
6	12	5	7	2,5	2,0	6	3	18	—
8	16	6	9	3,0	2,3	8	4	22	—
10	20	7	10,5	3,2	2,7	10	5	26	32
12	24	9,2	13,3	3,6	3,2	12	6	30	36
16	32	11,2	15,8	4,2	3,5	16	8	38	44
20	40	16	21	4,7	4,0	20	10	46	52

Примітки: 1. Ряд довжин l болтів: 16; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200 мм.

2. Діаметр d_1 (виконання 1) гладкої частини стержня приблизно дорівнює середньому або номінальному діаметру різьби.

3. Механічні властивості матеріалу болтів повинні відповідати класам міцності 3.6; 4.6; 4.8; 5.6; 5.8.

Приклад умовного позначення.

Болт з діаметром різьби $d=10$ мм, з нормальним кроком різьби, з полем допуску 6g, довжиною $l=90$ мм, класу міцності 4.6, з покриттям 01 товщиною 9 мкм:

Болт М10-6g×90.46.019 ГОСТ 7783-81^{*}.

**Таблиця А.8 – Болти з потайною головкою і
вусиком класу точності С за ГОСТ 7785-81^{*}, мм**

25/√

Виконання 1

Виконання 2

* Нахил бокових граней вусика не більше 5°

** d_2 приблизно дорівнює середньому діаметру різьби

Номінальний діаметр різьби d	D	k , не більше	V	α	W , не менше	b для	
						$l \leq 120$	$l > 120$
5	10	3,0	20	90°	2,3	16	—
6	12	4,0	2,5		2,8	18	—
8	16	5,0	3,0		3,5	22	—
10	20	5,5	3,2		4,2	26	32
12	24	7,0	3,6		5,5	30	36
16	32	9,0	4,2		5,7	38	44
20	32	11,5	5,4	60°	5,7	46	52
24	38	13,0	6,6		6,7	54	60

Примітки: 1. Ряд довжин l болтів: 16; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200 мм.

2. Діаметр d_1 (виконання 1) гладкої частини стержня приблизно дорівнює середньому або номінальному діаметру різьби.

3. Механічні властивості матеріалу болтів повинні відповідати класам міцності 3.6; 4.6; 4.8; 5.6; 5.8.

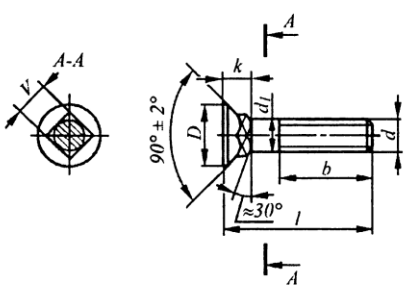
Приклад умовного позначення.

Болт з діаметром різьби $d=10$ мм, з нормальним кроком різьби, з полем допуску bg, довжиною $l=90$ мм, класу міцності 4.6, з покриттям 01 товщиною 9 мкм:

Болт М10-6g×90.46.019 ГОСТ 7785-81*.

Таблиця А.9 – Болти з потайною головкою і квадратним підголовком класу точності С за ГОСТ 7786-81^{*}, мм

25/



Номинальний діаметр різьби, d	D	k (j,16)	V	b для	
				$l \leq 120$	$l > 120$
5	9	4	5	16	—
6	11	5	6	18	—
8	14	6	8	22	—
10	18	8	10	26	32
12	23	10	12	30	36
16	28	12	16	38	44
20	35	15	20	46	52

Примітки: 1. Ряд довжин l болтів: 16; 20; 25; 30; 35; 40; 45; 50; 55; 60; 65; 70; 75; 80; 90; 100; 110; 120; 130; 140; 150; 160; 170; 180; 190; 200 мм.

2. Діаметр d_1 гладкої частини стержня приблизно дорівнює середньому або номінальному діаметру різьби.

3. Механічні властивості матеріалу болтів повинні відповідати класам міцності 3.6; 4.6; 4.8; 5.6; 5.8; 6.6.

Приклад умовного позначення.

Болт з діаметром різьби $d=10$ мм, з нормальним кроком різьби, з полем допуску 6g, довжиною $l=90$ мм, класу міцності 4.6, з покриттям 01 товщиною 9 мкм:

Болт М10-6g×90.46.019 ГОСТ 7786-81^{*}.

**Таблиця А.10 — Відкідні болти за
ГОСТ 3033 - 79^{*}, мм**

Виконання 1 і 2											
Номинальний діаметр різьби d	L	l_0	D	d_1	d_2	b	l	R	f	K	m
5	(25); (32); 36; 40 (45); (50); (55); (60)	(16); 20; 25 (30)	10	4	1,6	6	2,5	4	0,25	0,08	0,3
6	32; 36; 40 (45); (50); (55) (60); (65); (70)	16; 20; 25 (30) (35)	12	5	1,6	8	2,5	5	0,3	0,08	0,3
8	36; 40; (45); (50) (55); (60); (65) 70; (75); (80)	20; 25; (30) (35) 40; (45)	14	6	2	10	3,5	5	0,3	0,08	0,3
10	40; (45); (50) 55; (60); (65) (70); (75); (80); (85) (90); (95); 100	25; (30) 35; (40) (45) (55)	18	8	2	12	3,5	6	0,4	0,12	0,3
12	45; (50); (55) (60); (65); (70); (75) (80); (85); (90); (95) 100; (110); (125)	30; (35) (40); (45) (50); (60) (65); (75)	20	10	2	14	3,5	8	0,4	0,12	0,4

