

Міністерство освіти і науки України

**Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя**

*Кафедра технічної механіки та
сільськогосподарських машин*

ДЕТАЛІ МАШИН ТА ОСНОВИ АВТОМАТИЗОВАНОГО КОНСТРУЮВАННЯ

**НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК
до лабораторних робіт**

для студентів всіх форм навчання спеціальностей

131 «Прикладна механіка»

133 «Галузеве машинобудування»

208 «Агроінженерія»

274 «Автомобільний транспорт»

Тернопіль
2021

УДК 621.81

Г 27

Автори:

Р. Б. Гевко, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин

Н. І. Хомик, кандидат технічних наук, доцент, доцент кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин

О. С. Жаровський, старший викладач кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин

Т. А. Довбуш, кандидат технічних наук, доцент кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин

Рецензенти:

О. В. Цуркан, доктор технічних наук, доцент кафедри технологічних процесів та обладнання переробних і харчових виробництв Вінницького національного аграрного університету

О. Л. Ляшук, доктор технічних наук, професор, завідувач кафедри автомобілів Тернопільського національного технічного університету імені Івана Пулюя

Розглянуто й затверджено на засіданні кафедри технічної механіки та сільськогосподарських машин, протокол № 1 від 21.08.2020 р.

Схвалено й рекомендовано до друку та впровадження у навчальний процес на засіданні вченої ради ТНТУ імені Івана Пулюя, протокол № 6 від 20.04.2021 р.

Гевко Р. Б.

Г 27 Гевко Р. Б. Деталі машин та основи автоматизованого конструювання: навчальний посібник до лабораторних робіт / Р. Б. Гевко, Н. І. Хомик, О. С. Жаровський, Т. А. Довбуш. – Тернопіль: ФОП Паляниця В. А., 2021. – 256 с.

Посібник розроблено відповідно до навчальної програми і призначено для студентів усіх форм навчання спеціальностей 131 «Прикладна механіка», 133 «Галузеве машинобудування», 208 «Агроінженерія», 274 «Автомобільний транспорт».

Мета посібника – надати методичну допомогу студентам для виконання лабораторних робіт, поглибити, розширити та закріпити знання, набуті студентами під час вивчення лекційного матеріалу і навчальної літератури.

У посібнику у короткій формі викладено мету, теоретичні відомості, будову і принцип роботи експериментальних установок, порядок виконання типових лабораторних робіт, які охоплюють весь матеріал, поданий до вивчення у лекційному курсі та на практичних заняттях з урахуванням необхідності самостійної роботи студентів під час підготовки до виконання лабораторних робіт.

УДК 621.81

© Гевко Р. Б., Хомик Н. І.,
Жаровський О. С.,
Довбуш Т. А., 2021

ЗМІСТ

стр.

ВСТУП	6
Вказівки щодо обробки результатів вимірювань лабораторних досліджень	7
1. Лабораторна робота № 1 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЗУБЧАСТИХ І ЧЕРВ'ЯЧНИХ РЕДУКТОРІВ І ЇХ ДЕТАЛЕЙ	9
1. Теоретичні відомості до вивчення теми	9
2. Порядок виконання лабораторної роботи	21
3. Визначення основних параметрів зачеплення редукторів	34
3.1. Двоступеневий горизонтальний редуктор із циліндричними косозубими колесами	34
3.2. Двоступеневий конічно-циліндричний редуктор	39
3.3. Двоступеневий циліндрично-черв'ячний редуктор	45
Питання для самоперевірки під час підготовки до лабораторної роботи	52
2. Лабораторна робота № 2 ПОБУДОВА КРИВИХ КОВЗАННЯ І ВИЗНАЧЕННЯ ККД ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ	53
1. Теоретичні відомості до вивчення теми	53
2. Будова і принцип роботи експериментальної установки	56
3. Порядок виконання лабораторної роботи	59
Питання для самоперевірки під час підготовки до лабораторної роботи	63
3. Лабораторна робота № 3 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА МАРКУВАННЯ ПІДШИПНИКІВ ТЕРТЯ КОЧЕННЯ	64
1. Теоретичні відомості до вивчення теми	64
2. Система умовних позначень підшипників кочення	65
3. Порядок підбору підшипників	73
4. Порядок виконання лабораторної роботи	74
Питання для самоперевірки під час підготовки до лабораторної роботи	75
4. Лабораторна робота № 4 ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛА	76
1. Теоретичні відомості до вивчення теми	76
2. Будова і принцип роботи експериментальної установки	80
3. Порядок виконання лабораторної роботи	84

	Питання для самоперевірки під час підготовки до лабораторної роботи	88
5.	Лабораторна робота № 5 ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ	89
	1. Теоретичні відомості до вивчення теми	89
	2. Будова і принцип роботи експериментальної установки	94
	3. Порядок виконання лабораторної роботи	99
	Питання для самоперевірки під час підготовки до лабораторної роботи	102
6.	Лабораторна робота № 6 ВИПРОБУВАННЯ ЗАПОБІЖНИХ МУФТ	103
	1. Теоретичні відомості до вивчення теми	103
	2. Будова і принцип роботи експериментальної установки	113
	3. Порядок виконання лабораторної роботи	116
	Питання для самоперевірки під час підготовки до лабораторної роботи	124
7.	Лабораторна робота № 7 ВИЗНАЧЕННЯ ККД ГВИНТОВИХ МЕХАНІЗМІВ.....	125
	1. Теоретичні відомості до вивчення теми	125
	2. Загальні відомості про різьбові з'єднання	130
	3. Силкові співвідношення та умови самогальмування у гвинтовій парі	134
	4. Будова і принцип роботи експериментальної установки	141
	5. Порядок виконання лабораторної роботи	145
	Питання для самоперевірки під час підготовки до лабораторної роботи	149
8.	Лабораторна робота № 8 ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ В РІЗЬБІ І НА ТОРЦІ ГАЙКИ	150
	1. Теоретичні відомості до вивчення теми	150
	2. Силкові співвідношення та умови самогальмування у гвинтовій парі	160
	3. Будова і принцип роботи експериментальної установки	167
	4. Порядок виконання лабораторної роботи	170
	Питання для самоперевірки при підготовці до лабораторної роботи	176
9.	Лабораторна робота № 9 ДОСЛІДЖЕННЯ БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ЗСУВ	177
	1. Теоретичні відомості до вивчення теми	177

2.	Силові співвідношення та умови самогальмування у гвинтовій парі	182
3.	Розрахунок болтового з'єднання деталей, що навантажені силами зсуву	188
4.	Будова і принцип роботи експериментальної установки	192
5.	Порядок виконання лабораторної роботи	199
	Питання для самоперевірки під час підготовки до лабораторної роботи	202
10.	Лабораторна робота № 10 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАТЯГНУТОГО БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ВІДРИВ	203
1.	Теоретичні відомості до вивчення теми	203
2.	Силові співвідношення та умови самогальмування у гвинтовій парі	207
3.	Розрахунок щільних болтових з'єднань	213
4.	Будова і принцип роботи експериментальної установки	215
5.	Порядок виконання лабораторної роботи	219
	Питання для самоперевірки під час підготовки до лабораторної роботи	223
11.	Лабораторна робота № 11 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ КЛЕМОВОГО З'ЄДНАННЯ	224
1.	Теоретичні відомості до вивчення теми	224
2.	Розрахунок клемових з'єднань	226
3.	Будова і принцип роботи експериментальної установки	231
4.	Порядок виконання лабораторної роботи	235
	Питання для самоперевірки під час підготовки до лабораторної роботи	239
12.	Лабораторна робота №12 ДОСЛІДЖЕННЯ З'ЄДНАНЬ З ГАРАНТОВАНИМ НАТЯГОМ ДЕТАЛЕЙ ТИПУ «ВАЛ-ВТУЛКА»	240
1.	Теоретичні відомості до вивчення теми	240
2.	Розрахунок з'єднань з натягом	242
3.	Будова і принцип роботи експериментальної установки	246
4.	Порядок виконання лабораторної роботи	250
	Питання для самоперевірки під час підготовки до лабораторної роботи	253
	ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ	254

ВСТУП

У дисципліні «Деталі машин та основи автоматизованого конструювання» вивчають конструкцію, процес роботи і розрахунок деталей машин загального призначення та розглядають загальні питання їх конструювання і проектування. Це перший із розрахунково-конструкторських предметів, у якому вивчають основи проектування машин і механізмів. Курс завершує цикл загальноінженерних дисциплін, які читають студентам механічних спеціальностей в університеті, і зв'язує його з циклом спеціальних механічних дисциплін і є базою для їх побудови.

Завдання курсу «Деталі машин та основи автоматизованого конструювання» як наукової дисципліни полягає у висвітленні наукових методів, правил, норм проектування деталей машин, виходячи із заданих умов їх роботи, а саме: вибір необхідних матеріалів, надання деталям найоптимальніших форм, розмірів, призначення ступенів точності, якості поверхонь, технічних умов на виготовлення, забезпечення правильного монтажу, демонтажу та експлуатації.

Вивчаючи цей курс майбутні інженери зіштовхуються із багатьма тісно зв'язаними між собою факторами, що впливають на вибір того чи іншого розв'язку поставленої задачі. Часто трапляється так, що вплив окремих факторів на деталі машин не може бути врахований теоретично, а оцінюють його на основі дослідних даних. Звідси випливає важливість експериментального вивчення роботи деталей і вузлів машин у реальних умовах експлуатації, що є невід'ємною частиною курсу.

Виконання лабораторних робіт з курсу «Деталі машин та основи автоматизованого конструювання» має на меті покращити загальноінженерну підготовку студентів та прищепити їм практичні навички у проведенні експериментів, пов'язаних із дослідженням деталей і конструкцій машин.

Розроблений посібник включає: методичні вказівки до вивчення теоретичного матеріалу, опис будови лабораторних експериментальних установок і методику виконання на них лабораторних робіт. Ці роботи охоплюють основні і найбільш об'ємні та складні для розуміння розділи з курсу «Деталі машин та основи автоматизованого конструювання».

ВКАЗІВКИ ЩОДО ОБРОБКИ РЕЗУЛЬТАТІВ ВИМІРЮВАНЬ ЛАБОРАТОРНИХ ДОСЛІДЖЕНЬ

Для оцінювання точності результатів вимірювань найчастіше використовують дві характеристики:

– середню квадратичну похибку σ і надійність a , тобто ймовірність попадання правильного значення вимірюваної величини в обмежений інтервал. Границі цього інтервалу, або так звану похибку результату вимірювань, визначають через дисперсію S , яка є параметром закону нормального розподілу випадкових величин при $n > 30$, де n – кількість вимірювань. Коли кількість вимірювань мала, границі інтервалу точніше визначають за допомогою коефіцієнта Стьюдента.

Під час обробки результатів вимірювань лабораторних робіт необхідно:

– результати всіх n вимірювань параметра a_i записати в таблицю і обчислити його середнє значення за формулою

$$a = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n a_i ; \quad (1)$$

– визначити похибку m_i окремих вимірювань параметра a_i і обчислити значення m_i^2 , де $m_i = a_{\text{сер}} - a_i$;

– визначити середню квадратичну похибку σ серії вимірювань за формулою:

$$\sigma = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^n m_i^2}{n(n-1)}} ; \quad (2)$$

– задати необхідну надійність a інтервалу. Для вибраної надійності a залежно від кількості вимірювань n визначити за приведеною нижче таблицею коефіцієнт Стьюдента C

$n-1$	a	0,90	0,95	0,98	0,99	0,999
Коефіцієнт C						
1		6,31	12,70	31,80	63,70	636,60
2		2,92	3,40	6,96	9,92	31,6
3		2,35	3,18	4,54	5,84	12,9
4		2,13	2,78	3,75	4,60	8,61
5		2,02	2,57	3,36	4,03	6,87

– знайти границі інтервалу (похибку результатів вимірювань) згідно з формулою:

$$\varepsilon = G \cdot \sigma; \quad (3)$$

– кінцевий результат вимірювань записати у вигляді:

$$a = a_{сер} \pm \varepsilon; \quad (4)$$

– оцінити відносну похибку результату серії випробувань:

$$\varepsilon' = (\varepsilon / a_{сер}) \cdot 100\%; \quad (5)$$

– за необхідності, використовуючи один із відомих методів, наприклад, метод середніх квадратів, встановити вид апроксимуючої функції і коефіцієнти при її змінних.

Перед виконанням лабораторних робіт студенти ретельно опрацьовують методичні вказівки, готують відповідні таблиці для внесення результатів вимірювань і досліджень.

Після закінчення виконання лабораторних робіт студенти готують звіти і захищають їх.

Звіти повинні складатися із титульного аркуша і чотирьох-п'яти наступних сторінок формату А4, заповнених з одного боку. На другій і третій сторінках вказують: мету роботи, наводять короткі теоретичні відомості (кілька речень). На решта сторінках наводять таблиці, виконують необхідні рисунки, роблять висновки.

Лабораторна робота № 1

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЗУБЧАСТИХ І ЧЕРВ'ЯЧНИХ РЕДУКТОРІВ І ЇХ ДЕТАЛЕЙ

Мета роботи: ознайомитися з редукторами та їх деталями; вивчити основні параметри зачеплення; скласти кінематичну схему редуктора; виконати ескіз зубчастого колеса і тихохідного вала; зобразити схему навантаження (показати сили, які виникають у зачепленні та опорах) проміжного вала редуктора.

Матеріальне забезпечення: редуктори, вимірювальні інструменти, набір ключів, технічна документація, навчальні плакати, методичне забезпечення, відеоматеріали.

1. Теоретичні відомості до вивчення теми

Редуктор – це зубчасті, черв'ячні або черв'ячно-циліндричні передачі, які розміщені в окремому жорсткому герметичному корпусі і працюють у масляній ванні. Редуктор призначений для зниження кутової швидкості, а отже підвищення крутного моменту в приводах від двигуна до робочої машини (транспортера, конвеєра і т. ін.).

Коробка передач (швидкостей) – це редуктор, що дозволяє ступінчасто змінювати передаточне число переспряженням деяких зубчастих коліс (наприклад, у транспортних машинах, металообробних верстатах і т.ін.).

Коробки швидкостей і варіатори також призначені для зниження кутової швидкості.

Зубчасті механізми, які призначені для збільшення швидкості веденого (вихідного) вала, називають **мультиплікаторами** (або прискорювачами).

Варіатор – механізм, призначений для безступінчастого регулювання передаточного числа. В основному складається з фрикційних або ланцюгових передач.

Редуктори широко використовують у різних галузях машинобудування, переробної промисловості, сільського господарства, тому вони дуже різні за своїми кінематичними схемами (рисунок 1.1) і конструктивним виконанням (рисунок 1.2, 1.3, 1.4).

Основні параметри редукторів (передаточне число, модуль зачеплення, міжосьова відстань) **регламентовані стандартами**. Це полегшує і здешевлює їх серійне виробництво, дозволяє спростити конструювання нових моделей завдяки використанню стандартних вузлів і деталей.

Найпоширеніші схеми редукторів наведені на рисунку 1.1. На схемах буквами *Ш*, *Т*, *П* позначені швидкохідний, тихохідний і проміжний вали відповідно.

За конструкцією найпростішими є одноступінчасті редуктори (рисунок 1.1, схеми 1, 4, 9). Такі механізми складаються з однієї зубчастої (циліндричної або конічної) або черв'ячної передачі і двох валів (швидкохідного і тихохідного).

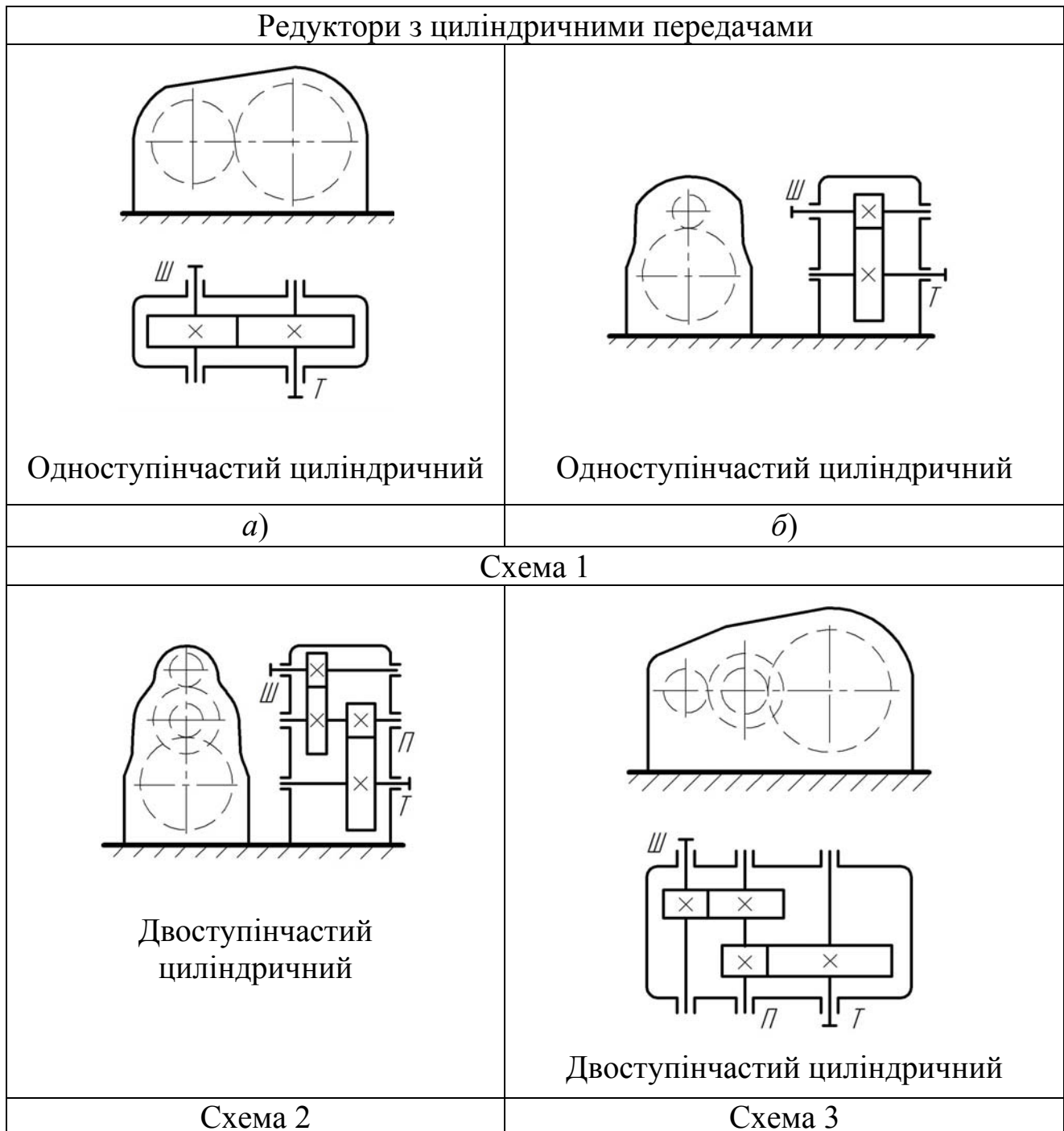


Рисунок 1.1 – Кінематичні схеми редукторів

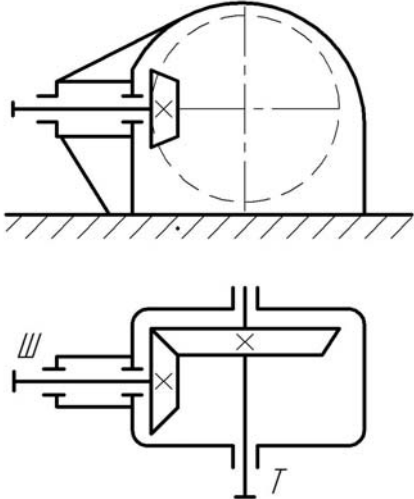
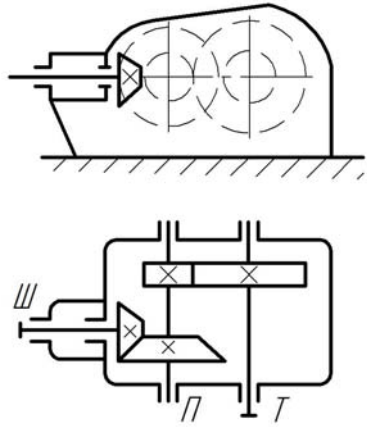
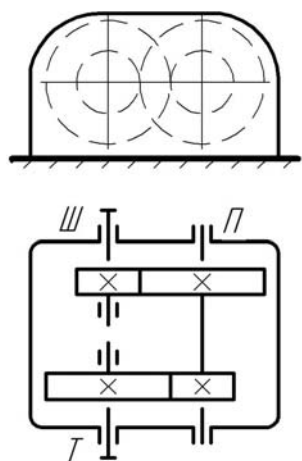
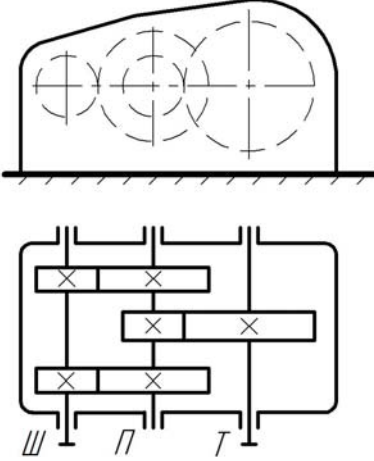
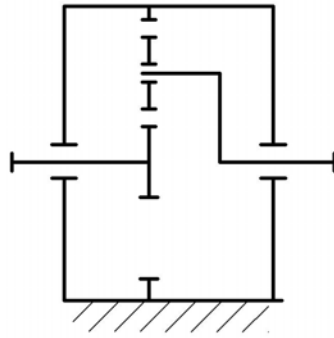
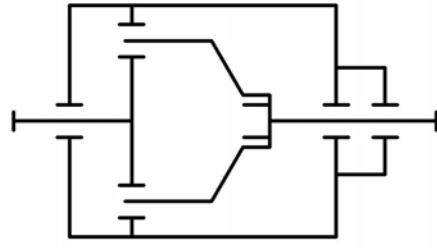
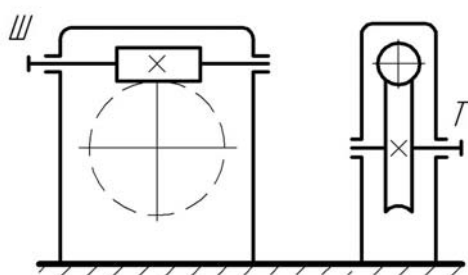
Редуктори з конічними і циліндричними передачами	
 <p>Одноступінчастий конічний</p> <p>Схема 4</p>	 <p>Двоступінчастий конічно-циліндричний</p> <p>Схема 5</p>
 <p>Двоступінчастий співвісний циліндричний</p> <p>Схема 6</p>	 <p>Двоступінчастий циліндричний з роздвоєним швидкохідним ступенем</p> <p>Схема 7</p>
Планетарні редуктори	
 <p>а)</p>	 <p>б)</p>
Схема 8	