Продовження таблиці А.10

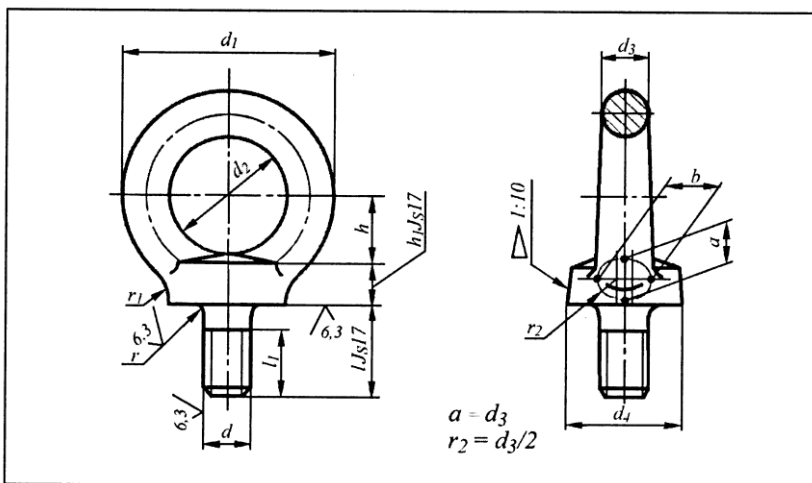
Виконання 1 і 2											
Номінальний діаметр різьби d	L	l_0	D	d_1	d_2	b	l	R	f	K	m
(14)	50; 60; 65 (70); (75); (80) (85); (90); (95) (100); (110); (125) 140	35; 40; 45 (50) (65) (75) 90	24	12	3	16	4,5	10	0,5	0,12	0,4
16	60; (70); (75) (80); (85); (90); (95) (100); (110); (120); (125) 140; 160	40; (50) (55); (65) (75) 90; 110	28	14	3	18	4,5	10	0,5	0,12	0,4
20	80; 90; 100 (110); (125); 140 (160); (180); (200)	55; 65; 75 (80); 95 110	34	18	4	22	5,5	12	0,6	0,27	0,5
24	100; (110); (125) 140; (160); (180) (200); (220); 250	70; (80) 95 (110); 125	42	20	4	26	5,5	16	0,7	0,27	0,5
30	125; 140 (160); (180); (200); (220) (250); (280)	90; 95 (110) (125)	52	25	6	34	5,5	20	0,8	0,27	0,5
36	140; 160 (180); (200); (220) (250); (280); (320)	95; 100 (125) (140)	64	30	6	40	7,0	22	1,0	0,32	0,6

Продовження таблиці А.10

Виконання 3													
Номінальний діаметр різьби d	L	l_0	l_1	l_2	d_1	d_2	B	b_1	b_2	b_3	f	K	m
10	60; 65; 70	35; 40; 45	16	10	8	12	16	16	8	3,8	0,4	0,12	0,4
12	65; 70; 75; 80	35; 40; 45; 50	18	12	10	15	20	20	10	4,8	0,4	0,12	0,4
(14)	65; 70; 75; 80 85; 90; 95; 100	30; 35; 40; 45 50; 55; 60; 70	22	14	12	18	24	24	12	5,8	0,5	0,27	0,4
16	80; 85; 90 95; 100; 110	40; 45; 50 55; 60; 70	26	16	14	20	28	28	14	6,8	0,5	0,27	0,4
20	110; 125; 140	60; 70; 80	34	20	18	24	36	36	18	8,8	0,6	0,27	0,5
24	140; (160); (180) 200	70; (80) 90	42	24	20	28	40	46	22	11,7	0,7	0,27	0,5
30	160; 180; 200	80; 90; 100	52	30	25	35	52	60	30	14,7	0,8	0,27	0,5
35	180; 200	90; 100	60	36	30	42	64	68	34	16,7	1,0	0,32	0,6
Примітки: 1. Значення f, K, m: f – відхилення від співвісності головки і стержня; K – відхилення від перпендикулярності осі отвору в головці до осі стержня на довжині $0,5b$ або $0,5b_1$; m – відхилення від перетину осей головки і отвору в головці на довжині d. 2. Зазначених в дужках розмірів болтів слід уникати. Приклад умовного позначення. Болт відкидний класу точності С, виконання 2, діаметром різьби $d=12$ мм, з полем допуску 8g, довжиною $l=70$ мм, класу міцності 3.6, з спокійної сталі, з покриттям 01 товщиною 6 мкм: Болт С2М12–8g×70.36.С.016 ГОСТ 3033–79*.													

Таблиця А.11 — Рим-болти за

ГОСТ 4751 - 73 *, мм



Умовне позначення різьби d	d_1	d_2	d_3	d_4	b	h	h_1	l	l_1 не менше	r	r_1	
M8	36	20	8	20	10	12	6	18	12	2	4	
M10	45	25	10	25	12	16	8	21	15		6	
M12	54	30	12	30	14	18	10	25	19			
M16	63	35	14	36	16	20	12	32	25			
M20	72	40	16	40	19	24	14	38	29	3	8	
M24	90	50	20	50	24	29	16	45	35		12	
M30	108	60	24	63	28	37	18	55	44		15	
M36	126	70	28	75	32	43	20	63	51		18	
M42	144	80	32	85	38	50	25	72	58	4	20	
M48	162	90	36	95	42	52	30	82	68		22	
M56	180	100	40	105	48	60	34	95	78		5	25
M64	198	110	44	115	52	65	40	110	93			35
M72×6	234	130	52	135	62	75	45	115	98			
M80×6	270	150	60	160	70	88	50	125	108			
M100×6	324	180	72	190	85	105	60	150	133		40	

Примітки: 1. Розміри гнізд під рим-болти наведені в табл. 3.24.

2. Вантажність рим-болтів подана в табл. 2.14.

Приклади умовних позначень:

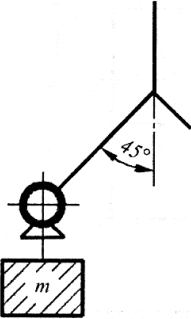
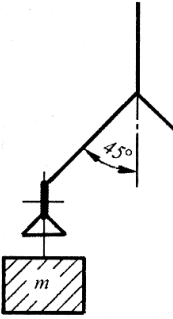
1. Рим-болт з різьбою M10 без покриття:

Рим-болт M10 ГОСТ 4751-73.