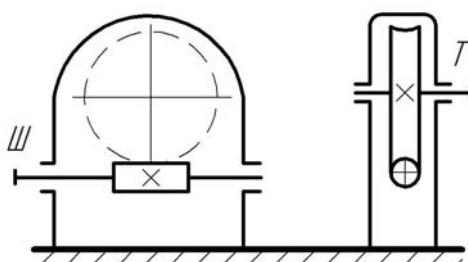
Рисунок 1.1 – Кінематичні схеми редукторів (продовження)

Редуктори з черв'ячними передачами



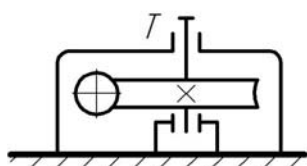
Одноступінчастий черв'ячний з
верхнім розташування черв'яка

а)



Одноступінчастий черв'ячний з
нижнім розташування черв'яка

б)



Одноступінчастий черв'ячний з
боковим розташування черв'яка

в)

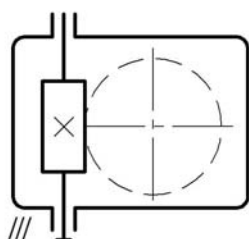
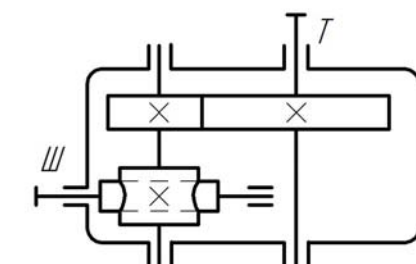
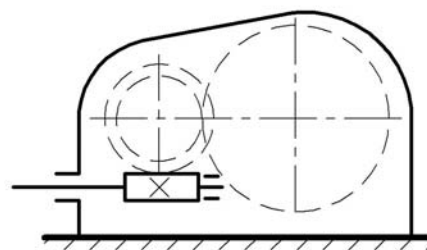
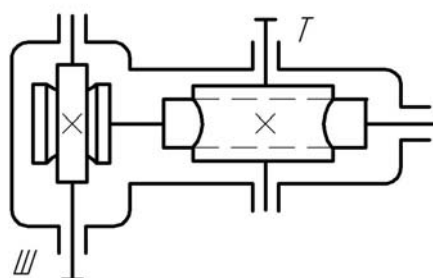
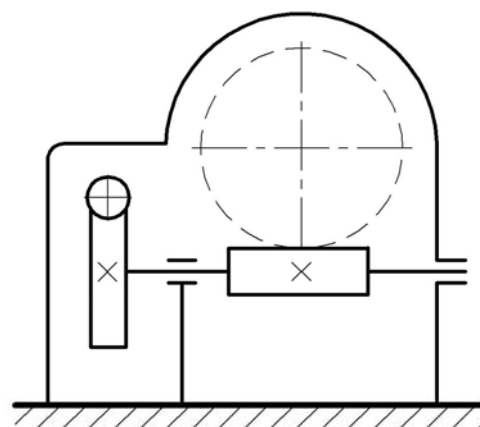


Схема 9



Двоступінчастий
черв'ячно-циліндричний

Схема 10



Двоступінчастий черв'ячний

Схема 11

Рисунок 1.1 – Кінематичні схеми редукторів (продовження)

Триступінчасті і двоступінчасті редуктори	
<p>Триступінчастий циліндричний</p>	<p>Триступінчастий циліндричний з роздвоєним проміжним ступенем</p>
Схема 12	Схема 13
<p>Триступінчастий конічно-циліндричний</p>	<p>Двоступінчастий циліндричний з роздвоєним тихохідним ступенем</p>
Схема 14	Схема 15

Рисунок 1.1 – Кінематичні схеми редукторів (закінчення)

Одноступінчасті циліндричні редуктори (з циліндричними колесами) мають паралельні вали, які можуть бути розміщені у горизонтальній (рисунок 1.1, схема 1 а,) або вертикальній (рисунок 1.1, схема 1 б) площинах.

Передаточне число одноступінчастих циліндричних редукторів (рисунок 1.1, схема 1 а, б) $u_{ц.р.} \leq 8$. Зубчасті колеса можуть бути прямозубі, косозубі або шевронні.

В одноступінчастому конічному редукторі (з конічними зубчастими колесами) осі валів перетинаються (рисунок 1.1, схема 4). Такі редуктори

мають меншу несучу здатність порівняно з циліндричними приблизно однакових розмірів. Їх передаточне число $u_{к.р.} \leq 5$.

Одноступінчасті черв'ячні редуктори (рисунок 1.1, схема 9 а, б, в) конструктивно можуть бути виконані з нижнім, верхнім або боковим розміщенням черв'яка, осі валів яких перехрещуються у просторі. Такі редуктори реалізують передаточне число $u_{ч.р.} \leq 7...80$.

Для того щоб отримати великі передаточні числа, застосовують дво- і триступінчасті редуктори (рисунок 1.1, схеми 2, 3, 5, 6, 7, 10-15). Такі редуктори складніші за конструкцією, оскільки мають дві або три передачі і, крім швидкохідного та тихохідного, мають також проміжні вали. Передаточне число двоступінчастих циліндричних редукторів $u_{ч.р.} \leq 8...50$.

Конічно-циліндричні редуктори (рисунок 1.1, схема 5) виконують за необхідності розміщення осей валів під прямим кутом. Їх передаточні числа $u_{к.-ч.р.} \leq 8...30$.

Двоступінчасті черв'ячні (рисунок 1.1, схема 11) та черв'ячно-циліндричні редуктори (рисунок 1.1, схема 10) можуть реалізовувати передаточні числа $u_{ч-ч.р.} \leq 30...300$, але такі редуктори складні у технологічному виконанні.

Редуктори за схемами 2, 3, 5, (рисунок 1.1) мають суттєвий недолік – через несиметричне розміщення зубчастих коліс щодо опор валів збільшується нерівномірність навантаження по довжині зубів внаслідок деформації валів. Цей недолік усунуто в схемі 15 (див. рис. 1.1) двоступінчастого циліндричного редуктора з роздвоєним тихохідним ступенем, у схемі 7 (див. рис. 1.1) двоступінчастого циліндричного редуктора з роздвоєним швидкохідним ступенем та у схемі 13 (див. рис. 1.1) триступінчастого циліндричного редуктора з роздвоєним проміжним ступенем.

Триступінчасті редуктори (рисунок 1.1, схеми 12, 13, 14), як правило, виготовляють з циліндричними зубчастими колесами. Їх використовують для забезпечення високих передаточних чисел $u_p \leq 60...250$.

Планетарні редуктори (планетарні передачі) – це механізми, які складені з зубчастих коліс, осі обертання яких переміщуються у просторі (рисунок 1.1, схема 8 а, б). Їх переваги: компактність і мала маса, але вони вимагають підвищеної точності виготовлення і монтажу. Передаточне число планетарних редукторів $u_{пл.р.} \leq 8...15$.

Приклади виконання редукторів у вигляді Cad-моделей показані на рисунках 1.2-1.4. Фотографії деяких із редукторів, наявних у лабораторії для вивчення студентами, показані на рисунку 1.5.

Розглянемо одноступінчастий циліндричний редуктор (рисунок 1.6). Габаритні розміри редуктора: ширина B , довжина L , висота H . Редуктор складається з корпусу 1, кришки корпусу 2, зубчастих коліс 3, 4 (кількість зубів яких відповідно z_1, z_2), швидкохідного 5 і тихохідного 6 валів, які монтується на підшипниках 7, 8, які закриті кришками 16, 17, 18, 19. Кришку корпусу 2 і корпус редуктора 1 центрують перед розточуванням отворів під підшипники (гнізда) і при складанні штифтами 9, потім з'єднують болтами з гайками 10. Для огляду зачеплень і заливання мастила у верхній частині кришки редуктора є вікно, яке закривають оглядовою кришкою 11. Для транспортування редуктора є приливи з отворами або рим-болти 14 чи проушини 15. Для зливання відпрацьованого мастила встановлюють зливну пробку 12, а для зрівноваження тиску всередині редуктора з атмосферним – віддушину 13. Корпуси редукторів повинні бути міцними і жорсткими. Їх відливають із сірого чавуну, виготовляють також з алюмінієвих сплавів. Іноді корпуси редукторів виготовляють зварними зі сталі.

Основні розміри редуктора визначають із розрахунків на міцність і лише деякі з них вибирають із технологічних або конструктивних міркувань. Використовують такі співвідношення:

- товщину стінки корпусу редуктора приймають

$$\delta_{СК} = 0,025 a_{\omega 2} + (3 \dots 5) \text{ мм},$$

але не менше 7...8 мм;

- товщину кришки редуктора

$$\delta_{КР} = (0,8 \dots 0,9) \delta_{СК};$$

- зазор між деталями, що обертаються

$$c \geq 0,4 \delta_{СК};$$

- товщину фланців нижнього пояса корпусу редуктора

$$\delta_{НП} = 2 \delta_{СК};$$

- товщину фланців верхнього пояса корпусу і кришки редуктора

$$\delta_{ВП} = (1,2 \dots 1,5) \delta_{СК};$$

– відстань від торця підшипників кочення до внутрішньої стінки корпусу редуктора приймають 10...15 мм;

- діаметр фундаментних болтів

$$d_{\phi} = (1,6 \dots 2,4) \delta_{СК},$$

але не менше 12 мм;

- мінімальний зазор між дном корпусу і зовнішнім діаметром колеса

$$h \geq 3 \delta_{СК}.$$

На рисунках 1.16 і 1.17 показані елементи зубчастих і черв'ячних передач.

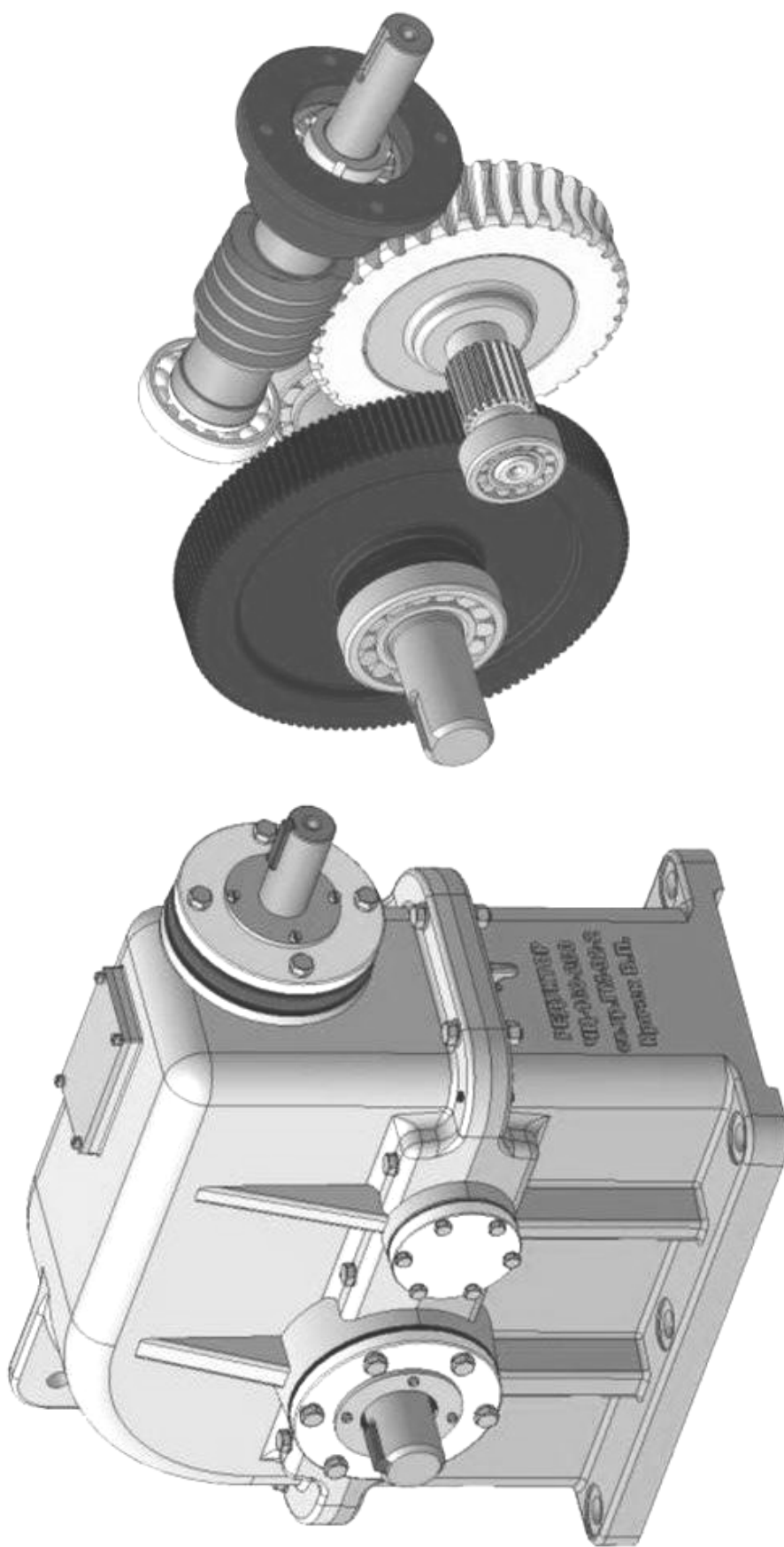


Рисунок 1.2 – Приклад виконання двоступінчастого черв'ячно-циліндричного редуктора у вигляді Cad-моделі

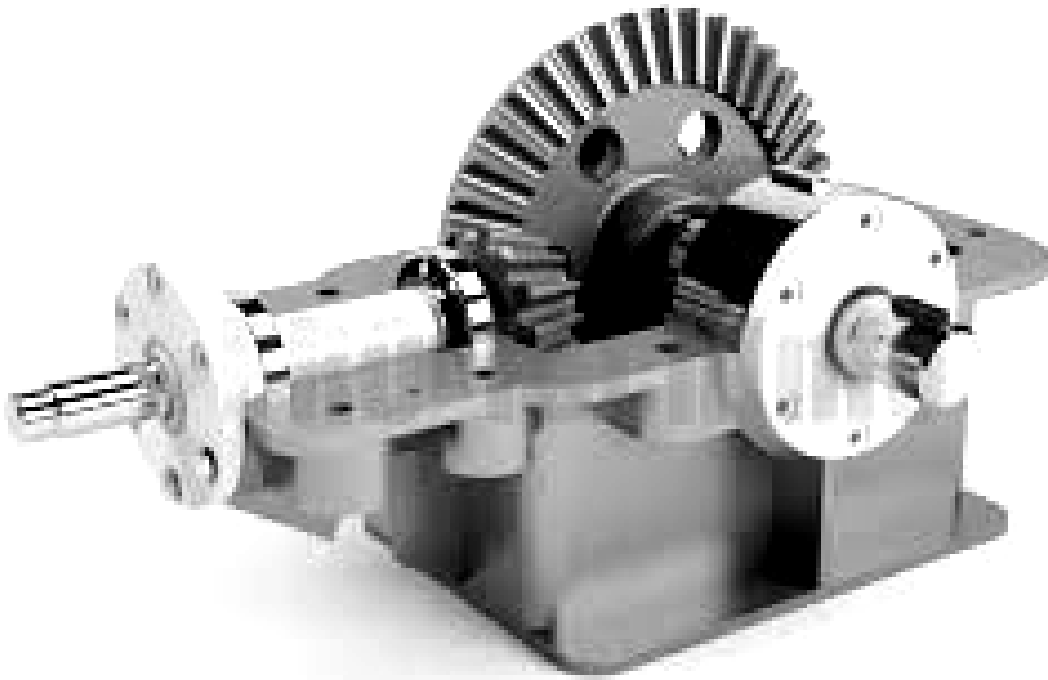
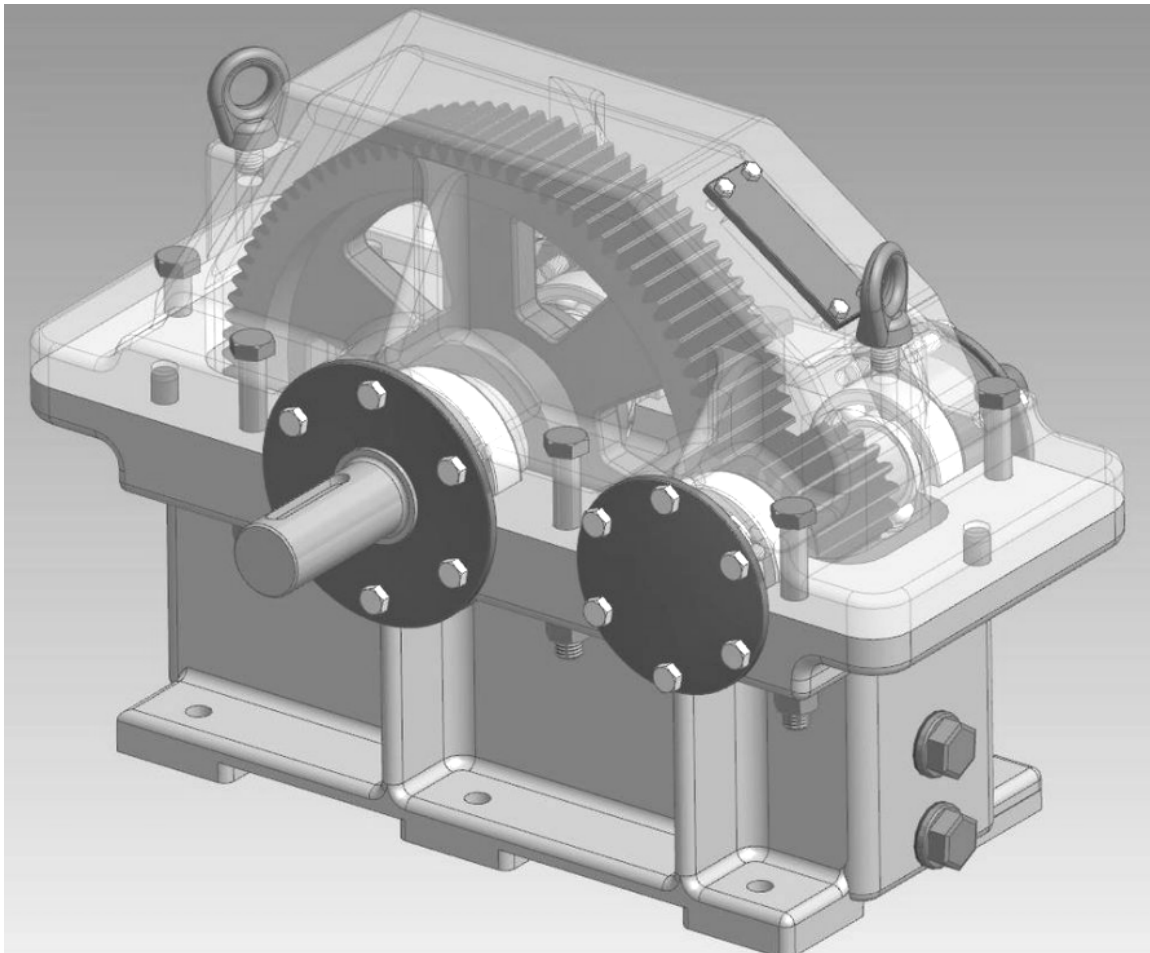


Рисунок 1.3 – Приклади виконання одноступінчастих циліндричного і конічного редукторів у вигляді Cad-моделей

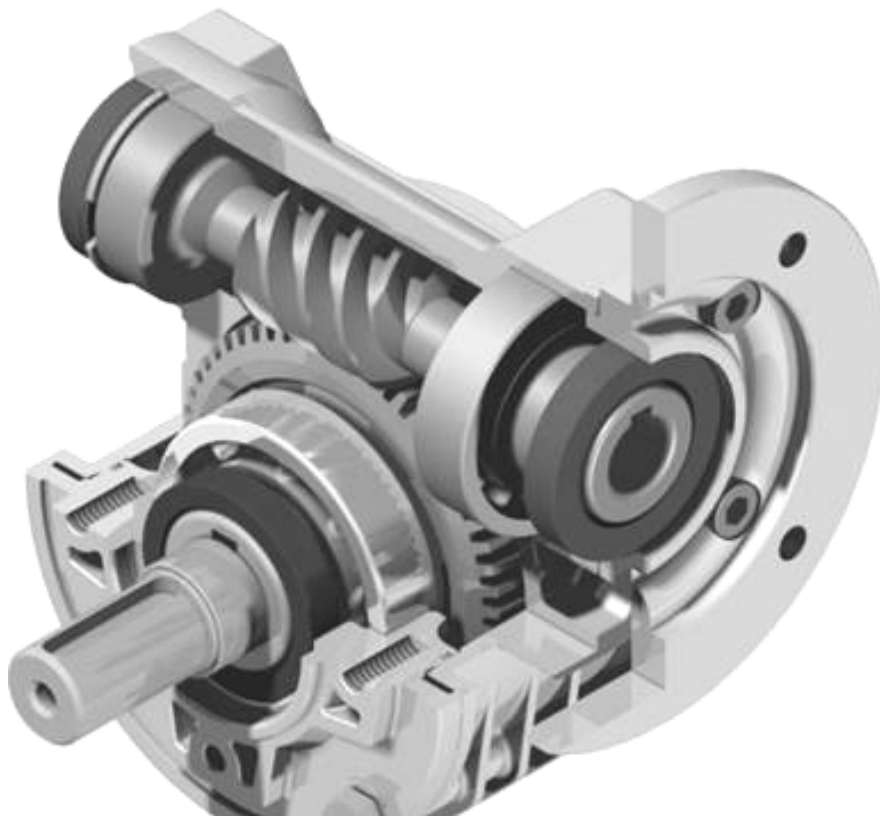
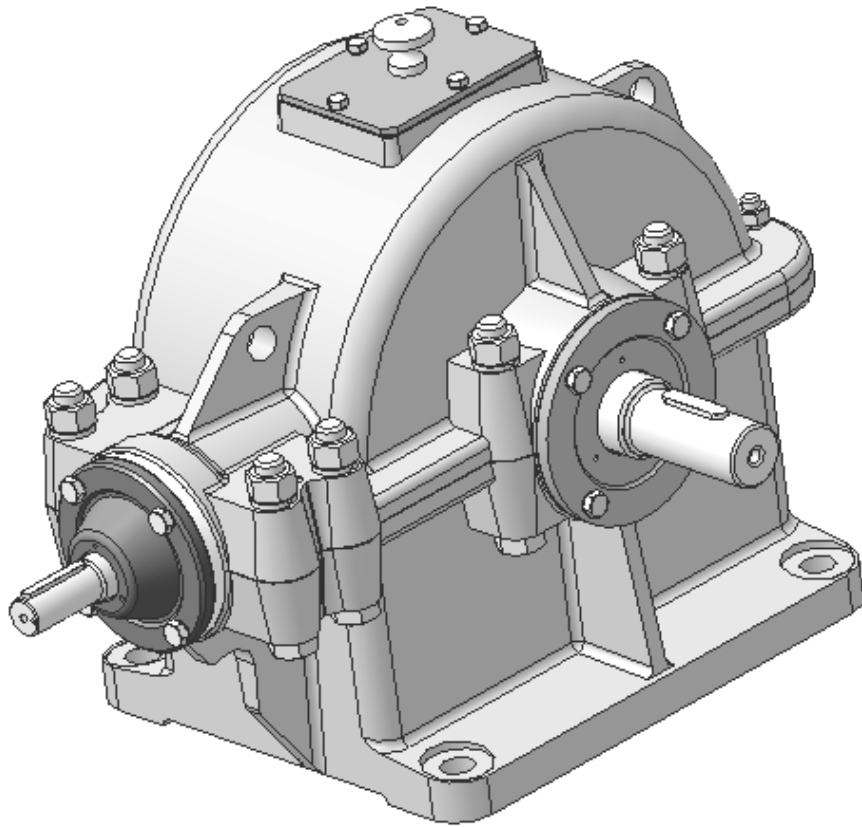


Рисунок 1.4 – Приклади виконання одноступінчастих конічного і черв'ячного редукторів у вигляді Cad-моделей



Рисунок 1.5 – Реальні редуктори та їх моделі

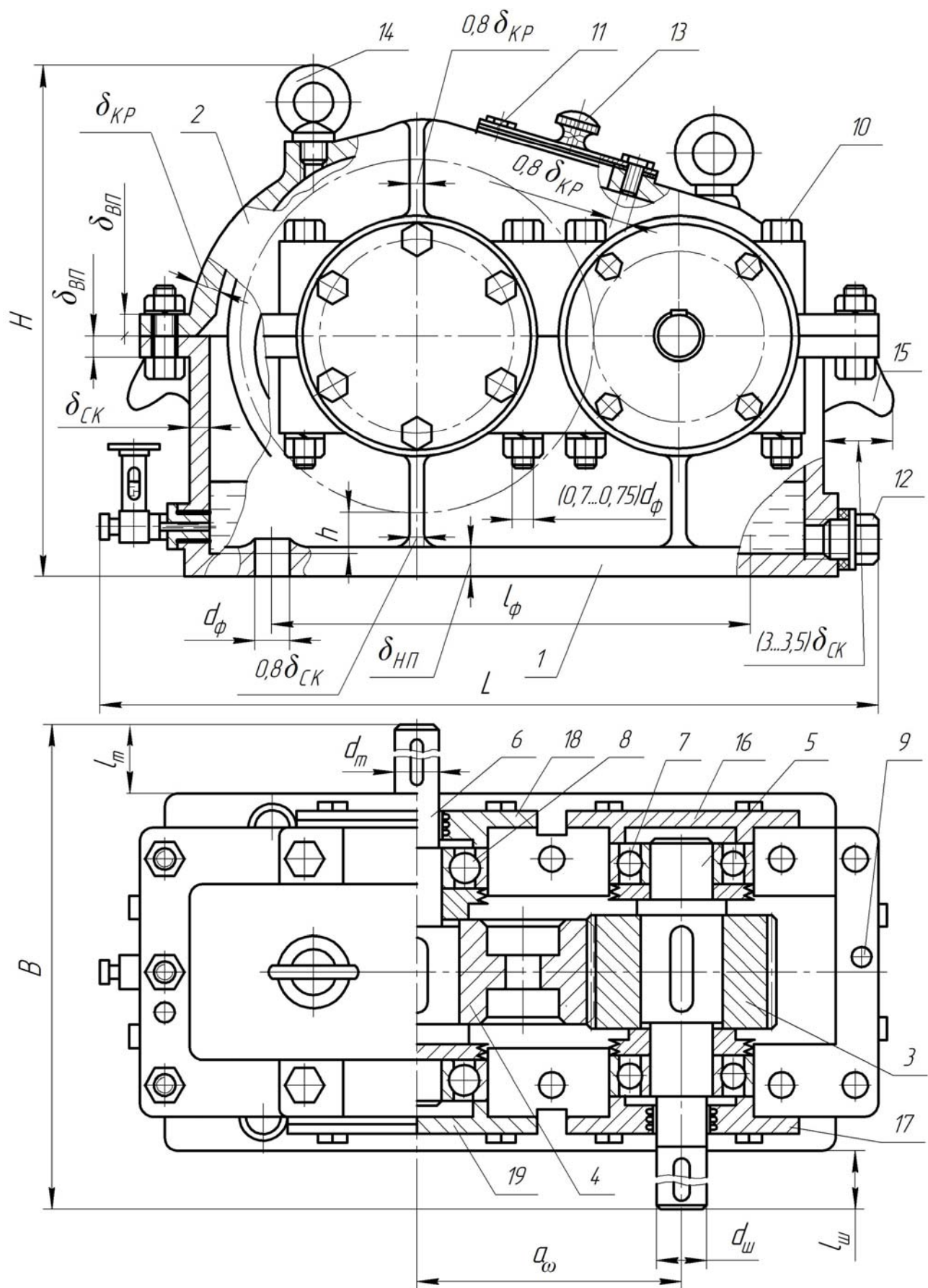


Рисунок 1.6 – Одноступінчастий редуктор із циліндричними колесами

Змащування зубчастих і черв'ячних коліс передач редукторів у більшості випадків здійснюється зануренням у масляну ванну, а підшипників – розбризкуванням або консистентним мастилом. У корпус редуктора заливають мастило із розрахунку 0,4...0,7 л на 1 кВт потужності, що передається. Колесо або черв'як повинні занурюватися в мастило на глибину не менше, ніж висота зуба або виток черв'яка. Допускається занурення в масляну ванну тихохідних коліс багатоступінчастих редукторів на глибину до 1/3 радіуса колеса.

2. Порядок виконання лабораторної роботи

- 1.1. Опрацювати методичні вказівки до лабораторної роботи, підготувати відповідну (для вказаного викладачем редуктора) таблицю (таблиця 1.1, або 1.2, або 1.3) для внесення в неї результатів вимірювань і обчислень.
- 1.2. Визначити габаритні розміри вказаного викладачем редуктора.
- 1.3. Дотримуючись вимог техніки безпеки, провести розбирання вказаного викладачем редуктора у такій послідовності:
 - відкрутити болти кріплення кришок підшипників до корпусу;
 - відкрутити гайки болтів, які з'єднують кришку редуктора з корпусом і зняти її;
 - витягнути з корпусу вали з насадженими на них підшипниками, зубчастими колесами і т.ін.
- 1.4. Ознайомитися із редуктором і конструкцією його деталей:
 - визначити тип підшипників та їх розміри;
 - встановити спосіб змащування зубчастих (черв'ячних) коліс і підшипників;
 - ознайомитись з системою змащування редуктора (масловказівник, маслозахисні кільця, маслозаливна горловина, зливна пробка);
 - визначити тип ущільнення валів і кришок;
 - ознайомитись із конструкцією корпусу і кришки редуктора.
- 1.5. Визначити основні параметри зачеплень згідно зі складеною нижче методикою (розділ 3).
- 1.6. Визначити розміри вихідних кінців валів d_{III} , l_{III} (швидкохідного, тобто ведучого), d_T , l_T (тихохідного, тобто веденого).
- 1.7. Вивчивши конструкцію редуктора, скласти його кінематичну схему (див. рис. 1.1).
- 1.8. Виконати ескізи зубчастого, конічного або черв'ячного колеса (рисунок 1.6, 1.8, 1.10).
- 1.9. Виконати ескіз тихохідного (веденого) вала (рисунок 1.12).
- 1.10. Виконати Cad-модель зубчастого (черв'ячного) колеса та веденого

вала з використанням засобу автоматизованого проектування (на вибір студента). Приклади виконання наведені на рисунках 1.7, 1.9, 1.11, 1.13. Вал у зборі із циліндричним колесом показані на рис. 1.14.

1.11. Визначити орієнтовну потужність P_{OP} , кВт, яку може передати редуктор з умови міцності валів на кручення, використовуючи залежність

$$P_{OP} = n_{III} \left(\frac{d_{III}}{13} \right)^3, \quad (1.1)$$

де n_{III} – частота обертання швидкохідного вала, об/хв;

d_{III} – діаметр вихідного кінця швидкохідного вала, см.

1.12. Зобразити схему навантаження (позначити сили, які виникають у зачепленні та опорах) проміжного вала (рисунок 1.15).

1.13. Визначити ККД редуктора за загальною формулою

$$\eta = \eta_1^k \cdot \eta_2 \cdot \eta_3 \cdot \eta_4, \quad (1.2)$$

де η_1 – ККД опор валів (однієї пари підшипників кочення),
 $\eta_1 = 0,99 \dots 0,995$;

k – кількість пар підшипників кочення;

η_2 – ККД циліндричної передачі, $\eta_2 = 0,97 \dots 0,98$;

η_3 – ККД конічної передачі, $\eta_3 = 0,96 \dots 0,97$;

η_4 – ККД черв'ячної передачі, визначають за формулою

$$\eta_4 = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma \pm \varphi')}, \quad (1.3)$$

γ – кут підйому витків черв'яка, $\gamma = z_1 (5^\circ \dots 7^\circ)$;

z_1 – кількість заходів черв'яка;

φ' – приведений кут тертя, визначають за формулою

$$\varphi' = \frac{f}{\cos \left(\frac{\alpha}{2} \right)}, \quad (1.4)$$

де α – кут профілю витка черв'яка, $\alpha = 40^\circ$;

f – коефіцієнт тертя, $f = 0,03$.

1.14. Дотримуючись вимог техніки безпеки, провести збирання редуктора.

1.15. Оформити звіт.