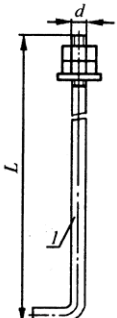
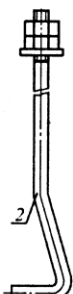
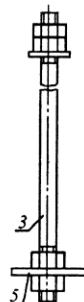
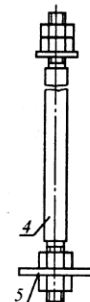
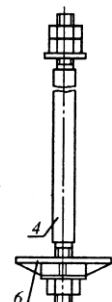
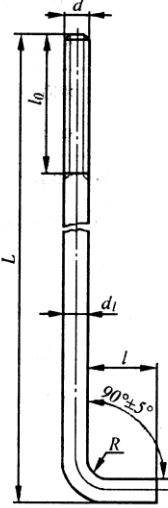
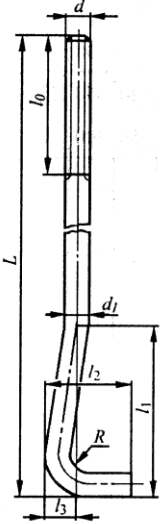
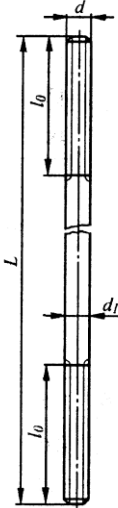
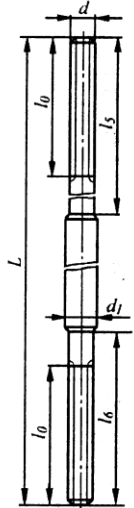
2. Рим-болт з різьбою M80×6 з покриттям 01 товщиною 9 мкм:

Рим-болт M80×6.019 ГОСТ 4751-73.

**Таблиця А.12 – Вантажність рим-болтів за
ГОСТ 4751 - 73 *, мм**

Умовне позначення різьби рим- болта	Допустиме навантаження на один рим-болт, Н		
	напрямок строп		
	по вертикальній осі рим-болта	під кутом 45° від вертикальної осі рим-болта	
		в площині кільця	з відхиленням від площини кільця
			
M8	1200	800	400
M10	2000	1250	650
M12	3000	1750	900
M16	5500	2500	1250
M20	8500	3250	1500
M24	12500	5000	2500
M30	20000	7000	3500
M36	30000	10000	5000
M42	40000	13000	6500
M48	50000	16500	8000
M56	62000	20000	10000
M64	75000	25000	12500
M72×6	100000	35000	17500
M80×6	140000	45000	22500
M100×6	200000	65000	32500
<i>Примітки:</i> 1. Піднімання вантажу з напрямом строп під кутом від вертикальної осі рим-болта понад 45° не допускається. 2. Для встановлення в одній площині кілець двох угвинчених до упору рим-болтів допускається застосування плоских шайб товщиною: до 1 мм – під рим-болти з різьбою М8...М12; не більше половини кроку різьби – під рим-болти з різьбою понад М12.			

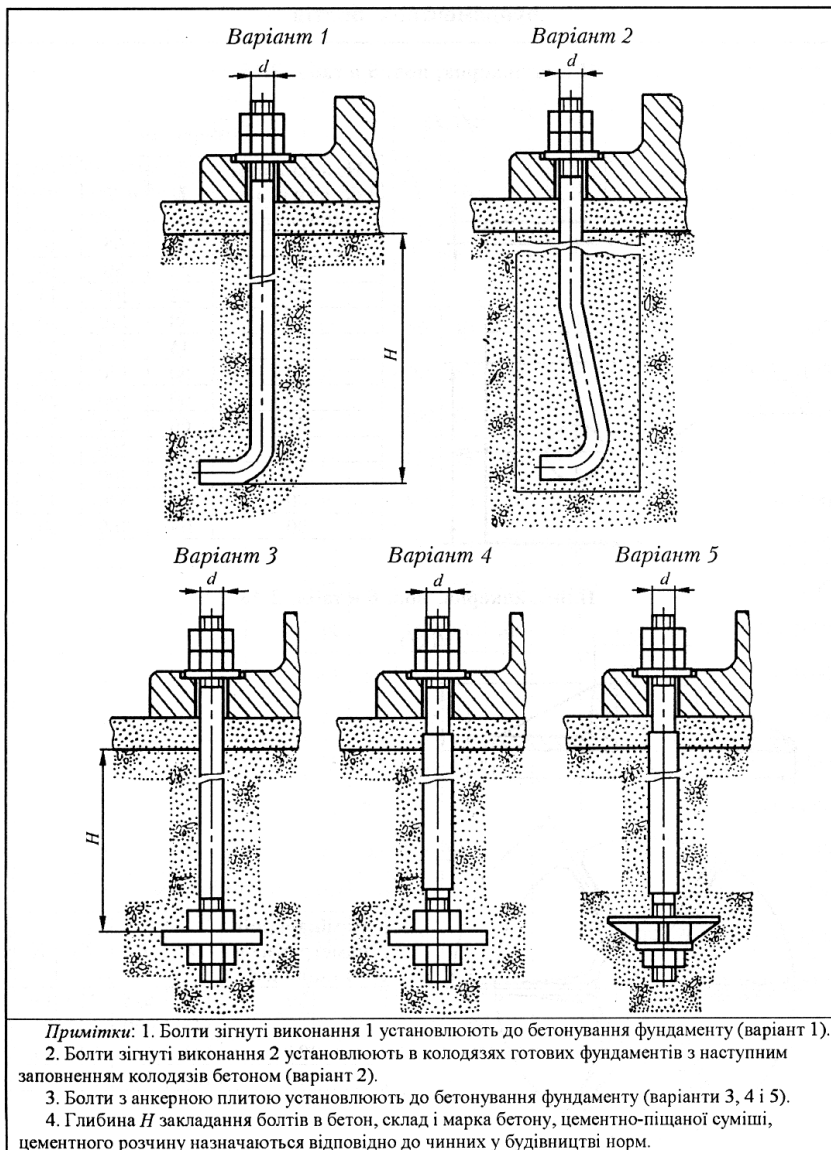
**Таблиця А.13 – Конструкції болтів
фундаментних за ГОСТ 24379.1 - 80^{*}, мм**