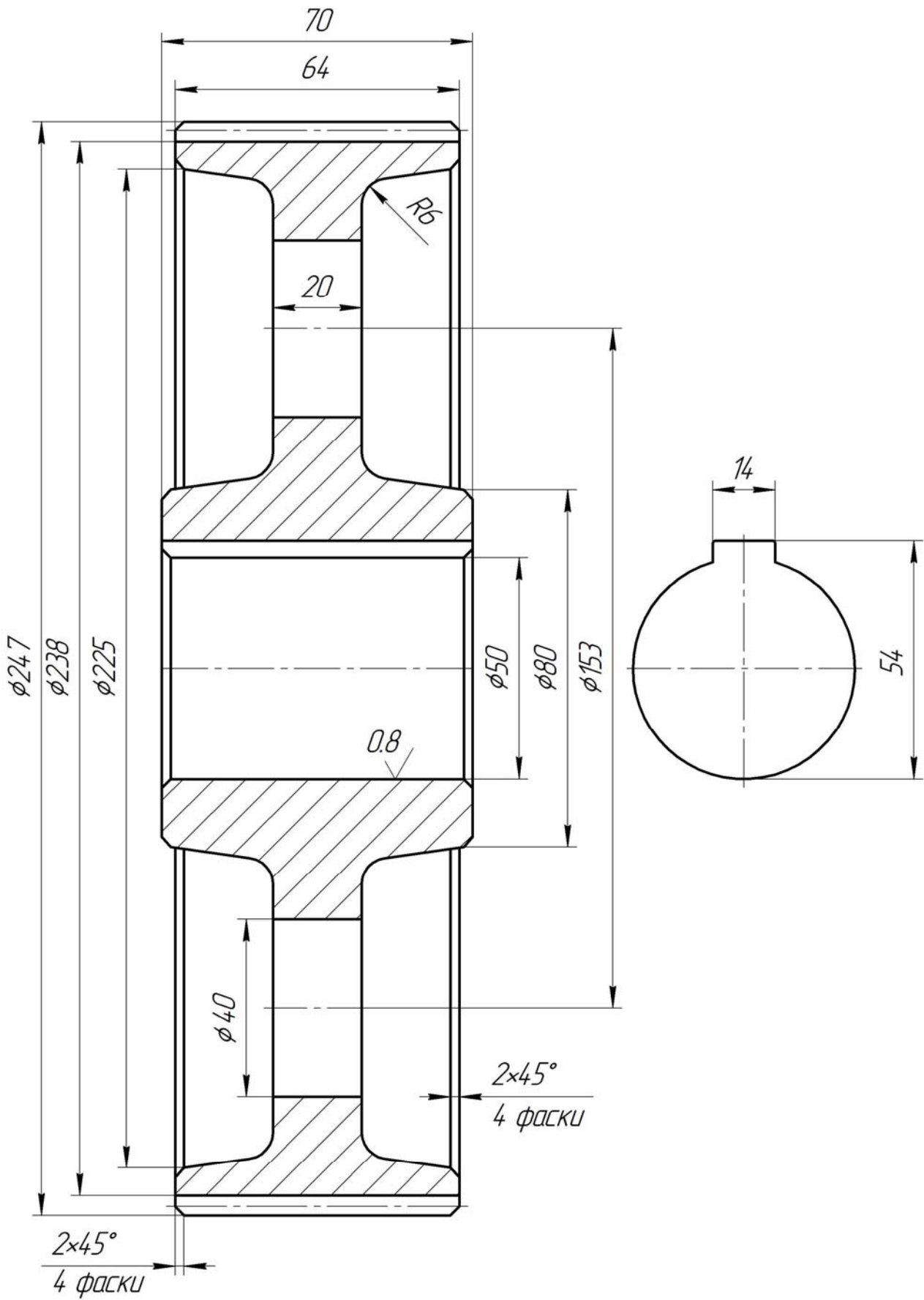


Рисунок 1.6 – Ескіз циліндричного зубчастого колеса

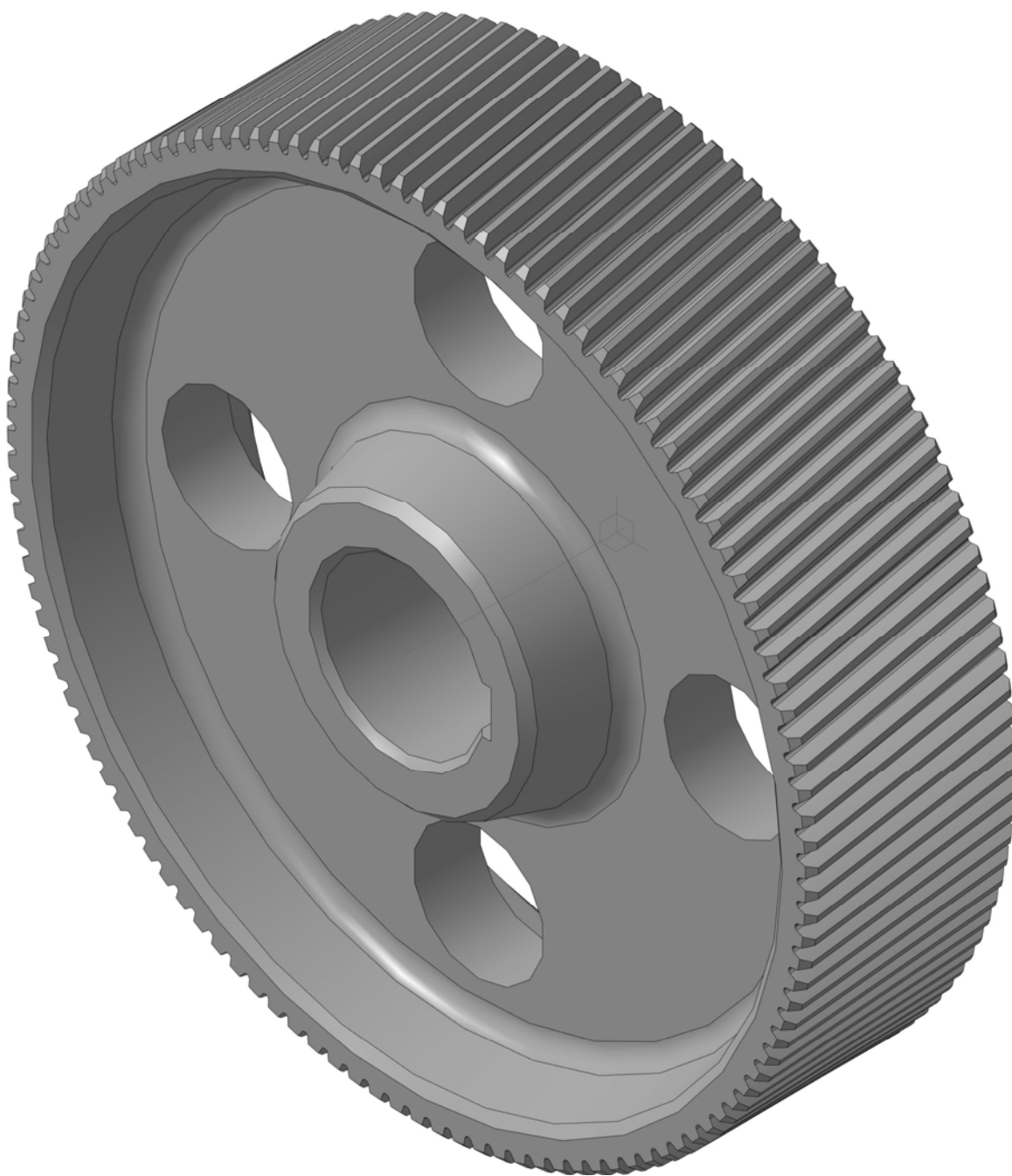


Рисунок 1.7 – Cad-модель циліндричного зубчастого колеса

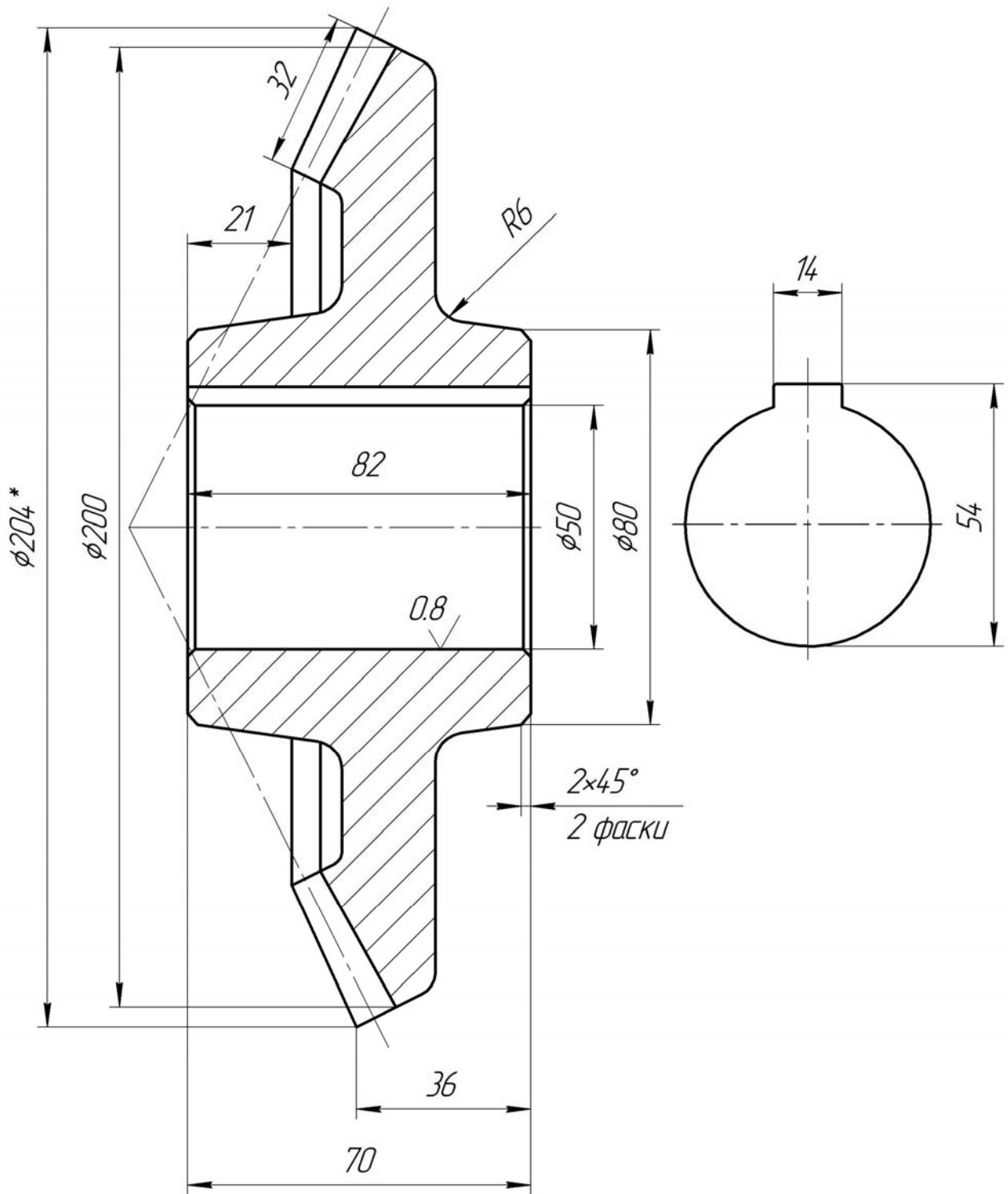


Рисунок 1.8 – Ескіз конічного зубчастого колеса

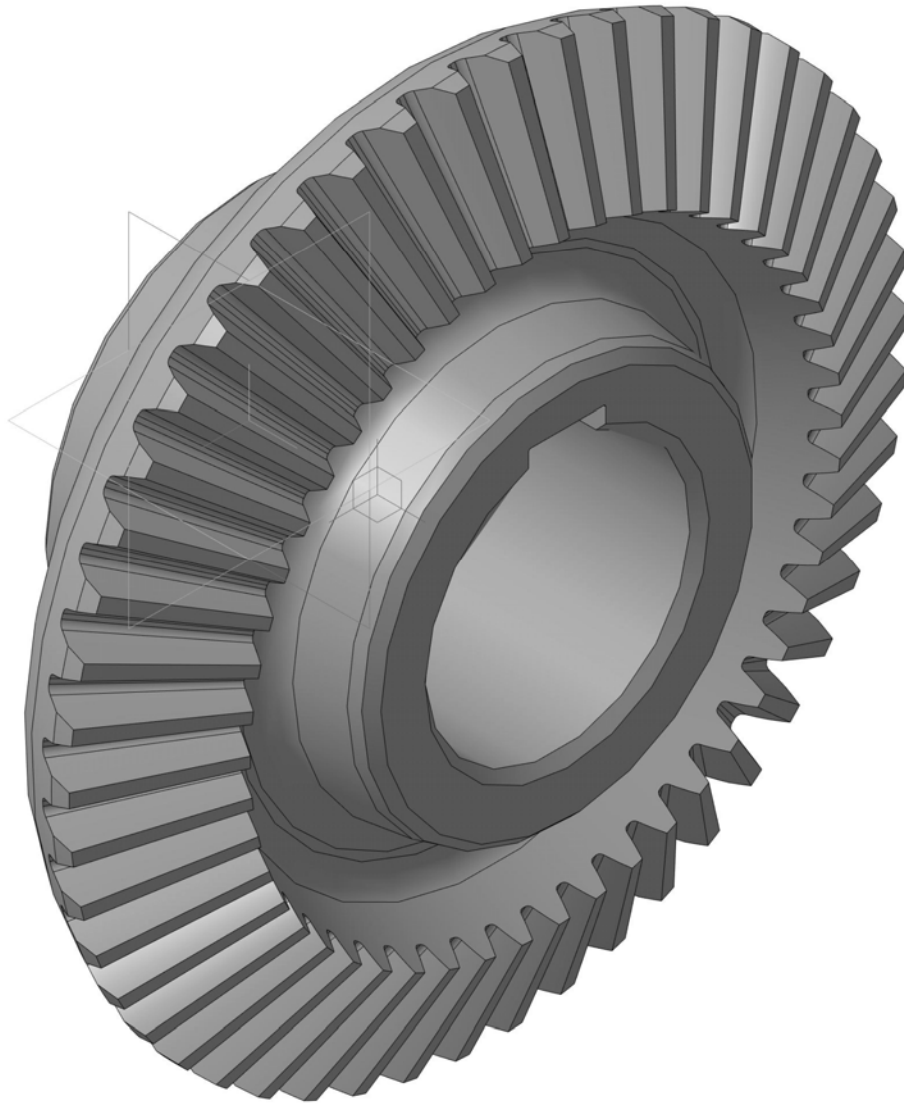


Рисунок 1.9 – Cad-модель конічного зубчастого колеса

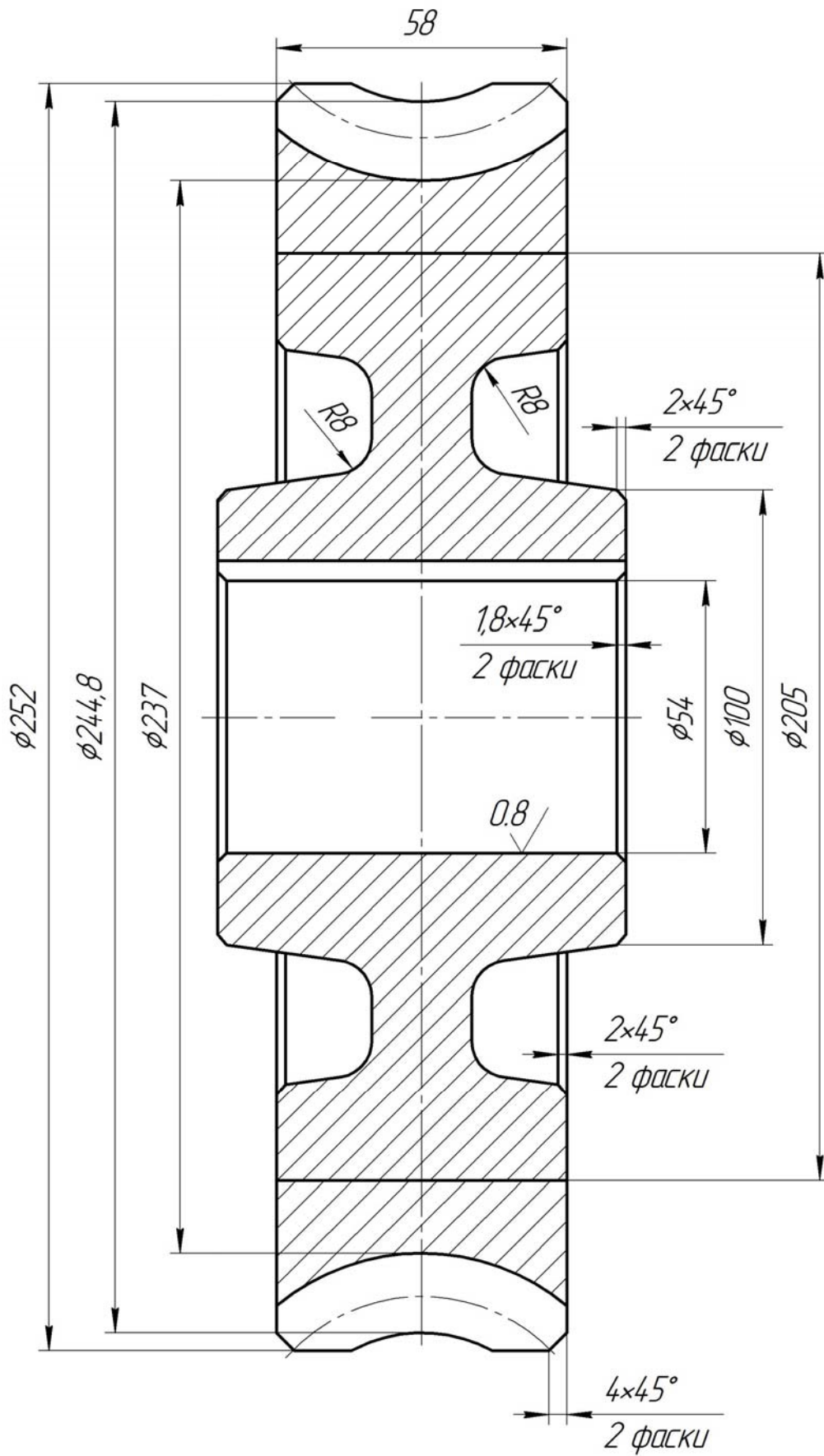


Рисунок 1.10 – Ескіз черв'ячного колеса



Рисунок 1.11 – Cad-модель черв'ячного колеса

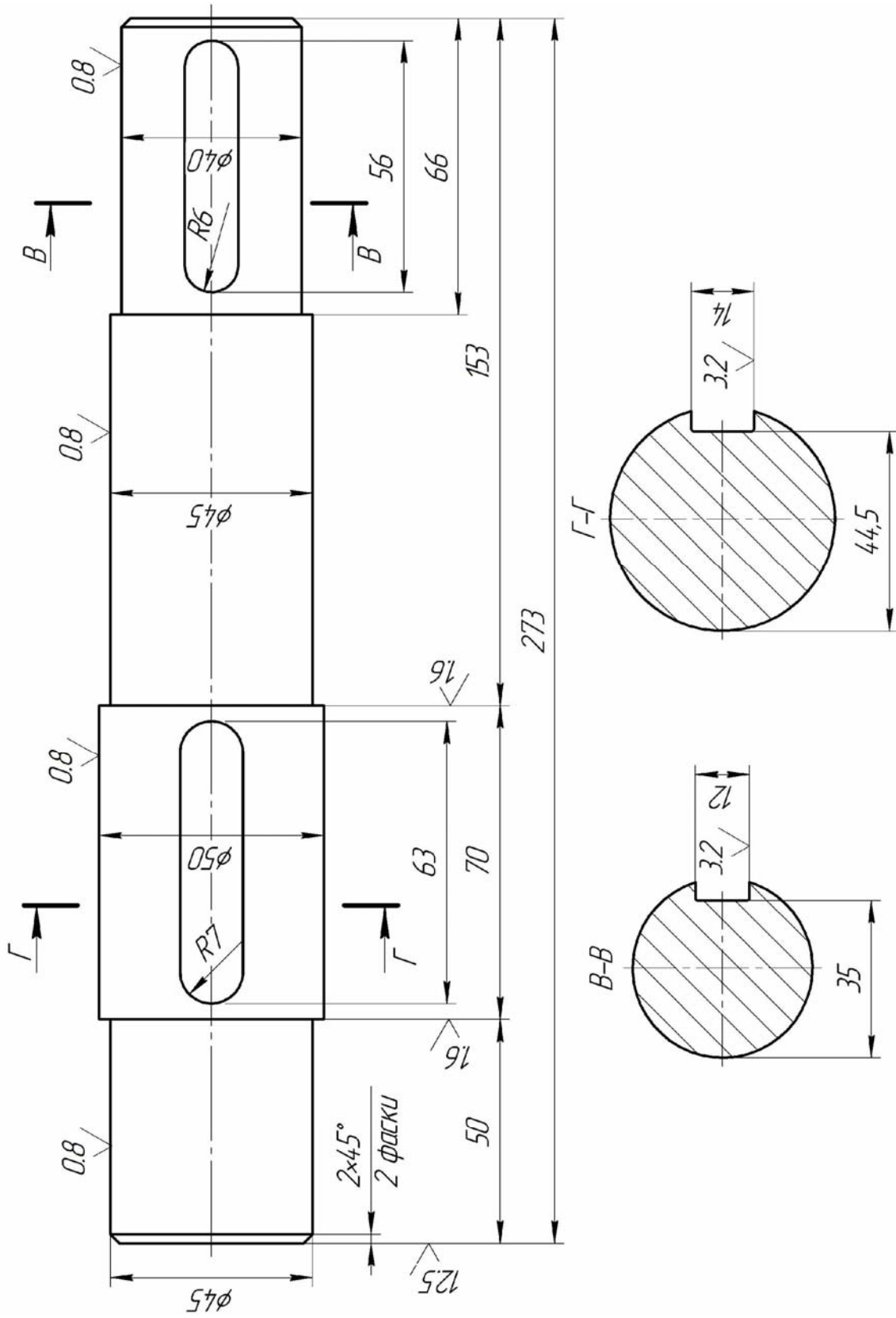


Рисунок 1.12 – Ескіз тихохідного (веденого) вала

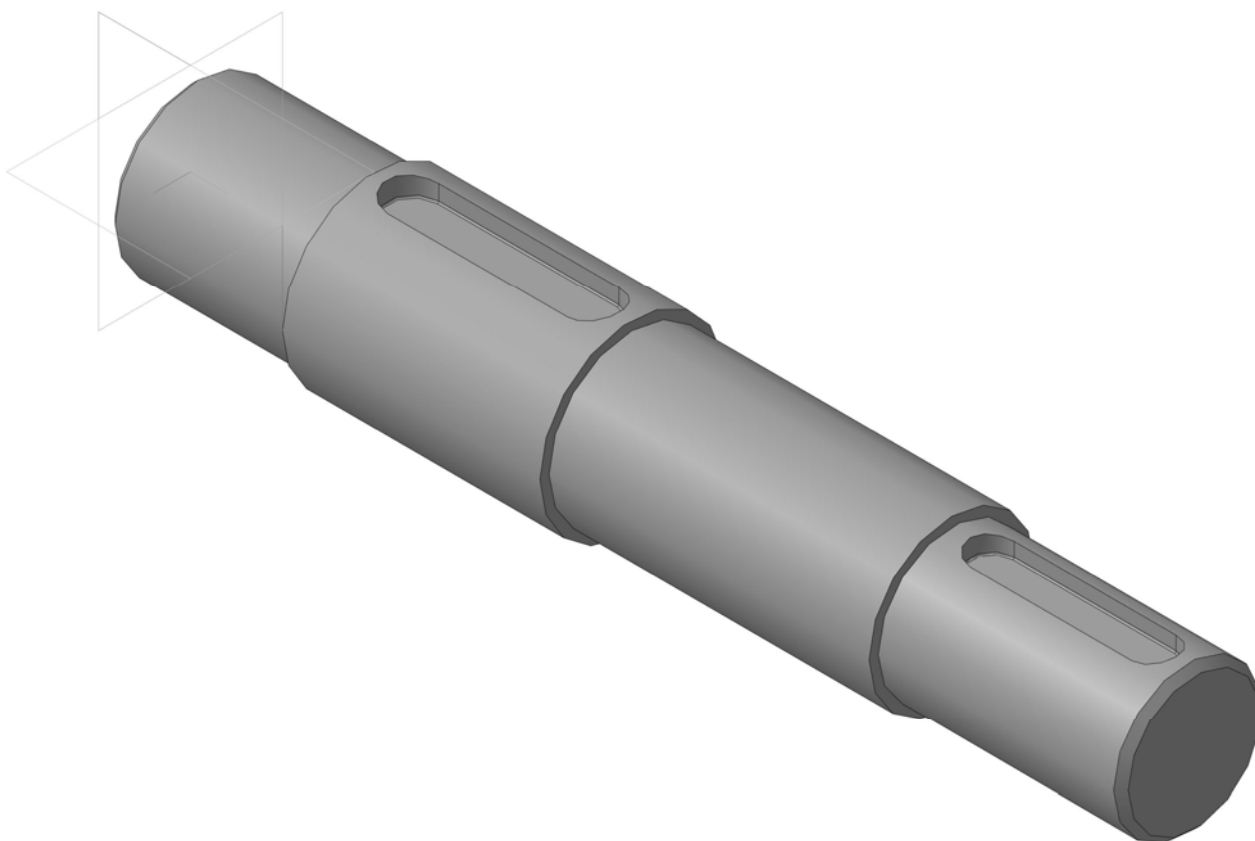


Рисунок 1.13 – Cad-модель веденого (тихохідного) вала

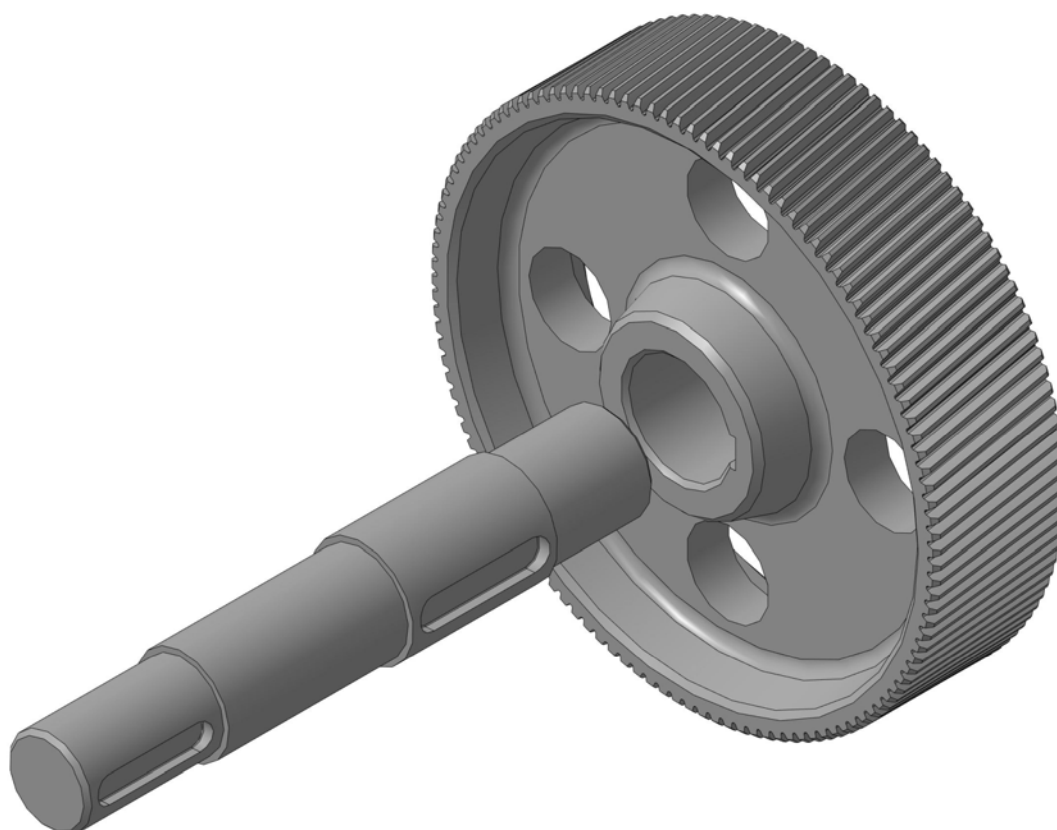


Рисунок 1.14 – Cad-модель веденого (тихохідного) вала у зборі з циліндричним колесом

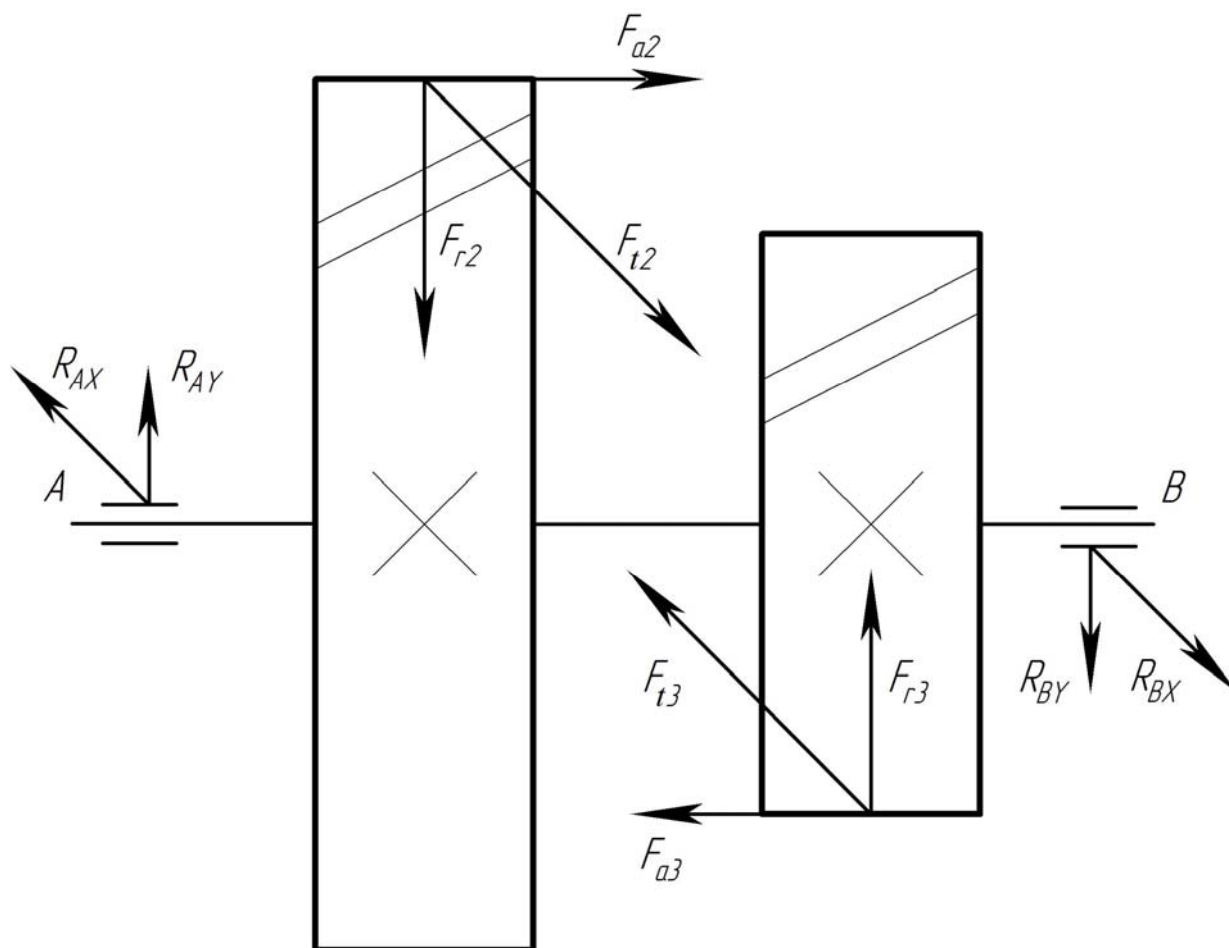


Рисунок 1.15 – Схема навантаження проміжного вала

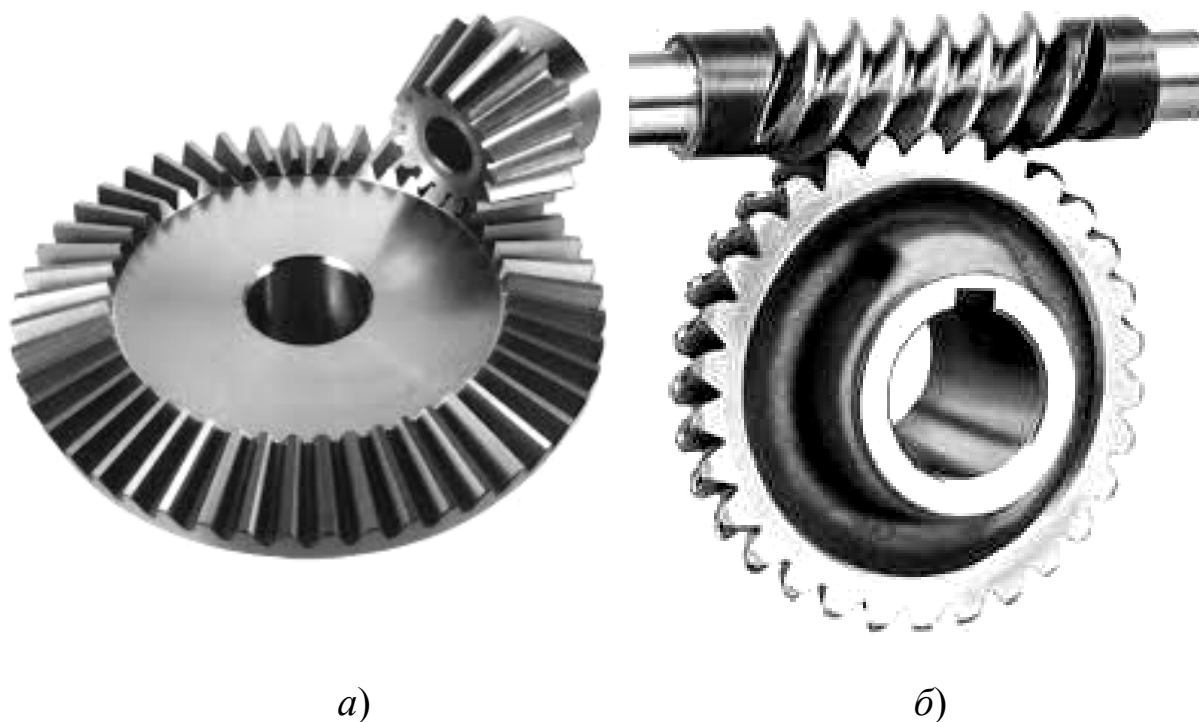


Рисунок 1.16 – Загальний вигляд конічної (а) і черв'ячної передач (б)



Рисунок 1.17 – Деталі зубчастих та черв'ячних передач

Розглянемо геометрію циліндричного зубчастого зачеплення.
Зобразимо в аксонометрії вінець зубчастого колеса (рисунок 1.18).

α_{tw} – кут зачеплення, вважаємо що він дорівнює ділільному куту профілю зубів або куту профілю вихідного контуру, згідно з ГОСТ 13755-81 приймаємо $\alpha_{tw} = 20^\circ$.

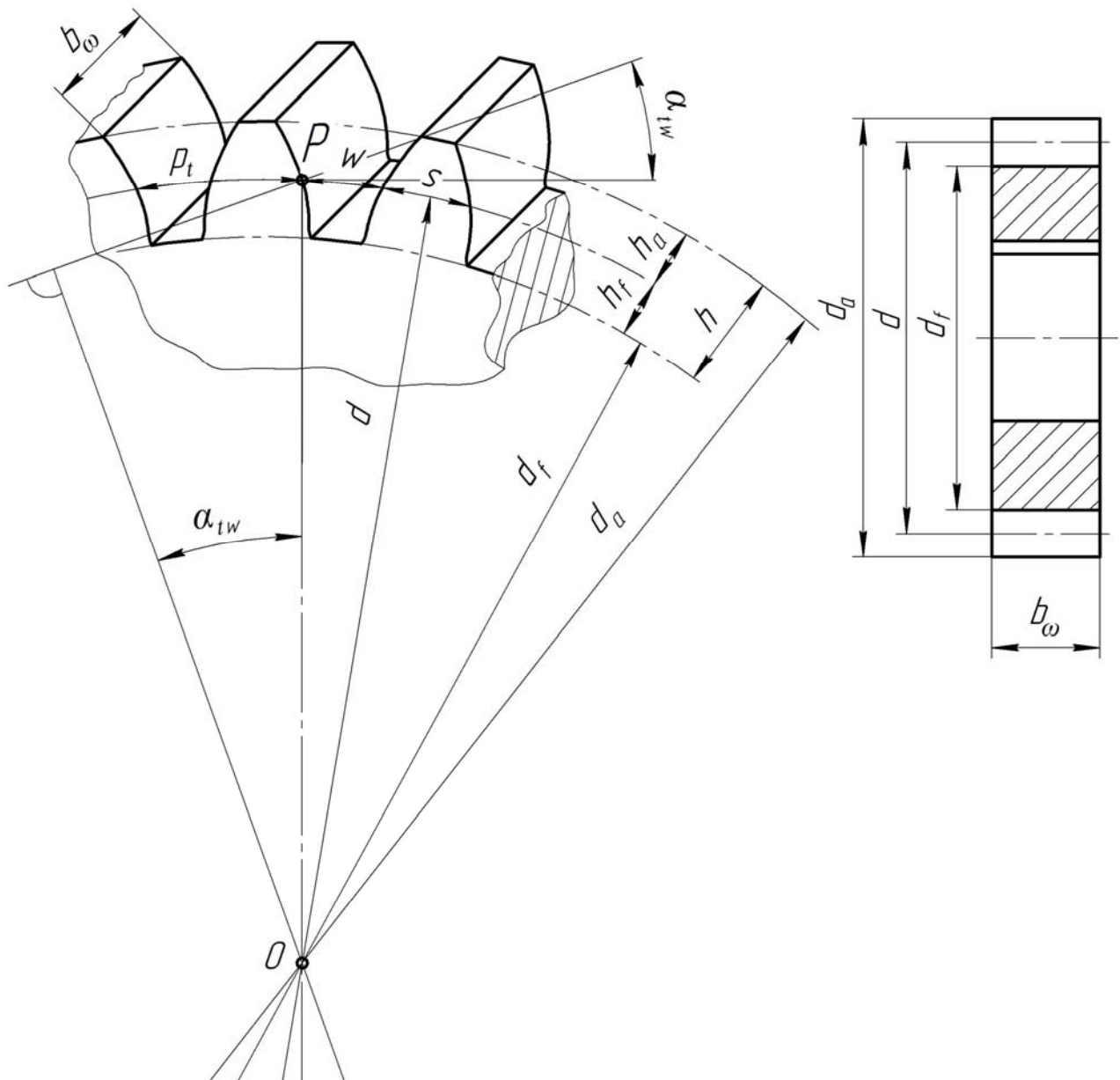


Рисунок 1.18 – Геометрія циліндричного зубчастого зачеплення

- d – діаметр ділительного кола;
- d_a – діаметр вершини зубів колеса;
- d_f – діаметр впадин зубів колеса;
- h – висота зуба;
- h_a – висота головки зуба;
- h_f – висота ніжки зуба;
- p_t – коловий крок зубів;
- b_w – ширина зубчастого вінця (довжина зуба);
- S – товщина зуба по ділительному діаметру;
- w – ширина впадини між зубами по ділительному діаметру;
- P – полюс зачеплення;

3. Визначення основних параметрів зачеплення редукторів

3.1. Двоступінчастий горизонтальний редуктор з циліндричними косозубими колесами

1. Кількість зубів коліс z_1, z_2, z_3, z_4 і передаточні числа:

$$U_1 = \frac{z_2}{z_1}; \quad (1.5)$$

$$U_2 = \frac{z_4}{z_3}; \quad (1.6)$$

$$U_{заг} = U_1 \cdot U_2. \quad (1.7)$$

2. Міжосьові відстані $a_{\omega 1}$ і $a_{\omega 2}$, ширини шестерень b_1, b_3 і коліс b_2, b_4 першого і другого ступенів редуктора (під час вимірювання врахувати, що для забезпечення зачеплення має виконуватися умова $b_1 > b_2$ і $b_3 > b_4$).

3. Коефіцієнти ширини зубчастих коліс:

$$\psi_{ba1} = \frac{b_2}{a_{\omega 1}}; \quad \psi_{ba2} = \frac{b_4}{a_{\omega 2}}. \quad (1.8)$$

4. Торцеві модулі коліс:

– першого (швидкохідного) ступеня

$$m_{t1} = \frac{2a_{\omega 1}}{z_1 + z_2}; \quad (1.9)$$

– другого (тихохідного) ступеня

$$m_{t2} = \frac{2a_{\omega 2}}{z_3 + z_4}. \quad (1.10)$$

Модуль m_t – величина стандартизована, приймають згідно ГОСТ 9563-60*. Отримані значення модулів порівняти зі стандартними з 1-го ряду:

1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	6	8	10	12	16	20
---	------	-----	---	-----	---	---	---	---	----	----	----	----

5. Діаметри ділільних кіл шестерень і коліс:

$$d_1 = m_{t1} \cdot z_1; \quad (1.11)$$

$$d_2 = m_{t1} \cdot z_2; \quad (1.12)$$

$$d_3 = m_{t2} \cdot z_3; \quad (1.13)$$

$$d_4 = m_{t2} \cdot z_4. \quad (1.14)$$

6. Діаметри кіл вершин зубів шестерень і коліс:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = m_{t1} \cdot z_1 + 2m_{t1} = m_{t1} (z_1 + 2); \quad (1.15)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = m_{t1} \cdot z_2 + 2m_{t1} = m_{t1} (z_2 + 2); \quad (1.16)$$

$$d_{a3} = d_3 + 2h_{a3} = m_{t2} \cdot z_3 + 2m_{t2} = m_{t2} (z_3 + 2); \quad (1.17)$$

$$d_{a4} = d_4 + 2h_{a4} = m_{t2} \cdot z_4 + 2m_{t2} = m_{t2} (z_4 + 2). \quad (1.18)$$

7. Діаметри кіл впадин зубів шестерень і коліс:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = m_{t1} \cdot z_1 - 2,5m_{t1} = m_{t1} (z_1 - 2,5); \quad (1.19)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = m_{t1} \cdot z_2 - 2,5m_{t1} = m_{t1} (z_2 - 2,5); \quad (1.20)$$

$$d_{f3} = d_3 - 2h_{f3} = m_{t2} \cdot z_3 - 2,5m_{t2} = m_{t2} (z_3 - 2,5); \quad (1.21)$$

$$d_{f4} = d_4 - 2h_{f4} = m_{t2} \cdot z_4 - 2,5m_{t2} = m_{t2} (z_4 - 2,5). \quad (1.22)$$

8. Висота зубів шестерень і коліс:

$$h_1 = h_{a1} + h_{f1}; \quad (1.23)$$

$$h_2 = h_{a2} + h_{f2}; \quad (1.24)$$

$$h_1 = h_2;$$

$$h_3 = h_{a3} + h_{f3}; \quad (1.25)$$

$$h_4 = h_{a4} + h_{f4}; \quad (1.26)$$

$$h_3 = h_4.$$

9. Висота головок зубів шестерень і коліс:

$$h_{a1} = h_a^* \cdot m_{t1}; \quad (1.27)$$

$$h_{a2} = h_a^* \cdot m_{t1}; \quad (1.28)$$

$$h_{a1} = h_{a2};$$

$$h_{a3} = h_a^* \cdot m_{t2}; \quad (1.29)$$

$$h_{a4} = h_a^* \cdot m_{t2}; \quad (1.30)$$

$$h_{a3} = h_{a4}.$$

10. Висота ніжок зубів шестерень і коліс:

$$h_{f1} = (h_a^* + c^*) m_{t1}; \quad (1.31)$$

$$h_{f2} = (h_a^* + c^*) m_{t1}; \quad (1.32)$$

$$h_{f1} = h_{f2};$$

$$h_{f3} = (h_a^* + c^*) m_{t2}; \quad (1.33)$$

$$h_{f4} = (h_a^* + c^*) m_{t2}; \quad (1.34)$$

$$h_{f3} = h_{f4},$$

де h_a^* – коефіцієнт висоти головки зуба, при $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$;

c^* – коефіцієнт радіального зазора, при $\alpha = 20^\circ$, $c^* = 0,25$.

11. Торцеві ділильні кроки:

– швидкохідного ступеня

$$p_{t1} = \pi \cdot m_{t1}; \quad (1.35)$$

– тихохідного ступеня

$$p_{t2} = \pi \cdot m_{t2}. \quad (1.36)$$

Ширину вінця зубчастого колеса визначають із залежності

$$b_{\omega i} = \psi_{ba} \cdot a_{\omega i}. \quad (1.37)$$

Основні параметри зачеплення і габаритні розміри редуктора звести в таблицю 1.1.

Таблиця 1.1 – Технічна характеристика двоступінчастого редуктора з циліндричними косозубими колесами

Параметри для досліджень		Позначення	Формула для визначення	Значення	
Параметри зачеплення	швидкохідний ступінь	Кількість зубів шестірні	z_1		
		Кількість зубів колеса	z_2		
		Передаточне число	U_1	(1.5)	
		Модуль торцевий, мм	m_{t1}	(1.9)	
		Міжосьова відстань, мм	$a_{\omega 1}$		
		Ширина шестірні, мм	b_1		
		Ширина колеса, мм	b_2		
		Коефіцієнт ширини колеса	ψ_{ba1}	(1.8)	
		Діаметр ділильного кола шестірні, мм	d_1	(1.11)	
		Діаметр ділильного кола колеса, мм	d_2	(1.12)	
		Діаметр кола вершин зубів шестірні, мм	d_{a1}	(1.15)	
		Діаметр кола вершин зубів колеса, мм	d_{a2}	(1.16)	
		Діаметр кола впадин зубів шестірні, мм	d_{f1}	(1.19)	
		Діаметр кола впадин зубів колеса, мм	d_{f2}	(1.20)	
		Висота зубів шестірні і колеса, мм	$h_1 = h_2$	(1.23) (1.24)	
		Висота головок зубів шестірні і колеса, мм	$h_{a1} =$ h_{a2}	(1.27) (1.28)	
		Висота ніжок зубів шестірні і колеса, мм	$h_{f1} =$ h_{f2}	(1.31) (1.32)	
		Торцевий ділильний крок, мм	p_{t1}	(1.35)	

Закінчення таблиці 1.1

Параметри для досліджень		Позначення	Формула для визначення	Значення	
Параметри зачеплення	тихохідний ступінь	Кількість зубів шестірні	z_3		
		Кількість зубів колеса	z_4		
		Передаточне число	U_2	(1.6)	
		Модуль торцевий, мм	m_{t2}	(1.10)	
		Міжосьова відстань, мм	$a_{\omega 2}$		
		Ширина шестірні, мм	b_3		
		Ширина колеса, мм	b_4		
		Коефіцієнт ширини колеса	ψ_{ba2}	(1.8)	
		Діаметр ділильного кола шестірні, мм	d_3	(1.13)	
		Діаметр ділильного кола колеса, мм	d_4	(1.14)	
		Діаметр кола вершин зубів шестірні, мм	d_{a3}	(1.17)	
		Діаметр кола вершин зубів колеса, мм	d_{a4}	(1.18)	
		Діаметр кола впадин зубів шестірні, мм	d_{f3}	(1.21)	
		Діаметр кола впадин зубів колеса, мм	d_{f4}	(1.22)	
		Висота зубів шестірні і колеса, мм	$h_3 = h_4$	(1.25) (1.26)	
		Висота головок зубів шестірні і колеса, мм	$h_{a3} =$ h_{a4}	(1.29) (1.30)	
		Висота ніжок зубів шестірні і колеса, мм	$h_{f3} =$ h_{f4}	(1.33) (1.34)	
		Торцевий ділильний крок, мм	p_{t2}	(1.36)	
		Загальне передаточне число		$U_{заг}$	(1.7)
Орієнтовна потужність, кВт		P_{OP}	(1.1)		
ККД редуктора		η	(1.2)		
Габаритні розміри редуктора	висота, мм	H			
	довжина, мм	L			
	ширина, мм	B			

3.2. Двоступінчастий конічно-циліндричний редуктор

1. Кількість зубів коліс z_1, z_2, z_3, z_4 і передаточні числа:

$$U_1 = \frac{z_2}{z_1}; \quad (1.38)$$

$$U_2 = \frac{z_4}{z_3}; \quad (1.39)$$

$$U_{заг} = U_1 \cdot U_2. \quad (1.40)$$

2. Ширини шестерень b_1, b_3 і коліс b_2, b_4 конічного і циліндричного ступенів редуктора, найбільша висота зубів h_e біля торця конічної шестірні і міжосьова відстань тихохідного ступеня (циліндричної зубчастої передачі) $a_{\omega 2}$.

Параметри швидкохідного ступеня (конічної передачі):

3. Кути ділительних конусів:

– колеса

$$\delta_2 = \arctg U_1; \quad (1.41)$$

– шестірні

$$\delta_1 = 90^\circ - \delta_2. \quad (1.42)$$

4. Зовнішній коловий модуль

$$m_e = \frac{h_e}{2,25}. \quad (1.43)$$

Отримане значення модулів порівняти зі стандартними з 1-го ряду:

1	1,25	1,5	2	2,5	3	4	6	8	10	12	16	20
---	------	-----	---	-----	---	---	---	---	----	----	----	----

5. Зовнішній коловий ділительний крок

$$p_{te1} = \pi \cdot m_e. \quad (1.44)$$

6. Зовнішня ділительна конусна відстань

$$R_e = \frac{m_e \cdot z_1}{2 \sin \delta_1}; \quad (1.45)$$

або

$$R_e = 0,5m_e \sqrt{z_1^2 + z_2^2}. \quad (1.46)$$

7. Коефіцієнти ширини кінчного зубчастого вінця

$$\psi_{bR_e} = \frac{b_1}{R_e}. \quad (1.47)$$

8. Зовнішні діаметри ділительних конусів:

– шестірні

$$d_{e1} = m_e \cdot z_1; \quad (1.48)$$

– колеса

$$d_{e2} = m_e \cdot z_2. \quad (1.49)$$

9. Середні ділительні діаметри:

– шестірні

$$d_1 = 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_1; \quad (1.50)$$

– колеса

$$d_2 = 2(R_e - 0,5b) \sin \delta_2. \quad (1.51)$$

10. Зовнішні діаметри (по вершинах зубів):

– шестірні

$$d_{ae1} = d_{e1} + 2m_e \cdot \cos \delta_1; \quad (1.52)$$

– колеса

$$d_{ae2} = d_{e2} + 2m_e \cdot \cos \delta_2. \quad (1.53)$$

11. Середній коловий модуль

$$m_c = d_1 / z_1. \quad (1.54)$$

12. Коефіцієнт ширини шестірні за середнім діаметром

$$\psi_{bd} = b_1/d_1. \quad (1.55)$$

13. Довжина зуба b_1 (ширина зубчастого вінця)

$$b_1 = \psi_{bRe} \cdot R_e. \quad (1.56)$$

За потреби визначають такі параметри, як висота зуба, висота головки та ніжки зуба, кут головки та кут ніжки зуба, зовнішній діаметр вершин зубів.