Тип 1		Тип 2		
Болти фундаментні зігнуті		Болти фундаментні з анкерною плитою		
Виконання 1	Виконання 2	Виконання 1	Виконання 2	Виконання 3
				
Поз.1	Поз.2	Поз.3	Поз.4	
$d = 12 \dots 48 \text{ мм}$	$d = 12 \dots 48 \text{ мм}$	$d = 16 \dots 48 \text{ мм}$	$d = 56 \dots 140 \text{ мм}$	
				
<i>Примітки:</i> 1. ГОСТ 24379.1-80 передбачає фундаментні болти шести типів. 2. Розміри шпильок – в табл. 2.16, анкерних плит – в табл. 2.17. Приклад умовного позначення. Болт фундаментний типу 1 виконання 2, з діаметром різьби $d=20$ мм, довжиною $L=500$ мм, з шпилькою зі сталі Ст4: Болт 1.2.M20×500.См4 ГОСТ 24379.1-80.				

**Таблиця А.14 – Розміри шпильок
фундаментних болтів, мм (див. табл. А.13)**

Номінальний діаметр різьби <i>d</i>	Крок різьби		<i>d</i> ₁	<i>d</i> ₂	<i>l</i> ₀	<i>l</i>	<i>l</i> ₁	<i>l</i> ₂	<i>l</i> ₃	<i>l</i> ₅	<i>l</i> ₆	<i>L</i>
	нормальний	малий										
12	1,75	–	12	–	80	40	100	50	25	–	–	300–1000
16	2		16		90	50	130	60	30			300–1120
20	2,5		20		100	60	160	80	40			400–1400
24	3		24		110	75	200	100	50			500–1700
30	3,5		30		120	90	250	120	60			600–2000
36	4		36		130	110	300	140	70			710–2300
42	4,5		42		140	120	350	170	85			800–2500
48	5		48		150	150	400	200	100			900–2800
56	5,5		60	56	160	–	–	–	–	400	180	800–2800
64	6		70	64	170					500	190	1000–2800
72	–	6	75	72	180					500	200	100–2800
80			85	80	190					600	220	1200–4000
90			95	90	210					800	230	1400–4000
100			105	100	230					1000	250	1600–4000
110			120	110	240						260	1600–4500
125			130	125	250						270	1800–5000
140			145	140	270						280	1800–5000

Таблиця А.15 – Варіанти установалення фундаментних болтів



Додаток Б

Таблиця Б.1 – Перелік стандартів на гайки

Назва	ГОСТ
Гайки шестигранні:	
– класу точності А	5915–70*
– класу точності В	5927–70*
– класу точності С	15526–70*
– низькі класу точності В	5916–70*
– низькі класу точності А	5929–70*
– високі класу точності В	15523–70*
– високі класу точності А	15524–70*
– особливо високі класу точності В	15525–70*
– особливо високі класу точності А	5931–70*
– прорізнi і корончасті класу точності В	5918–73*
– прорізнi і корончасті класу точності А	5932–73*
– прорізнi і корончасті низькі класу точності В	5919–73*
– прорізнi і корончасті низькі класу точності А	5933–73*
Гайки шестигранні зі зменшеним розміром «під ключ»:	
– класу точності В	15521–70*
– класу точності А	2524–70*
– низькі класу точності В	15522–70*
– низькі класу точності А	2526–70*
– прорізнi класу точності А	2528–73*
– прорізнi низькі класу точності А	5935–73*
Гайки круглі з отворами на торці під ключ	6393–73*
Гайки круглі з радіально розташованими отворами	8381–73*
Гайки круглі зі шліцем на торці класу точності В	10657–80
Гайки круглі шліцеві класів точності А і В	11871–88*
Гайки-метелики	3032–76*

Таблиця Б.2 – Гайки шестигранні класу точності В: нормальні за ГОСТ 5915-70* і низькі за ГОСТ 5916-70*, мм

12,5/ (✓)

ГОСТ 5915-70*

Виконання 1

Виконання 2

Виконання 3

12,5/ (✓)

ГОСТ 5916-70*

Виконання 1

Виконання 2

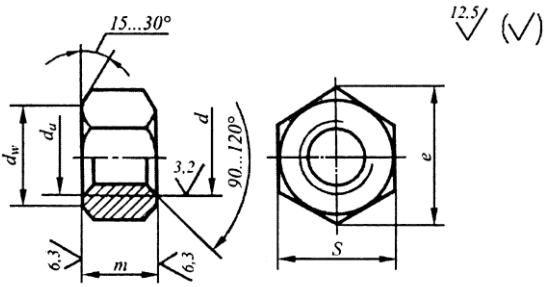
Для $d \leq 6$

Номінальний діаметр різби d	Крок різби		S	e	d_u			h_w		m	
	нормальний	малий			не менше	не більше	d_w не менше	не більше	не менше	ГОСТ 5915-70*	ГОСТ 5916-70*
1,6	0,35	—	3,2	3,3	1,6	1,84	2,9	0,2	0,10	1,3	1,0
2	0,4	—	4,0	4,2	2,0	2,30	3,6	0,2	0,10	1,6	1,2
2,5	0,45	—	5,0	5,3	2,5	2,90	4,5	0,3	0,10	2,0	1,6
3	0,5	—	5,5	5,9	3,0	3,45	5,0	0,4	0,15	2,4	1,8