Параметри тихохідного ступеня (циліндричної передачі):

14. Діаметри ділільних кіл:

– шестірні

$$d_3 = m_{t2} \cdot z_3; \quad (1.57)$$

– колеса

$$d_4 = m_{t2} \cdot z_4. \quad (1.58)$$

15. Діаметри кіл вершин зубів шестірні і колеса:

$$d_{a3} = d_3 + 2h_{a3} = m_{t2} \cdot z_3 + 2m_{t2} = m_{t2} (z_3 + 2); \quad (1.59)$$

$$d_{a4} = d_4 + 2h_{a4} = m_{t2} \cdot z_4 + 2m_{t2} = m_{t2} (z_4 + 2). \quad (1.60)$$

16. Діаметри кіл впадин зубів шестірні і колеса:

$$d_{f3} = d_3 - 2h_{f3} = m_{t2} \cdot z_3 - 2,5m_{t2} = m_{t2} (z_3 - 2,5); \quad (1.61)$$

$$d_{f4} = d_4 - 2h_{f4} = m_{t2} \cdot z_4 - 2,5m_{t2} = m_{t2} (z_4 - 2,5). \quad (1.62)$$

17. Висота зубів шестірні і колеса:

$$h_3 = h_{a3} + h_{f3}; \quad (1.63)$$

$$h_4 = h_{a4} + h_{f4}. \quad (1.64)$$

18. Ввисота головки зуба шестірні і колеса:

$$h_{a3} = h_a^* \cdot m_{t2}; \quad (1.65)$$

$$h_{a4} = h_a^* \cdot m_{t2}; \quad (1.66)$$

$$h_{a3} = h_{a4}.$$

19. Висота ніжки зуба шестірні і колеса:

$$h_{f3} = (h_a^* + c^*) m_{t2}; \quad (1.67)$$

$$h_{f4} = (h_a^* + c^*) m_{t2}; \quad (1.68)$$

$$h_{f3} = h_{f4},$$

де h_a^* – коефіцієнт висоти головки зуба, для нормальних некоригованих коліс, при $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$;

c^* – коефіцієнт радіального зазора, при $\alpha = 20^\circ$, $c^* = 0,25$.

20. Зовнішній коловий модуль

$$m_{t2} = \frac{2 \cdot a_{\omega 2}}{z_3 + z_4}. \quad (1.69)$$

21. Зовнішній коловий ділительний крок

$$p_{t2} = \pi \cdot m_{t2}. \quad (1.70)$$

22. Коефіцієнт ширини циліндричного зубчастого колеса

$$\psi_{ba2} = \frac{b_4}{a_{\omega 2}}. \quad (1.71)$$

Основні параметри зачеплення і габаритні розміри редуктора звести в таблицю 1.2.

Таблиця 1.2 – Технічна характеристика двоступінчастого конічно-циліндричного редуктора

Параметри для досліджень		Позна- чення	Формула для визначення	Зна- чення	
Параметри зачеплення	швидкохідний ступінь	Кількість зубів шестірні	z_1		
		Кількість зубів колеса	z_2		
		Передаточне число	U_1	(1.38)	
		Кут ділильного конуса шестірні	δ_1	(1.42)	
		Кут ділильного конуса колеса	δ_2	(1.41)	
		Зовнішній коловий модуль, мм	m_e	(1.43)	
		Зовнішній коловий ділильний крок, мм	p_{te1}	(1.44)	
		Ширина шестірні, мм	b_1		
		Ширина колеса, мм	b_2		
		Зовнішня ділильна конусна відстань, мм	R_e	(1.45) або (1.46)	
		Коефіцієнт ширини конічного зубчастого вінця	ψ_{bRe}	(1.47)	
		Зовнішній діаметр ділильного конуса шестірні, мм	d_{e1}	(1.48)	
		Зовнішній діаметр ділильного конуса колеса, мм	d_{e2}	(1.49)	
		Середній ділильний діаметр конічної шестірні, мм	d_1	(1.50)	
		Середній ділильний діаметр конічного колеса, мм	d_2	(1.51)	
		Зовнішній діаметр конічної шестірні, мм	d_{ae1}	(1.52)	
		Зовнішній діаметр конічного колеса, мм	d_{ae2}	(1.53)	
		Коефіцієнт ширини шестірні за середнім діаметром	ψ_{bd}	(1.55)	
		Довжина зуба b_1 (ширина зубчастого вінця) конічної шестірні, мм	b_1	(1.56)	

Закінчення таблиці 1.2

Параметри для досліджень		Позначення	Формула для визначення	Значення		
Параметри зачеплення	тихохідний ступінь	Кількість зубів шестірні	z_3			
		Кількість зубів колеса	z_4			
		Передаточне число	U_2	(1.39)		
		Модуль торцевий, мм	m_{t2}	(1.69)		
		Міжосьова відстань, мм	$a_{\omega 2}$			
		Ширина шестірні, мм	b_3			
		Ширина колеса, мм	b_4			
		Діаметр ділильного кола шестірні, мм	d_3	(1.57)		
		Діаметр ділильного кола колеса, мм	d_4	(1.58)		
		Діаметр кола вершин зубів шестірні, мм	d_{a3}	(1.59)		
		Діаметр кола вершин зубів колеса, мм	d_{a4}	(1.60)		
		Діаметр кола впадин зубів шестірні, мм	d_{f3}	(1.61)		
		Діаметр кола впадин зубів колеса, мм	d_{f4}	(1.62)		
		Висота зубів шестірні і колеса, мм	$h_3 = h_4$	(1.63) (1.64)		
		Висота головок зубів шестірні і колеса, мм	$h_{a3} =$ h_{a4}	(1.65) (1.66)		
		Висота ніжок зубів шестірні і колеса, мм	$h_{f3} =$ h_{f4}	(1.67) (1.68)		
		Торцевий ділильний крок, мм	p_{t2}	(1.70)		
		Коефіцієнт ширини колеса	ψ_{ba2}	(1.71)		
		Загальне передаточне число		$U_{заг}$	(1.40)	
		Орієнтовна потужність, кВт		P_{OP}	(1.1)	
ККД редуктора		η	(1.2)			
Габаритні розміри редуктора	висота, мм	H				
	довжина, мм	L				
	ширина, мм	B				

3.3. Двоступінчастий циліндрично-черв'ячний редуктор

1. Кількість зубів коліс (циліндричних і черв'ячного) z_1, z_2, z_4 ; кількість заходів черв'яка z_3 і передаточні числа:

$$U_1 = \frac{z_2}{z_1}; \quad (1.72)$$

$$U_2 = \frac{z_4}{z_3}; \quad (1.73)$$

$$U_{заг} = U_1 \cdot U_2. \quad (1.74)$$

2. Ширина циліндричних колеса b_2 і шестірні b_1 , ширина черв'ячного колеса b_4 , міжосьова відстань швидкохідного (циліндричного) ступеня $a_{\omega 1}$, міжосьова відстань тихохідного (черв'ячного) ступеня $a_{\omega 1}$.

Параметри швидкохідного ступеня (циліндричної передачі):

3. Розрахунковий модуль

$$m_{t1} = \frac{2a_{\omega 1}}{z_1 + z_2}. \quad (1.75)$$

Отримане значення модуля порівняти зі стандартними з 1-го ряду:

1	1,25	1,5	2	2,5	3	5	6	8	10
---	------	-----	---	-----	---	---	---	---	----

4. Коловий ділительний крок

$$p_{t1} = \pi \cdot m_{t1}. \quad (1.76)$$

5. Коефіцієнт ширини вінця зубчастого колеса по міжосьовій відстані

$$\psi_{ba1} = \frac{b_2}{a_{\omega 1}}. \quad (1.77)$$

6. Діаметри ділительних кіл шестірні та колеса:

$$d_1 = m_{t1} \cdot z_1; \quad (1.78)$$

$$d_2 = m_{t1} \cdot z_2. \quad (1.79)$$

7. Діаметри кіл вершин зубів шестірні та колеса:

$$d_{a1} = d_1 + 2h_{a1} = m_{t1} \cdot z_1 + 2m_{t1} = m_{t1} (z_1 + 2); \quad (1.80)$$

$$d_{a2} = d_2 + 2h_{a2} = m_{t1} \cdot z_2 + 2m_{t1} = m_{t1} (z_2 + 2). \quad (1.81)$$

8. Діаметри кіл впадин зубів шестірні та колеса:

$$d_{f1} = d_1 - 2h_{f1} = m_{t1} \cdot z_1 - 2,5m_{t1} = m_{t1} (z_1 - 2,5); \quad (1.82)$$

$$d_{f2} = d_2 - 2h_{f2} = m_{t1} \cdot z_2 - 2,5m_{t1} = m_{t1} (z_2 - 2,5). \quad (1.83)$$

9. Висота зубів шестірні та колеса:

$$h_1 = h_{a1} + h_{f1}; \quad (1.84)$$

$$h_2 = h_{a2} + h_{f2}. \quad (1.85)$$

10. Висота головок зубів шестірні та колеса:

$$h_{a1} = h_a^* \cdot m_{t1}; \quad (1.86)$$

$$h_{a2} = h_a^* \cdot m_{t1}; \quad (1.87)$$

$$h_{a1} = h_{a2}.$$

11. Висота ніжок зубів шестірні та колеса:

$$h_{f1} = (h_a^* + c^*) m_{t1}; \quad (1.88)$$

$$h_{f2} = (h_a^* + c^*) m_{t1}; \quad (1.89)$$

$$h_{f1} = h_{f2},$$

де h_a^* – коефіцієнт висоти головки зуба, при $\alpha = 20^\circ$, $h_a^* = 1$;

c^* – коефіцієнт радіального зазора, при $\alpha = 20^\circ$, $c^* = 0,25$.

12. Ширина вінця зубчастого колеса

$$b_2 = \psi_{ba} \cdot a_{\omega 1}. \quad (1.90)$$

Параметри тихохідного ступеня (черв'ячної передачі):

13. Крок черв'яка в осьовому напрямку

$$p_c = \frac{l}{z_3}, \quad (1.91)$$

де l – відстань між однаковими точками на вершинах чотирьох суміжних витків черв'яка одного і того ж гвинтового виступу.

14. Модуль черв'ячного зачеплення

$$m = \frac{p_c}{\pi}. \quad (1.92)$$

Отримане значення модуля порівняти зі стандартними з 1-го ряду:

2	2,5	3	3,15	4	5	6	8	10	12,5	16
---	-----	---	------	---	---	---	---	----	------	----

15. Ділильний діаметр черв'яка

$$d_3 = q \cdot m. \quad (1.93)$$

16. Діаметр вершин витків черв'яка

$$d_{a3} = d_3 + 2m. \quad (1.94)$$

17. Діаметр впадин витків черв'яка

$$d_{f3} = d_3 - 2,4m. \quad (1.95)$$

18. Коефіцієнт діаметра черв'яка

$$q = \frac{d_3}{m}. \quad (1.96)$$

Отримане значення q порівняти зі стандартними:

8	10	12,5	16	20	25
---	----	------	----	----	----

19. Довжина нарізаної частини шліфованого черв'яка:

– при $z_3 = 1$ або 2

$$b_3 \geq (11 + 0,06 z_4) m + 25; \quad (1.97)$$

– при $z_3 = 3$ або 4

$$b_3 \geq (12,5 + 0,09 z_4) m + 25. \quad (1.98)$$

20. Кут підйому витків черв'яка

$$\gamma = \operatorname{arctg} \left(\frac{z_3}{q} \right). \quad (1.99)$$

21. Міжосьова відстань черв'ячної передачі

$$a_{\omega 2} = \frac{d_3 + d_4}{2}. \quad (1.100)$$

22. Діаметр ділительного кола вінця черв'ячного колеса

$$d_4 = m \cdot z_4. \quad (1.101)$$

23. Діаметр вершин витків черв'ячного колеса

$$d_{a4} = d_4 + 2m. \quad (1.102)$$

24. Діаметр впадин витків черв'ячного колеса

$$d_{f4} = d_4 - 2,4m. \quad (1.103)$$

25. Найбільший діаметр черв'ячного колеса

$$d_{aM4} \leq d_{a4} + \frac{6m}{z_3 + 2}. \quad (1.104)$$

26. Ширина вінця черв'ячного колеса:

– при $z_3 = 1, 2, 3$

$$b_4 \leq 0,75 \cdot d_{a3}; \quad (1.105)$$

– при $z_3 = 4$

$$b_4 \leq 0,67 d_{a3}. \quad (1.106)$$

27. ККД черв'ячної передачі з урахуванням втрат в опорах, втрат на розбризування і перемішування мастила

$$\operatorname{tg} \eta = (0,95 \dots 0,96) \cdot \frac{\operatorname{tg} \gamma}{\operatorname{tg}(\gamma + \rho')}. \quad (1.107)$$

28. Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження

$$K_{\beta} = 1 + \left(\frac{z_4}{\theta} \right)^3 \cdot (1 - \chi), \quad (1.108)$$

де θ – коефіцієнт деформації черв'яка, залежить від q і z_3 ;
 χ – допоміжний коефіцієнт.

Коефіцієнт деформації черв'яка θ

Число заходів черв'яка z_1	Значення q					
	8	10	12,5	14	16	20
1	72	108	154	176	225	248
2	57	86	121	140	171	197
3	51	76	106	132	148	170
4	47	70	98	122	137	157

Допоміжний коефіцієнт χ у розрахунках, де немає необхідності у високій їх точності, можна приймати: при постійному навантаженні $\chi = 1$; під час незначних коливань навантаження $\chi \approx 0,6$; під час значних коливань навантаження $\chi \approx 0,3$.

Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження під час постійного навантаження можна приймати $K_{\beta} = 1$.

Основні параметри зачеплення і габаритні розміри редуктора звести в таблицю 1.3.

Рекомендована література

1. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высшая школа, 1982. С. 205-211; 238-241.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. С. 317-321; 363-366.
3. Чернавский С.А. и др. Проектирование механических передач. М.: Машиностроение, 1984. С. 31-57.
4. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов деталей машин. М.: Машиностроение, 1978. С. 13-20.

Таблиця 1.3 – Технічна характеристика двоступінчастого
циліндрично-черв'ячного редуктора

Параметри для досліджень		Позна- чення	Формула для виз- начення	Зна- чення	
Параметри зачеплення	швидкохідний ступінь	Кількість зубів шестірні	z_1		
		Кількість зубів колеса	z_2		
		Передаточне число	U_1	(1.72)	
		Модуль торцевий, мм	m_{t1}	(1.75)	
		Міжосьова відстань, мм	$a_{\omega 1}$		
		Ширина шестірні, мм	b_1		
		Ширина колеса, мм	b_2		
		Торцевий ділительний крок, мм	p_{t1}	(1.76)	
		Коефіцієнт ширини колеса	ψ_{ba1}	(1.77)	
		Діаметр ділительного кола шестірні, мм	d_1	(1.78)	
		Діаметр ділительного кола колеса, мм	d_2	(1.79)	
		Діаметр кола вершин зубів шестірні, мм	d_{a1}	(1.80)	
		Діаметр кола вершин зубів колеса, мм	d_{a2}	(1.81)	
		Діаметр кола впадин зубів шестірні, мм	d_{f1}	(1.82)	
		Діаметр кола впадин зубів колеса, мм	d_{f2}	(1.83)	
		Висота зубів шестірні і колеса, мм	$h_1 = h_2$	(1.84) (1.85)	
		Висота головок зубів шестірні і колеса, мм	$h_{a1} =$ h_{a2}	(1.86) (1.87)	
		Висота ніжок зубів шестірні і колеса, мм	$h_{f1} =$ h_{f2}	(1.88) (1.89)	

Закінчення таблиці 1.3

Параметри для досліджень		Позна- чення	Формула для виз- начення	Зна- чення	
Параметри зачеплення	тихохідний ступінь	Кількість заходів черв'яка	z_3		
		Кількість зубів черв'ячного колеса	z_4		
		Передаточне число	U_2	(1.73)	
		Крок черв'яка в осьовому напрямку, мм	$p_{\text{ч}}$	(1.91)	
		Модуль черв'ячного зачеплення, мм	m	(1.92)	
		Ділильний діаметр черв'яка, мм	d_3	(1.93)	
		Діаметр вершин витків черв'яка, мм	d_{a3}	(1.94)	
		Діаметр впадин витків черв'яка, мм	d_{f3}	(1.95)	
		Коефіцієнт діаметра черв'яка	q	(1.96)	
		Довжина нарізаної частини шліфованого черв'яка, мм	b_3	(1.97) або (1.98)	
		Кут підйому витків черв'яка	γ	(1.99)	
		Міжосьова відстань черв'ячної передачі, мм	$a_{\omega 2}$	(1.100)	
		Діаметр ділильного кола вінця черв'ячного колеса, мм	d_4	(1.101)	
		Діаметр вершин витків черв'ячного колеса, мм	d_{a4}	(1.102)	
		Діаметр впадин витків черв'ячного колеса, мм	d_{f4}	(1.103)	
		Найбільший діаметр черв'ячного колеса, мм	d_{aM4}	(1.104)	
		Ширина вінця черв'ячного колеса, мм	b_4	(1.105) або (1.106)	
		ККД черв'ячної передачі	$tg\eta$	(1.107)	
		Коефіцієнт нерівномірності розподілу навантаження	K_{β}	(1.108)	
Загальне передаточне число		$U_{\text{заг}}$	(1.74)		
Орієнтовна потужність, кВт		P_{OP}	(1.1)		
ККД редуктора		η	(1.2)		
Габаритні розміри редуктора	висота, мм	H			
	довжина, мм	L			
	ширина, мм	B			

**Питання для самоперевірки
під час підготовки до лабораторної роботи**

1. Що називають механічною передачею?
2. Що таке передаточне число зубчастої передачі?
3. За якими ознаками класифікують зубчасті передачі?
4. Які основні переваги і недоліки зубчастих передач?
5. Чому евольвентне зачеплення є найбільш поширеним у загальному машинобудуванні?
6. Що таке крок і модуль зубчастого зачеплення?
7. Що називають ділильним і початковим колами зубчастих коліс?
8. Як визначити ділильний діаметр зубчастих коліс за допомогою модуля і числа зубів?
9. Як визначити діаметри кіл вершин і впадин зубів зубчастих коліс?
10. Що таке ступінь перекриття зубів і яким повинно бути його мінімальне значення?
11. Що таке корегування зубчастого зачеплення і з якою метою його виконують?
12. Які види корекції евольвентного зачеплення розрізняють і як їх здійснюють?
13. З якою метою використовують висотну і кутову корекції зубчастого зачеплення?
14. Назвіть найбільш поширені матеріали для виготовлення зубчастих коліс.
15. Назвіть основні причини виходу з ладу зубчастих коліс (види руйнування зубів).
16. Яким модулем користуються під час розрахунку основних геометричних параметрів зубчастих коліс у конічній передачі?
17. Який зв'язок між максимальним і середнім модулями в конічній прямозубій передачі?
18. Як влаштовані планетарні зубчасті передачі, де їх використовують, які їхні недоліки?
19. Що таке хвильова зубчаста передача і які переваги цих передач?
20. Які вимоги ставлять до корпусів редукторів?
21. Як здійснюється змащування зубів зубчастих коліс і опор валів у редукторах?
22. Які є види черв'ячних передач і черв'яків?
23. Як визначають ККД черв'ячної передачі?
24. Яку черв'ячну передачу називають самогальмівною і в яких випадках доцільно її використовувати?
25. З яких матеріалів виготовляють черв'яки і черв'ячні колеса?
26. Які основні параметри черв'ячних передач загального призначення регламентовані стандартом?
27. Як можна знизити температуру мастила в черв'ячному редукторі?

Лабораторна робота № 2 ПОБУДОВА КРИВИХ КОВЗАННЯ І ВИЗНАЧЕННЯ ККД ПАСОВОЇ ПЕРЕДАЧІ

Мета роботи: встановити оптимальний режим роботи пасової передачі на основі експериментально побудованих кривих ковзання і коефіцієнта корисної дії передачі.

Матеріальне забезпечення: установка ДМ-35УАл, плоский пас, клиновий пас, вимірювальний інструмент, технічна документація, навчальні плакати, методичне забезпечення, відеоматеріали.

1. Теоретичні відомості до вивчення теми

Пасова передача – це передавання механічної енергії, що здійснюється гнучким зв'язком за допомогою тертя між пасом і шківом.

Пасові передачі (рисунок 2.1) є найбільш розповсюдженими механічними передачами після зубчатих.

Переваги пасових передач:

- плавність і безшумність у роботі;
- здатність запобігати поломці механізму внаслідок перевантажень;
- можливість передавання крутних моментів валам зі значними міжосьовими відстанями;
- можливість передавання крутних моментів одночасно декільком валам;
- відносно великий ККД ($\eta = 0,81 \dots 0,88$);
- простота конструкції;
- порівняно низька вартість виготовлення.

Основні характеристики пасових передач – криві ковзання. Ці графіки дозволяють встановити оптимальний режим їх роботи, тобто повністю використати тягову здатність паса.