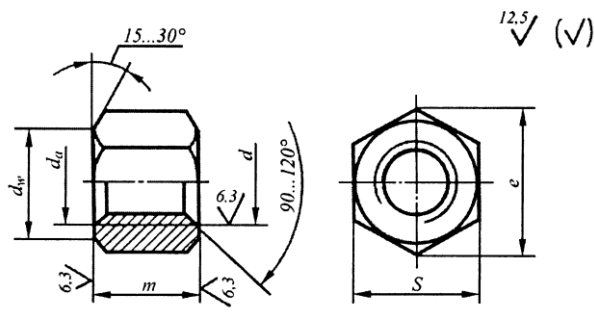
Продовження таблиці В.2

Номінальний діаметр різьби d	Крок різьби		S	e	d_a		d_m не менше	h_w		m	
	нормальний	малий			не менше	не більше		не більше	не менше	ГОСТ 5915-70*	ГОСТ 5916-70*
(3,5)	0,6	—	6,0	6,4	3,5	4,00	5,4	0,4	0,15	2,8	2,0
4	0,7	—	7,0	7,5	4,0	4,60	6,3	0,4	0,15	3,2	2,2
5	0,8	—	8,0	8,6	5,0	5,75	7,2	0,5	0,15	4,0	2,7
6	1	—	10	10,9	6,0	6,75	9,0	0,5	0,15	5,0	3,2
8	1,25	1	13	14,2	8,0	8,75	11,7	0,6	0,15	6,5	4,0
10	1,5	1,25	17	18,7	10	10,8	15,5	0,6	0,15	8,0	5,0
12	1,75	1,25	19	20,9	12	13,0	17,2	0,6	0,15	10	6,0
(14)	2	1,5	22	23,9	14	15,1	20,1	0,6	0,15	11	7,0
16	2	1,5	24	26,2	16	17,3	22,0	0,8	0,20	13	8,0
(18)	2,5	1,5	27	29,6	18	19,4	24,8	0,8	0,20	15	9,0
20	2,5	1,5	30	33,0	20	21,0	27,7	0,8	0,20	16	10
(22)	2,5	1,5	32	35,0	22	23,8	29,5	0,8	0,20	18	11
24	3	2	3G	39,6	24	25,9	33,2	0,8	0,20	19	12
(27)	3	2	41	45,2	27	29,2	38,0	0,8	0,20	22	13,5
30	3,5	2	40	50,9	30	32,4	42,7	0,8	0,20	24	15
36	4	3	55	60,8	36	38,9	51,1	0,8	0,20	29	18
42	4,5	3	65	71,3	42	45,4	59,9	0,8	0,20	34	21
48	5	3	75	82,6	48	51,8	69,4	0,8	0,25	38	24
<i>Примітка.</i> Зазначені в дужках розміри гайок застосовувати не рекомендується. <i>Приклади умовних позначень:</i> 1. Гайка виконання 1 за ГОСТ 5915-70*, з діаметром різьби $d=10$ мм, з нормальним кроком різьби, з полем допуску 6H, класу міцності 5, без покриття: Гайка M10-6H.5 ГОСТ 5915-70*. 2. Гайка виконання 2 за ГОСТ 5916-70*, з діаметром різьби $d=16$ мм, з малим кроком різьби, з полем допуску 6H, класу міцності 05, зі сталі марки 40X, з покриттям 01 товщиною 6 мкм: Гайка 2M16×1,5-6H.05.40X.016 ГОСТ 5916-70*.											

**Таблиця Б.3 – Гайки шестигранні класу
точності А: нормальні за ГОСТ 5927-70* і високі
за ГОСТ 15524-70*, мм**

									
Номинальний діаметр різьби d	Крок різьби		S	e	d_u		d_w не менше	m	
	нор- маль- ний	малий			не мен- ше	не біль- ше		ГОСТ 5927-70*	ГОСТ 15524-70*
(1)	0,25	—	3,2	3,4	1	1,15	2,9	1,0	—
(1,4)	0,3	—	3,2	3,4	1,4	1,61	2,9	1,0	—
1,6	0,35	—	3,2	3,4	1,6	1,84	2,9	1,3	—
2	0,4	—	4,0	4,5	2,0	2,30	3,6	1,6	—
2,5	0,45	—	5,0	5,5	2,5	2,90	4,5	2,0	—
3	0,5	—	5,5	6,0	3	3,45	5,0	2,4	3,6
3,5	0,6	—	6,0	6,6	3,5	4,00	5,4	2,8	—
4	0,7	—	7,0	7,7	4	4,60	6,3	3,2	4,8
5	0,8	—	8,0	8,8	5	5,75	7,2	4,0	6,0
6	1	—	10	11,1	6	6,75	9,0	5,0	7,5
8	1,25	1	13	14,4	8	8,75	11,7	6,5	9,0
10	1,5	1,25	17	18,9	10	10,8	15,6	8,0	12
12	1,75	1,25	19	21,1	12	13,0	17,4	10	15
(14)	2	1,5	22	24,5	14	15,1	20,6	11	17
16	2	1,5	24	26,8	16	17,3	22,5	13	19
(18)	2,5	1,5	27	30,1	18	19,4	25,3	15	22
20	2,5	1,5	30	33,5	20	21,6	28,2	16	24
(22)	2,5	1,5	32	35,7	22	23,8	30,0	18	26
24	3	2	36	40,0	24	25,9	33,6	19	28
(27)	3	2	41	45,6	27	29,2	38,4	22	32
30	3,5	2	46	51,3	30	32,4	43,1	24	36
36	4	3	55	61,3	36	38,9	51,5	29	42
42	4,5	3	65	72,6	42	45,4	61,0	34	50
48	5	3	75	83,9	48	51,8	70,5	38	58
<i>Примітка.</i> Зазначені в дужках розміри гайок застосовувати не рекомендується. <i>Приклади умовних позначень:</i> 1. Гайка з діаметром різьби $d=16$ мм, з нормальним кроком різьби, з полем допуску 6H, класу міцності 5, без покриття: Гайка М16-6H.5 ГОСТ 5927-70*. 2. Гайка висока з діаметром різьби $d=16$ мм, з малим кроком різьби, з полем допуску 6H, класу міцності 10, зі сталі марки 40X, з покриттям 01 товщиною 6 мкм: Гайка М16х1,5-6H.10.40X.016 ГОСТ 15524-70*.									

**Таблиця Б.4 – Гайки шестигранні класу
точності В: високі за ГОСТ 15523-70* і особливо
високі за ГОСТ 15525-70*, мм**

									
Номінальний діаметр різьби d	Крок різьби		S	e	d_a		d_w , не менше	m	
	нор- маль- ний	малий			не мен- ше	не біль- ше		ГОСТ 15523-70*	ГОСТ 15525-70*
3	0,5	—	5,5	5,9	3	3,45	5,0	3,6	—
4	0,7	—	7,0	7,5	4	4,60	6,3	4,8	—
5	0,8	—	8,0	8,6	5	5,75	7,2	6,0	—
6	1	—	10	10,9	6	6,75	9,0	7,5	—
8	1,25	1	13	14,2	8	8,75	11,7	9,0	12
10	1,5	1,25	17	18,7	10	10,8	15,5	12	15
12	1,75	1,25	19	20,9	12	13,0	17,2	15	18
(14)	2	1,5	22	23,9	14	15,1	20,1	17	21
16	2	1,5	24	26,2	16	17,3	22,0	19	24
(18)	2,5	1,5	27	29,6	18	19,4	24,8	22	27
20	2,5	1,5	30	33,0	20	21,6	27,7	24	30
(22)	2,5	1,5	32	35,0	22	23,8	29,5	26	32
24	3	2	36	39,6	24	25,9	33,2	28	36
(27)	3	2	4) 45,2	27	29,2	38,0	32	32	40
30	3,5	2	46	50,9	30	32,4	42,7	36	45
36	4	3	55	60,8	36	38,9	51,1	42	54
42	4,5	3	65	71,3	42	45,4	59,9	50	63
48	5	3	75	82,6	48	51,8	69,4	58	71
<i>Примітка.</i> Зазначені в дужках розміри гайок застосовувати не рекомендується. <i>Приклади умовних позначень:</i> 1. Гайка висока з діаметром різьби $d=10$ мм, з нормальним кроком різьби, з полем допуску 6H, класу міцності 5, без покриття: Гайка M10-6H.5 ГОСТ 15523-70*. 2. Гайка особливо висока з діаметром різьби $d=10$ мм, з малим кроком різьби, з полем допуску 6H, класу міцності 12, зі сталі марки 40X, з покриттям 01 товщиною 6 мкм: Гайка M10×1,25-6H.12.40X.016 ГОСТ 15525-70*.									

Таблиця Б.5 – Гайки шестигранні класу точності С за ГОСТ 15526-70* , мм

50/ (✓)

Виконання 1

Виконання 2 Виконання 3

Номинальний діаметр різьби d	Крок різьби	S	e	d_a		d_w , не менше	m
				не менше	не більше		
5	0,8	8	8,6	5	5,75	7,2	5,6
6	1	10	10,9	6	6,75	9,0	6,1
8	1,25	13	14,2	8	8,75	11,7	7,9
10	1,5	17	18,7	10	10,8	15,5	9,5
12	1,75	19	20,5	12	13,0	16,9	12,2
(14)	2	22	23,9	14	15,1	19,9	13,9
16	2	24	26,2	16	17,3	22,0	15,9
(18)	2,5	27	29,6	18	19,4	24,8	17,3
20	2,5	30	33,0	20	21,6	27,7	18
(22)	2,5	32	35,0	22	23,8	29,5	18
24	3	36	39,6	24	25,9	33,2	19
(27)	3	41	45,2	27	29,2	38,0	22
30	3,5	46	50,9	30	32,4	42,7	24
36	4	55	60,8	36	38,9	51,1	29
42	4,5	65	72,1	42	45,4	61,6	34
48	5	75	83,4	48	51,8	70,1	38

Примітка. Зазначені в дужках розміри гайок застосовувати не рекомендується.

Приклад умовного позначення.

Гайка виконання 2, з діаметром різьби $d=24$ мм, класу міцності 4:

Гайка 2М24.4 ГОСТ 15526-70*

Таблиця Б.6 – Гайки шестигранні прорізні і корончасті класу точності В за ГОСТ 5932-73*, мм

Виконання 1										Виконання 2									
Номинальний діаметр різби d		Крок різби		S	h	e		n	m	D	d_s		Розмір шпильки за ГОСТ 397-79*						
		нормальний	малий			ГОСТ 5918-73*	ГОСТ 5932-73*				не менше	не більше	виконання 1	виконання 2					
4		0,7	—	7	5	7,7	7,7	6	1,2	3,2	4	4,6	1×12	—					
5		0,8	—	8	6	8,8	8,8	6	1,4	4,0	5	5,75	1,2×12	—					
6		1	—	10	7,5	10,9	11,0	6	2,0	5,0	6	6,75	1,6×16	—					
8		1,25	1	13	9,5	14,2	14,4	6	2,5	6,5	8	8,75	2×20	—					
10		1,5	1,25	17	12	18,7	18,9	6	2,8	8,0	10	10,8	2,5×25	—					
12		1,75	1,25	19	15	20,9	21,1	6	3,5	10	12	13,0	3,2×32	3,2×25					
(14)		2	1,5	22	16	24,3	24,5	6	3,5	11	19	14	3,2×32	3,2×25					
16		2	1,5	24	19	26,5	26,8	6	4,5	13	22	16	4×36	4×32					
(18)		2,5	1,5	27	21	29,9	30,2	6	4,5	15	25	18	4×40	4×36					
20		2,5	1,5	30	22	33,3	33,6	6	4,5	16	28	20	4×40	4×36					