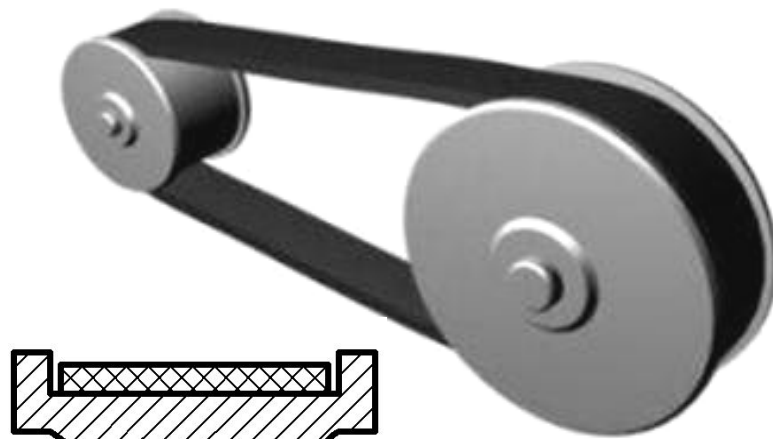
Тягову здатність паса характеризують такі параметри: коефіцієнт тяги φ , міцність та надійність зчеплення паса зі шківом при максимальному ККД передачі η .

Коефіцієнт тяги – це відношення корисного навантаження паса до суми сил натягу віток передачі

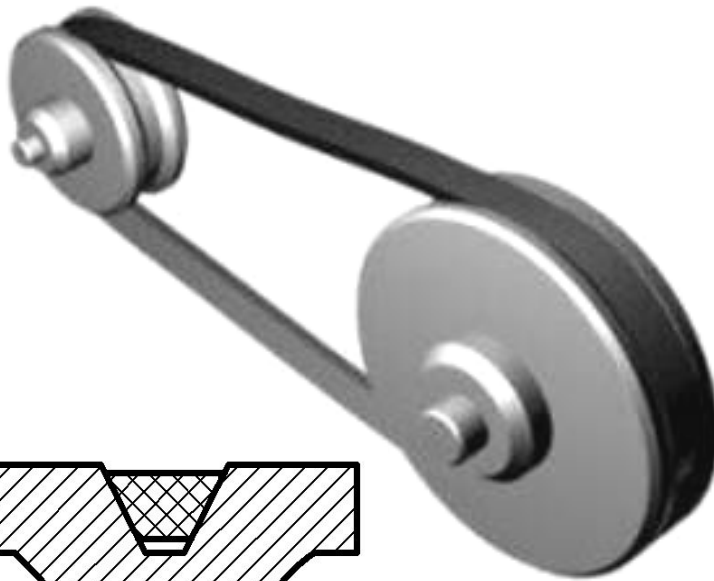
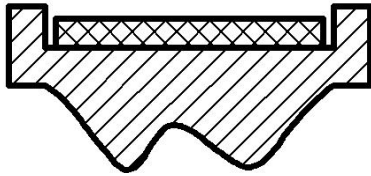
$$\varphi = \frac{F_t}{F_1 + F_2} = \frac{F_t}{2F_0} = \frac{\sigma_T}{2\sigma_0}, \quad (2.1)$$

де F_t – корисне навантаження, Н;

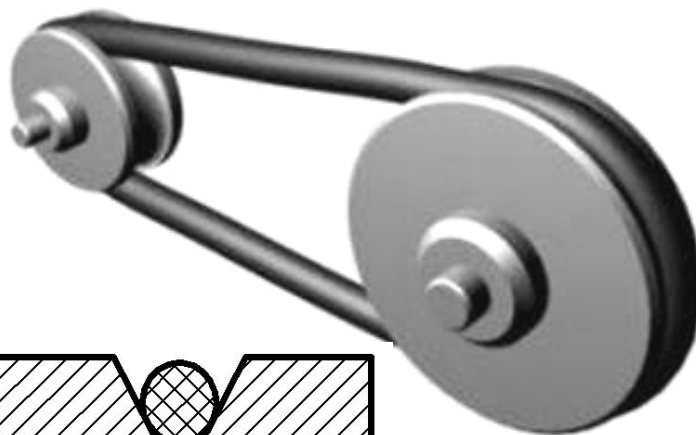
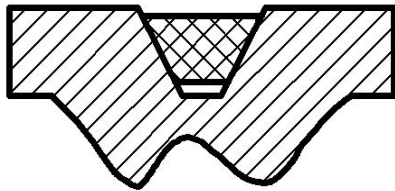
F_1 і F_2 – сили натягу віток пасової передачі, Н;



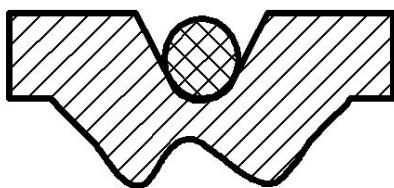
a)



б)



в)



a) плоскопасова; *б)* клинопасова; *в)* круглопасова
Рисунок 2.1 – Пасові передачі

- F_0 – сила попереднього натягу паса, Н;
- σ_T – напруження у пасі від робочого навантаження, Н/мм²;
- σ_0 – напруження в пасі від попереднього натягу паса, Н/мм².

На рисунку 2.2 зображені типові залежності коефіцієнтів пружного ковзання ε і ККД передачі η від коефіцієнта тяги φ . Криві ковзання і ККД дають повну картину роботи паса від холостого ходу до повного пробуксовування. Спочатку крива ковзання близька до прямолінійної ділянки, що відображає пружне ковзання.

При малих значеннях коефіцієнта тяги φ властивість паса недовикористовується, а ККД передачі низький. Під час подальшого навантаження передачі досягається певна межа φ_0 , тобто критична точка, в якій прямолінійна ділянка кривої ковзання переходить у криволінійну, що вказує на появу **часткового буксування**.

При великих значеннях φ передача працює нестійко, відбувається підвищене зношування, а ККД передачі падає. З подальшим підвищенням корисного навантаження буксування зростає і за деякого значення φ_{\max} **пас повністю буксує** ($\varepsilon = 100\%$, $\eta = 0$).

Оптимальними є навантаження, які відповідають критичній точці φ_0 на кривій ковзання, при якій $\varepsilon = 1...2\%$, а найвигідніший ККД передачі $\eta = 0,92...0,98$.

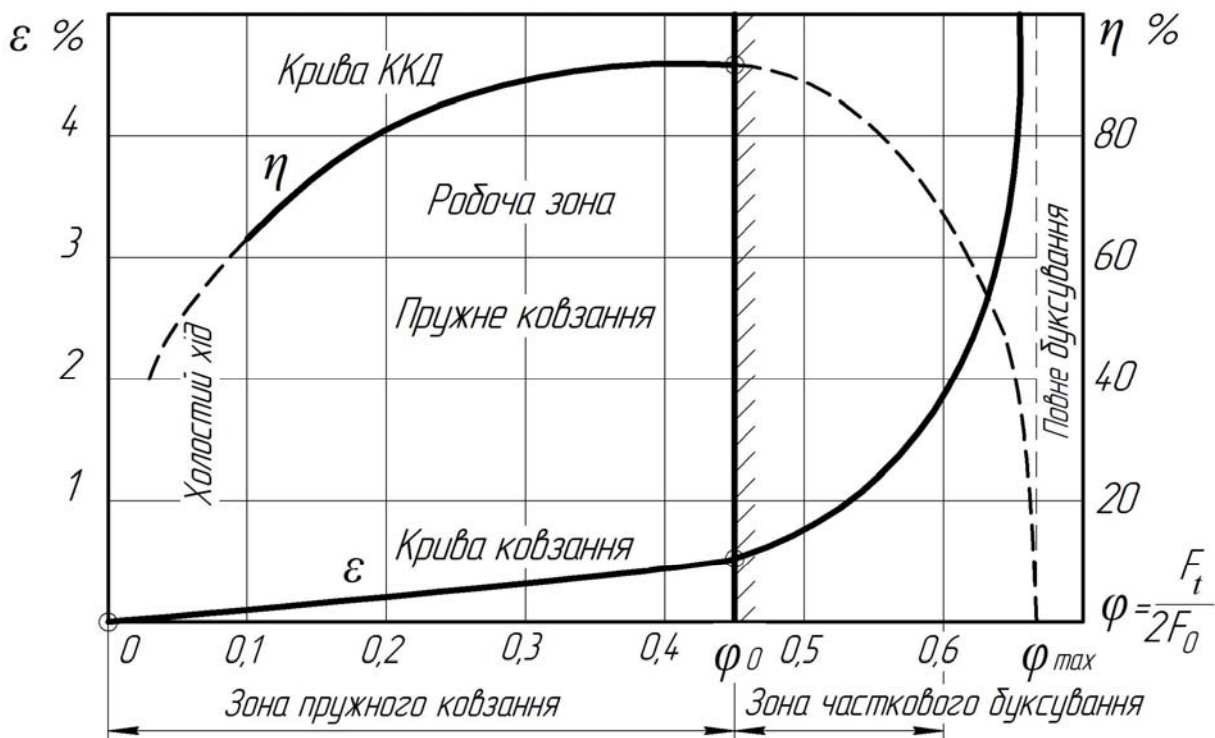


Рисунок 2.2 – Графік залежностей $\varepsilon = f(\varphi)$ і $\eta = f_1(\varphi)$

2. Будова і принцип роботи експериментальної установки

Лабораторну роботу з визначення ККД пасової передачі виконують на установці ДМ-35УАл (рисунок 2.3). Схема установки показана на рисунку 2.4. Установка ДМ-35УАл – це пасова передача з нескінченним плоским чи клиновим пасом 3, надітим на ведучий 2 і ведений 4 шків. Ведучий шків закріплений на валу балансивного електродвигуна 1, встановленого на рамі 5, що хитається. Ведений шків закріплений на валу колодкового гальма 12, яке дозволяє змінювати момент гальмування за допомогою гвинта 14. Гальмо, яке прокручується навколо своєї осі, встановлене на рухомій платформі 11, яка рухається зворотно-поступально під дією гвинта 15. Початковий натяг віток паса здійснюють вантажами 7 через важіль з тросом 6, який прикріплений до рами, що хитається. Балансування статора електродвигуна і гальма здійснюють зрівноважуючими вантажами 8 і 17. Демпфери 9 і 16 призначені для зменшення коливань. Для визначення крутних моментів на валах статор електродвигуна і втулка гальма 20 оснащені призмами 19, в які впираються консольні пружини 10, протаровані спільно з індикаторами 18. Замірювання кількості обертів валів здійснюють лічильниками.

Технічна характеристика установки ДМ-35УАл

Типи пасів, які випробовують		плоский тканинний прогумований, шириною 30 мм
		клиновий типу А, довжиною $L = 1400$ мм
Діаметри шківів		$D_1 = D_2 = 125$ мм
Початковий натяг віток паса	клинового	$2 F_0 = 0,2$ кН
	плоского	$2 F_0 = 0,4$ кН
Вага підвіски без вантажу		9,8 Н
Вага одного вантажу		$G = 9,8$ Н
Співвідношення плечей важелів підвіски		1:5
Відстань від осі електродвигуна до осі призми		$l_1 = 80$ мм
Відстань від осі гальма до осі призми		$l_2 = 66$ мм
Відстань між віссю коливання рами і тросом натягу		h_H ($h_H = h_P$)
Відстань між віссю електродвигуна і віссю коливання рами		h_P ($h_P = h_H$)
Метод вимірювання моментів		індикаторами годинникового типу, тензодатчиками опору
Метод вимірювання кількості обертів валів		імпульсними лічильниками
Привод установки		від електродвигуна типу АО2-22-6 потужністю 1,1 кВт і частотою обертання вала 980 об/хв

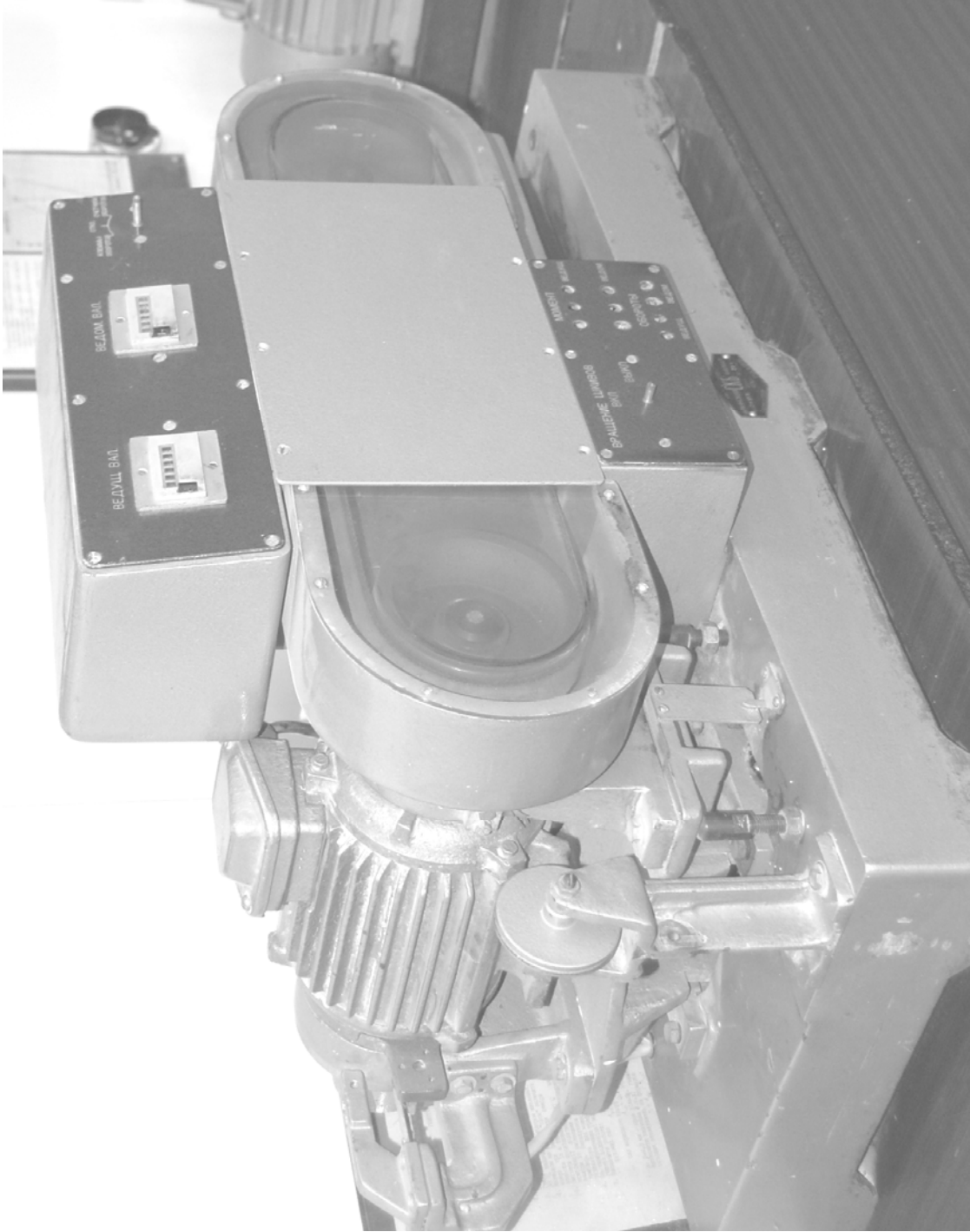


Рисунок 2.3 – Экспериментальна установка типу ДМ-35УАл для дослідження пасових передач

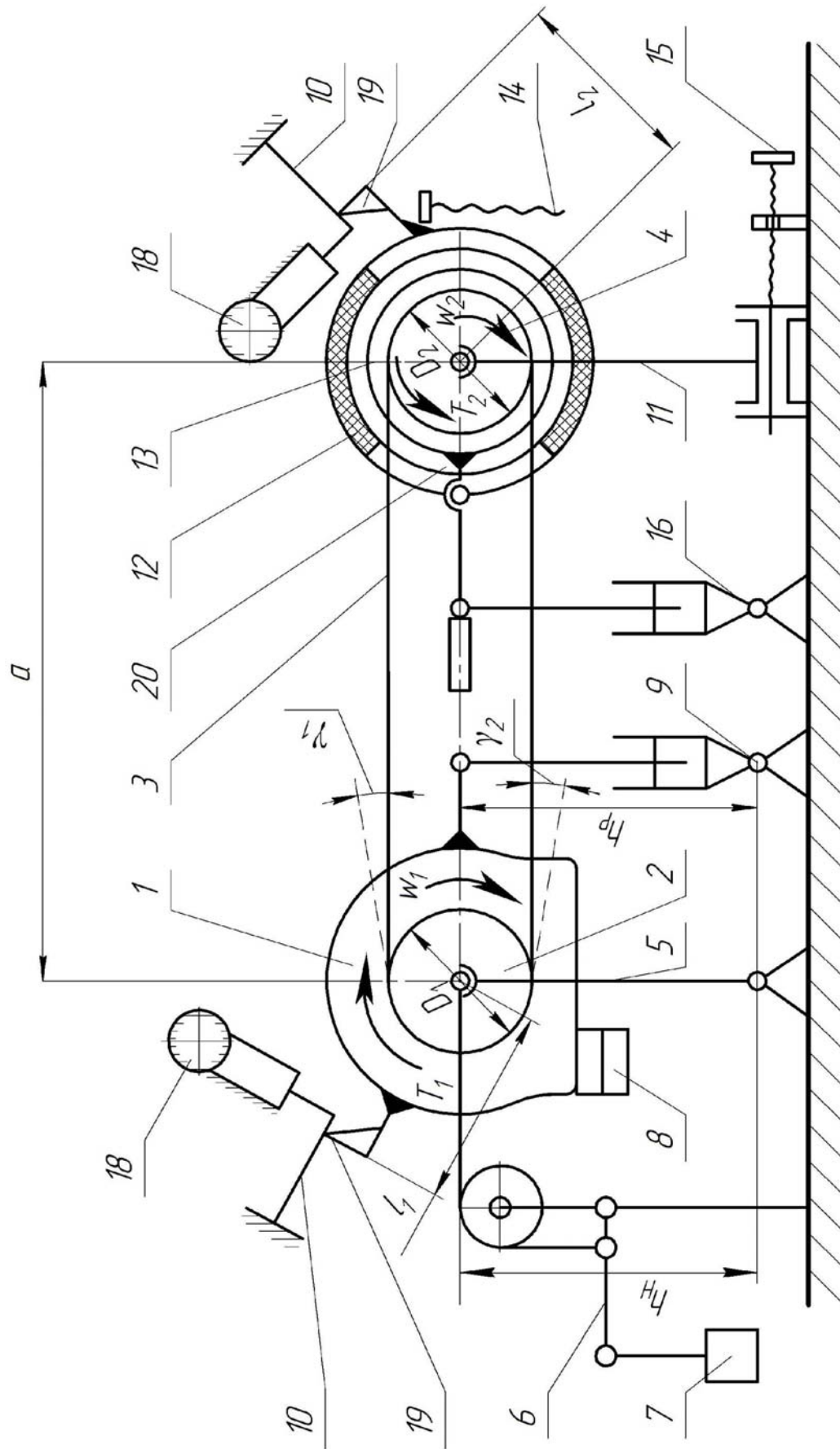


Рисунок 2.4 – Схема експериментальної установки типу ДМ-35У Ал для дослідження пасових передач

3. Порядок виконання лабораторної роботи

3.1. Опрацювати методичні вказівки до лабораторної роботи.

3.2. Підготувати таблиці 2.1 і 2.2.

3.3. Вивчити будову, принцип роботи та технічну характеристику установки ДМ-35УАл. З'ясувати завдання досліджень.

3.4. Заміряти розміри поперечного перетину випробовуваного паса, підрахувати його площу A , мм², заміряти міжосьову відстань a , мм, уточнити діаметри шківів і визначити довжину паса, мм

$$L = 2a + \pi \cdot \frac{D}{2}. \quad (2.2)$$

3.5. Проаналізувати конструкцію паса. Вивчити умови роботи передачі.

3.6. Підрахувати початковий натяг паса за формулою

$$F_0 = A \cdot \sigma_0, \quad (2.3)$$

де A – площа поперечного перетину паса, мм²;

σ_0 – напруження від попереднього натягу, $\sigma_0 = 1,4 \dots 2,2$ Н/мм².

3.7. За формулою

$$G = \frac{2 F_0}{5}, \quad (2.4)$$

визначити вагу вантажу G , Н, необхідну для створення розрахованого натягу. Навантажити ним раму, що коливається.

3.8. Не навантажуючи гальмо, увімкнути електродвигун. За допомогою гальма здійснити, починаючи з холостого ходу, ступінчасте навантаження передачі. На кожному ступені навантаження визначити:

- частоти обертання ведучого вала n_1 , об/хв;
- частоти обертання веденого вала n_2 , об/хв;
- покази індикатора електродвигуна;
- покази індикатора гальма.

Для кожного ступеня навантаження виконати вимірювання не менше трьох разів.

3.9. Користуючись тарувальними графіками, що додаються до паспорта установки, визначити за показами індикатора зусилля на призмах електродвигуна F_1 і гальма F_2 .

3.10. Маючи значення F_1 і F_2 , визначити за формулами крутні моменти:

– на ведучому валу

$$T_1 = F_1 \cdot l_1; \quad (2.5)$$

– на веденому валу

$$T_2 = F_2 \cdot l_2; \quad (2.6)$$

– колове зусилля

$$F_t = \frac{2 T_1}{D_1}. \quad (2.7)$$

3.11. За даними досліджень підрахувати значення коефіцієнтів ковзання ε , % і ККД передачі η , % за формулами:

$$\varepsilon = \left(1 - \frac{n_2}{n_1}\right) \cdot 100\%; \quad (2.8)$$

$$\eta = \left(\frac{T_1 \cdot n_2}{T_2 \cdot n_1}\right) \cdot 100\%. \quad (2.9)$$

3.12. Визначити середні значення коефіцієнтів ковзання ε_{cp} та ККД передачі η_{cp} .