Продовження таблиці Б.6

Номинальний діаметр різби d	Крок різби		S	h	e		Число прорізів	n	m	D	d_a		Розмір шпінта за ГОСТ 397-79*	
	нормальний	малий			ГОСТ 5918-73*	ГОСТ 5932-73*					не менше	не більше	виконання 1	виконання 2
(22)	2,5	1,5	32	26	35,0	35,8	6	5,5	18	30	22"	22,7	5×45	5×40
24	3	2	36	27	39,6	40,3	6	5,5	19	34	24	25,9	5×45	5×40
(27)	3	0	41	30	45,2	45,9	6	5,5	22	38	27	29,1	5×50	5×45
30	3,5	2	46	33	50,9	51,6	6	7,0	24	42	30	32,4	6,3×63	6,3×50
(33)	3,5	2	50	35	55,4	56,1	6	7,0	26	46	33	35,6	6,3×63	6,3×50
36	4	3	55	38	60,8	61,7	6	7,0	29	50	36	38,9	6,3×71	6,3×63
(39)	4	3	60	40	66,4	67,4	6	7,0	31	55	39	42,2	6,3×71	6,3×63
42	4,5	3	65	46	72,1	73,0	8	9,0	34	58	42	45,4	8×80	8×71
48	5	3	75	50	83,4	84,3	8	9,0	38	65	48	52,0	8×90	8×80

Примітки. 1. Значенні в дужках розміри гайок застосовувати не рекомендується.

2. Поля допусків різби 7H і 6H.

Приклади умовних позначень:

1. Гайка виконання 1, з діаметром різби $d=12$ мм, з нормальним кроком різби, з полем допуску 7H, класу міцності 5, без покриття:

Гайка M12-7H.5 ГОСТ 5918-73*

2. Гайка виконання 2, з діаметром різби $d=12$ мм, з малим кроком різби, з полем допуску 6H, класу міцності 6, з покриттям 01 товщиною 9 мкм:

Гайка 2M12x1,25-6H.6.019 ГОСТ 5918-73*

**Таблиця Б.7 – Гайки круглі шліцьові за
ГОСТ 11871-88^{*}, мм**

3.2 (✓)

Клас точності А

6.3 (✓)

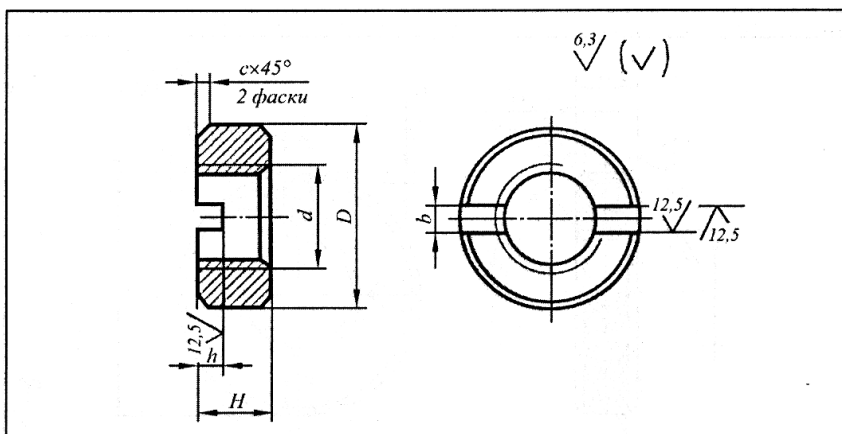
Клас точності В

Номінальний діаметр різби <i>d</i>	Крок різби		<i>D</i>	<i>D</i> ₁	<i>H</i>	<i>b</i>	<i>h</i>	Число шліців <i>n</i>	<i>c</i> , не більше
	нормальний	малий							
4	0,7	0,5	12	6,5	3	1,6	1,6	4	0,6
5	0,8	0,5	14	8,0	3	1,6	1,6	4	0,6
6	1	0,5	16	9,5	4	2,0	2,0	4	0,6
8	—	1	22	14,0	6	3,5	2,0	4	0,6
10	—	1,25	24	16,0	8	4,0	2,0	4	0,6
12	—	1,25	26	18,0	8	4,0	2,0	4	0,6
16	—	1,5	30	22,0	8	5,0	2,5	4	0,6
18	—	1,5	32	24,0	8	5,0	2,5	4	1,0
20	—	1,5	34	27,0	8	5,0	2,5	4	1,0
22	—	1,5	38	30,0	10	5,0	2,5	4	1,0
24	—	1,5	42	33,0	10	5,0	2,5	4	1,0
27	—	1,5	45	36,0	10	5,0	2,5	4	1,0
30	—	1,5	48	39,0	10	5,0	2,5	4	1,0
33	—	1,5	52	42,0	10	6,0	3,0	4	1,0
36	—	1,5	55	45,0	10	6,0	3,0	4	1,0
39	—	1,5	60	48,0	10	6,0	3,0	4	1,0
42	—	1,5	65	52,0	10	6,0	3,0	4	1,0
45	—	1,5	70	56,0	10	6,0	3,0	4	1,0
48	—	1,5	75	60,0	12	8,0	4,0	4	1,6
52	—	1,5	80	65,0	12	8,0	4,0	4	1,6
56	—	2	85	70,0	12	8,0	4,0	4	1,6
60	—	2	90	75,0	12	8,0	4,0	4	1,6
64	—	2	95	80,0	12	8,0	4,0	4	1,6
68	—	2	100	85,0	15	10,0	5,0	4	1,6
72	—	2	105	90,0	15	10,0	5,0	4	1,6

Продовження таблиці Б.7

Номінальний діаметр різби d	Крок різби		D	D_1	H	b	h	Число шліців n	с, не більше
	нормальний	малій							
76	—	2	110	95,0	15	10,0	5,0	4	1,6
80	—	2	115	100,0	15	10,0	5,0	4	1,6
85	—	2	120	105,0	15	10,0	5,0	4	1,6
90	—	2	125	110,0	18	12,0	6,0	4	1,6
95	—	2	130	115,0	18	12,0	6,0	4	1,6
100	—	2	135	120,0	18	12,0	6,0	4	1,6
105	—	2	140	125,0	18	12,0	6,0	6	1,6
110	—	2	150	130,0	22	14,0	7,0	6	1,6
115	—	2	155	135,0	22	14,0	7,0	6	1,6
120	—	2	160	140,0	22	14,0	7,0	6	1,6
125	—	2	165	145,0	22	14,0	7,0	6	1,6
130	—	2	170	150,0	22	14,0	7,0	6	1,6
135	—	2	175	155,0	26	14,0	7,0	6	1,6
140	—	2	180	160,0	26	14,0	7,0	6	1,6
145	—	2	190	165,0	26	14,0	7,0	6	2,5
150	—	2	200	175,0	26	16,0	8,0	8	2,5
160	—	3	210	185,0	26	16,0	8,0	8	2,5
170	—	3	220	195,0	30	16,0	8,0	8	2,5
180	—	3	230	205,0	30	16,0	8,0	8	2,5
190	—	3	240	215,0	30	16,0	8,0	8	2,5
200	—	3	250	225,0	30	16,0	8,0	8	2,5
<i>Примітки:</i> 1. Поле допуску різби 6H; для гайок класу точності В допускаються поля допусків 7H і 6G. 2. Граничні відхилення розмірів: D – по $h12$; D_1 – по $j_7,14$; H – по $h14$; b – по $H14$; h – по $H16$. <i>Приклад умовного позначення.</i> Гайка класу точності А з діаметром різби $d=33$ мм, з малим кроком різби 1,5 мм, з полем допуску 6H, з вуглецевої сталі марки 40, з покриттям 05: Гайка АМ33×1,5–6H.06.05 ГОСТ 11871–88*.									

Таблиця Б.8 – Гайки круглі зі шлицем на торці класу точності В за ГОСТ 10657-80^{*}, мм



Номинальний діаметр різби d	Крок різби		D	H	b	h	c
	нормальний	малий					
1	0,25	—	2,5	1,0	0,3	0,3	0,1
1,2	0,25	—	3,0	1,2	0,3	0,4	
(1,4)	0,3	—	3,0	1,4	0,4	0,6	
1,6	0,35	—	3,0	1,6	0,5	0,6	
2	0,4	—	4,0	2,0	1,0	0,7	0,2
2,5	0,45	—	5,0	2,2	1,0	0,7	
3	0,5	—	6,0	2,5	1,2	0,9	
4	0,7	—	8,0	3,5	1,4	1,3	0,4
5	0,8	—	10	4,0	2,0	1,5	
6	1	—	11	5,0	2,8	2,3	0,6
8	1,25	1	14	6,5	3,0	3,0	
10	1,5	1,25	18	8,0	3,5	3,5	
12	1,75	1,25	22	10	4,0	4,0	0,8
16	2	1,5	27	12	4,0	4,0	
20	2,5	1,5	32	14	5,0	5,0	1,0

Примітки: 1. Зазначені в дужках розміри гайок застосовувати не рекомендується.
2. Для гайок з діаметром різби 1 і 1,2 мм замість фасок допускається притуплення радіусом $R=0,1$ мм.

Приклади умовних позначень:

1. Гайка з діаметром різби $d=12$ мм, з нормальним кроком різби, з полем допуску 7H, класу міцності 5, з покриттям 05:

Гайка M12-7H.5.05 ГОСТ 10657-80.

2. Те саме з малим кроком різби, з полем допуску 6H, з матеріалу групи 32 – з латуні марки Л63, з покриттям 12 товщиною 9 мкм:

Гайка M12×1,25-6H.32.Л63.129 ГОСТ 10657-80.

РЕКОМЕНДОВАНА ЛІТЕРАТУРА

- 1 Павлице В.Т., Данило Я.Я. Різьби, різьбові з'єднання та кріпильні деталі. – Львів: Національний університет “Львівська політехніка”(Інформаційно-видавничий центр “ІНТЕЛЕКТ”+Інституту післядипломної освіти), 2001 –239 с.
- 2 Анурьев В.И. Справочник конструктора – машиностроителя. Т.1. – М.: Машиностроение, 1978. – 728 с.
- 3 Биргер И.А., Иосилевич Г.Б. Резьбовые и фланцевые соединения. – М.: Машиностроение, 1990. – 366 с.
- 4 Иванов М.Н. Детали машин.–М.:Высшая школа, 1976.– 398с.
- 5 Решетов Д.Н. Детали машин.–М.:Машиностроение, 1974.– 654с.
- 6 Попов В.Л., Каплан Д.А. Расчет группового резьбового соединения. – Ярославль: ЯПИ, 1979. – 50 с.
- 7 Цейтлин Н.И. Методическое руководство по расчету групповых болтовых соединений. – М.: Станкин, 1959. – 28 с.

Навчальне видання
Лев Леонідович Роганов
Сергій Григорович Карнаух

РОЗРАХУНОК РІЗЬБОВИХ З'ЄДНАНЬ
Навчальний посібник

Технічний редактор О.О.ДУДЧЕНКО
Комп'ютерна верстка С.Г.КАРНАУХ

Подп. до друку	Формат 60×84 1/16
Ризограф. друк	Ум. друк. арк. 6,0.
Облік. - вид. арк. 4,4	Тираж 100 экз. Зам. №_____

ДГМА. 84313, м. Краматорск, вул. Шкадинова, 72.