3.13. Оцінити похибку вимірювань за формулами:

$$\Delta\varepsilon = \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon_{cp}}\right) \cdot 100\%; \quad (2.10)$$

$$\Delta\eta = \left(\frac{\eta}{\eta_{cp}}\right) \cdot 100\%. \quad (2.11)$$

3.14. Коефіцієнт тяги передачі визначити за формулою

$$\varphi = \frac{F_t}{2 F_0 \cdot K_n}, \quad (2.12)$$

де K_n – коефіцієнт, що враховує зміну сумарного натягу віток паса під навантаженням.

Для схеми установки (див. рис. 2.4), досліджуваної у роботі, параметри $h_H/D = 2$, $U = 1$, $\gamma_1 = \gamma_2 = 0$. Реактивний момент, що діє на статор двигуна і коливну систему, зменшує натяг паса залежно від навантаження, яке передається.

3.15. Коефіцієнт зміни сумарного натягу віток паса визначити за формулою

$$K_n = 1 - 0,25 \cdot \frac{F_t}{G}. \quad (2.13)$$

3.16. Побудувати, подібно того, як на рисунку 2.2, криві ковзання і ККД передачі і за ними визначити значення коефіцієнта тяги φ_0 .

3.17. Проаналізувати отримані результати, зробити висновки.

3.18. Оформити звіт.

Таблиця 2.1 – Результати вимірювань

Параметри для досліджень	Значення
Площа перетину плоского паса, мм ²	$A = \dots$
Тип перетину клинового паса	
Діаметри шківів, мм	$D_1 = D_2 = D = \dots$
Міжосьова відстань, мм	$a = \dots$
Довжина паса, мм, формула (2.2)	$L = \dots$
Напруження від попереднього натягу паса, Н/мм ²	$\sigma_0 = 1,4 \dots 2,2 \text{ Н/мм}^2$
Початковий натяг паса, формула (2.3)	$F_0 = \dots$
Вага підвіски без вантажу, Н	9,8 Н
Співвідношення плечей важеля підвіски	1 : 5
Відстань від осі електродвигуна до осі призми, мм	$l_1 = 80 \text{ мм}$
Відстань від осі гальма до осі призми, мм	$l_2 = 66 \text{ мм}$
Вага вантажу, необхідного для створення сили початкового натягу паса (F_0), Н, формула (2.4)	$G = \dots$

Таблиця 2.2 – Результати досліджень

Ступінь навантаження гальма			
1	2	3	
Кількість вимірювань			
Одиниць приладу			Сила натягу веденої вітки пасової передачі, F_2
Н			
Крутний момент на веденому валу пасової передачі, T_2 , Нмм; формула (2.6)			
Одиниць приладу			Сила натягу ведучої вітки пасової передачі, F_1
Н			
Крутний момент на ведучому валу пасової передачі, T_1 , Нмм; формула (2.5)			
Ведучого, n_1 , об/хв			Частоти обертання валів пасової передачі
Веденого, n_2 , об/хв			
Колове зусилля, F_t , Н, формула (2.7)			
Коефіцієнт ковзання передачі, ε , %, формула (2.8)			
Коефіцієнт корисної дії передачі, η , %, формула (2.9)			Результати розрахунку
Коефіцієнт тяги передачі, φ , формула (2.12)			
Коефіцієнт зміни сумарного натягу віток паса, K_n ф. (2.13)			
Коефіцієнт ковзання передачі, ε_{cp}			Середні значення
Коефіцієнт корисної дії передачі, η_{cp}			
Коефіцієнт ковзання передачі, $\Delta\varepsilon$, формула (2.10)			Відносна похибка вимірювань
Коефіцієнт корисної дії передачі, $\Delta\eta$, формула (2.11)			

**Питання для самоперевірки
під час підготовки до лабораторної роботи**

1. Які переваги і недоліки пасових передач порівняно з іншими механічними передачами?
2. Які вимоги ставлять до приводних пасів?
3. У чому різниця між пружним ковзанням паса на шківі і буксуванням?
4. Що таке зведений коефіцієнт тертя і яке значення він має для клинових пасів?
5. Як визначають передаточне відношення пасової передачі з урахуванням пружного ковзання паса?
6. Як визначають натяг у вітках паса під час холостого ходу і під час роботи?
7. Що таке коефіцієнт тяги пасової передачі і як його визначають?
8. Як враховують довговічність паса під час його розрахунку? Від яких факторів вона залежить?
9. Обґрунтуйте вибір D_{\min}/δ з точки зору довговічності паса.
10. Яка послідовність розрахунку плоского і клинового пасів за тяговою здатністю.
11. Як визначають тиск паса на натяжний ролик і величину його вантажу?
12. Які переваги має клинопасова передача порівняно з плоскопасовою?
13. Який вплив чинить кут клинового паса на силу тертя його зі шківом?
14. Як визначають тиск паса на вал у пасовій передачі?
15. Чому під час визначення допустимого напруження в пасі вводять коректуючі коефіцієнти?
16. Від яких факторів залежить корисне допустиме напруження у пасі?
17. Чому розрахунок приводного паса виконують за тяговою здатністю, а не на міцність за максимальними напруженнями?

Рекомендована література

1. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высшая школа, 1982. С. 148-176.
2. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Вища школа, 1984. С. 116-141.
3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунок деталей машин. Львів: в-во Львівського університету, 1993. С. 220-253.
4. Решетов Д.М. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. С. 197-239.

Лабораторна робота № 3

ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ТА МАРКУВАННЯ ПІДШИПНИКІВ ТЕРТЯ КОЧЕННЯ

Мета роботи: ознайомитися з різними типами підшипників кочення, конструктивним оформленням їх окремих елементів і маркуванням (умовним позначенням, яке складається з цифр і букв).

Матеріальне забезпечення: набори підшипників, вимірювальні інструменти, технічна документація, навчальні плакати, методичне забезпечення, відеоматеріали.

1. Теоретичні відомості до вивчення теми

Підшипники кочення (вальниці) – це елементи опор осей, валів та інших деталей, що працюють, використовуючи принцип тертя кочення.

Переваги підшипників кочення порівняно із підшипниками ковзання:

- велика номенклатура;
- малі втрати на тертя, що забезпечує високий ККД опор (до 0,995);
- повна взаємозамінність;
- висока несуча здатність;
- неспрацьовуваність цапф валів;
- простота обслуговування і заміни;
- малі габаритні розміри в осьовому напрямі;
- малий розхід мастильних матеріалів;
- порівняно дешеві.

Класифікація підшипників кочення:

- 1) за формою тіл кочення:
 - кулькові,
 - роликові (з короткими та довгими роликами, з витими роликами, з конічними, бочкоподібними, голчастими роликами);
- 2) за напрямом сприйманого навантаження:
 - радіальні,
 - радіально-упорні,
 - упорно-радіальні,
 - упорні;
- 3) за способом компенсації перекосів валів:
 - несамоустановні,
 - самоустановні (сферичні);
- 4) за серіями (залежно від співвідношень зовнішнього D і внутрішнього d діаметрів та ширини підшипника B розрізняють 7 серій):

- надлегка,
 - особливо легка,
 - легка,
 - середня,
 - важка,
 - легка широка,
 - середня широка;
- 5) за кількістю рядів тіл кочення:
- однорядні,
 - дворядні,
 - чотирирядні;
- 6) за точністю виготовлення розрізняють 5 класів точності: 0, 6, 5, 4, 2.

Нормальний клас точності позначають «0», використовують для загального машинобудування.

Конструктивне оформлення різних типів підшипників представлено на рисунках 3.1 і 3.2. Об'ємне зображення підшипників показано на рисунках 3.3, 3.4, 3.5 а.

У більшості випадків підшипники кочення (рисунок 3.5) складаються із зовнішнього 1 і внутрішнього 4 кілець, тіл кочення 3 і сепараторів 4, захисних шайб 5. Є підшипники без одного або навіть двох кілець і без сепаратора. Вони можуть мати захисні шайби з одного або двох боків. Сепаратори є різні за конструктивним оформленням (див. рис. 3.5 в, г, д).

2. Система умовних позначень підшипників кочення

Маркування кулькових і роликотпідшипників виконують цифрами і буквами. Кожна цифра у позначенні (маркуванні) характеризує певну ознаку підшипника за відповідною схемою.

Умовне позначення підшипників кочення складається з *основного умовного позначення* і розміщених ліворуч і праворуч від нього *додаткових знаків*.

Основне умовне позначення підшипника складається з семи знаків (цифр), що позначають розміри, тип і конструктивне виконання.

Порядок розташування знаків (цифр) в основному умовному позначенні підшипників наведений у таблиці 3.1.

Таблиця 3.1 – Порядок позначення підшипників кочення

Одна позиція	Дві позиції	Одна позиція	Одна позиція	Дві позиції
X	XX	X	X	XX
серія ширин	конструктивне виконання	тип підшипника	серія діаметрів	внутрішній діаметр

Дві останні цифри (дві цифри праворуч, див. табл. 3.1) для підшипників з внутрішнім діаметром від 20 мм до 495 мм **означають номінальний внутрішній діаметр підшипників** (номінальний діаметр вала в місці посадки підшипників) у мм, **поділений на п'ять**.

Підшипники, внутрішні діаметри яких від 10 мм до 17 мм, позначають так:

– внутрішній діаметр підшипників в мм	10	12	15	17
– позначення (дві останні цифри)	00	01	02	03

Третя цифра праворуч в умовному позначенні (див. табл. 3.1) **вказує на серію** всіх діаметрів (окрім малих, діаметром до 9 мм) і ширин підшипників. Позначення серій наведено у таблиці 3.2.

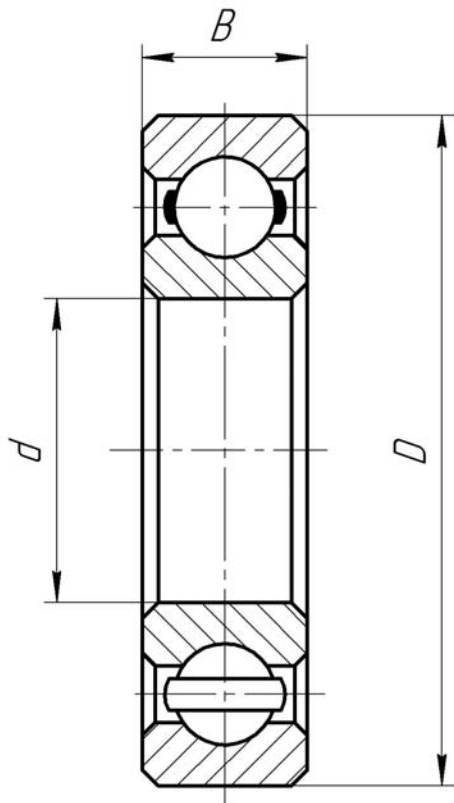
Таблиця 3.2 – Позначення серій підшипників кочення

Третя цифра справа	1	2	3	4	5	6
назва серій	особливо легка (основна)	легка	середня	важка	легка широка	середня широка

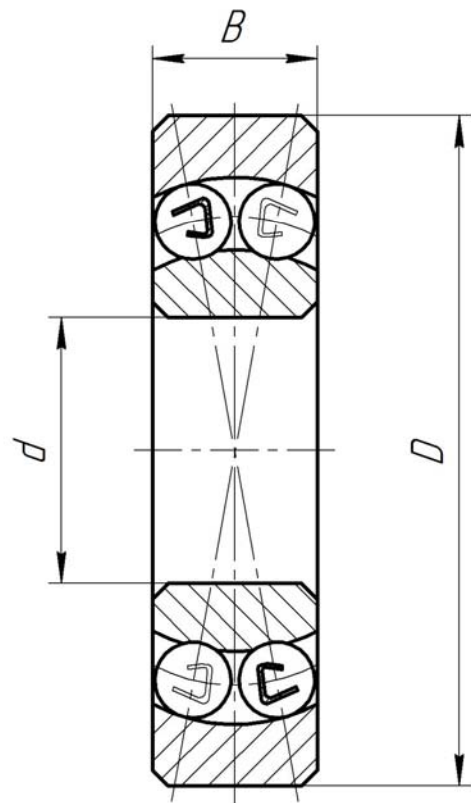
Четверта цифра праворуч означає **тип підшипника**. Позначення типів наведено у таблиці 3.3.

Таблиця 3.3 – Позначення типів підшипників кочення

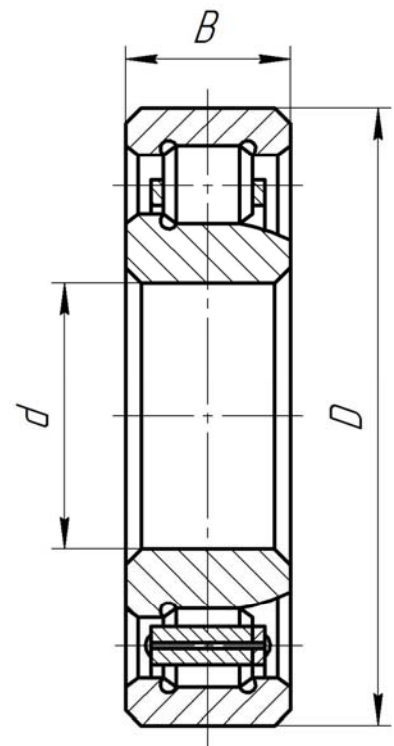
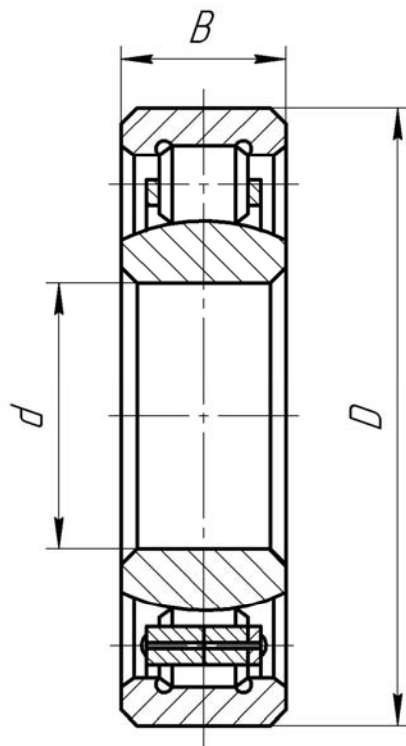
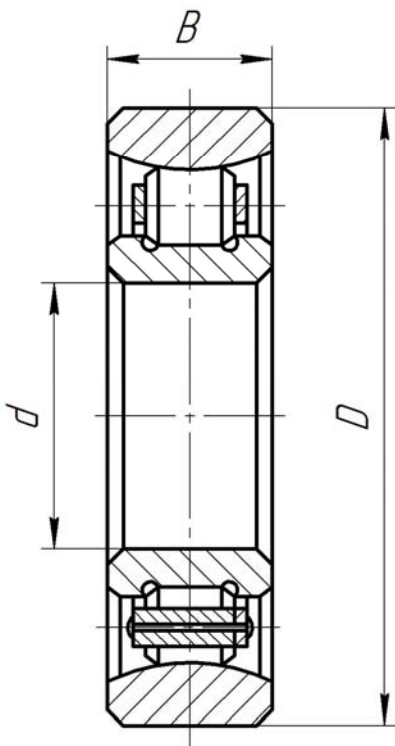
Четверта цифра справа	Тип
0	кульковий радіальний однорядний
1	кульковий радіальний сферичний дворядний
2	роликовий радіальний з короткими циліндричними роликами
3	роликовий радіальний сферичний дворядний
4	роликовий з довгими циліндричними роликами або голками
5	роликовий з витими роликами
6	кульковий радіально-упорний однорядний
7	роликовий конічний однорядний (радіально-упорний)
8	кульковий упорний однорядний
9	роликовий упорний однорядний



a)



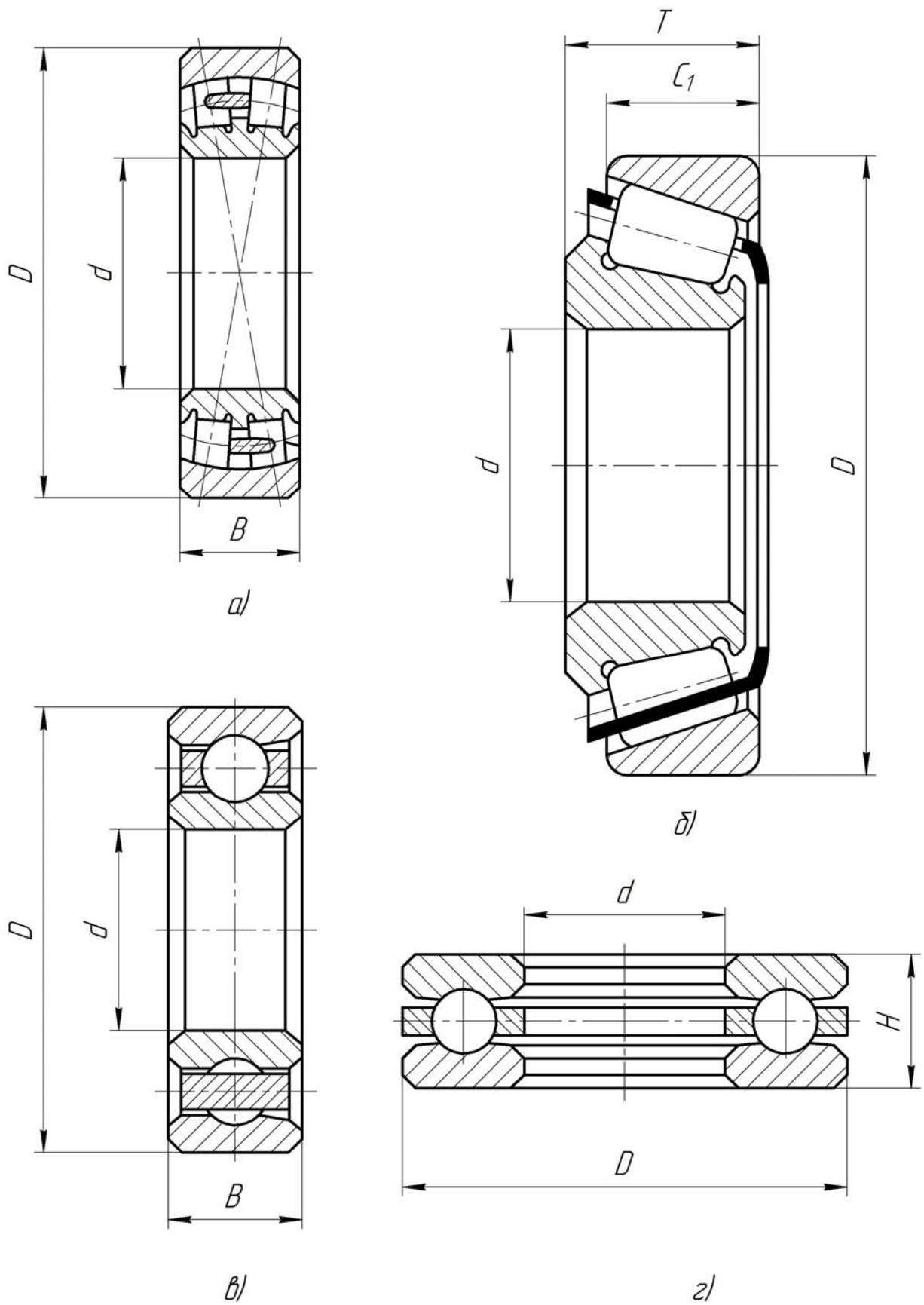
б)



в)

a) кульковий радіальний однорядний; б) кульковий радіальний сферичний дворядний;
в) роликотішипники радіальні з короткими циліндричними роликами

Рисунок 3.1 – Підшипники (вальниці) кочення



а) роликовий радіальний сферичний дворядний; б) роликовий конічний однорядний радіально-упорний; в) кульковий радіально-упорний однорядний; г) кульковий упорний однорядний

Рисунок 3.2 – Підшипники (вальниці) кочення

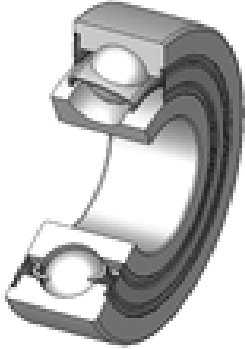
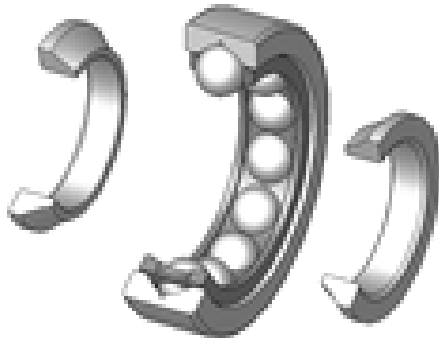


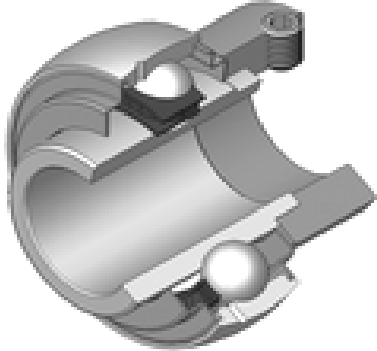
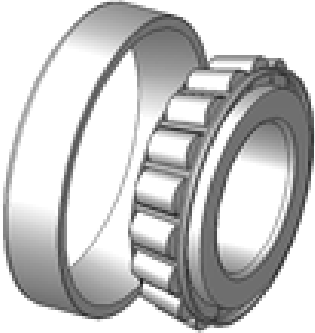
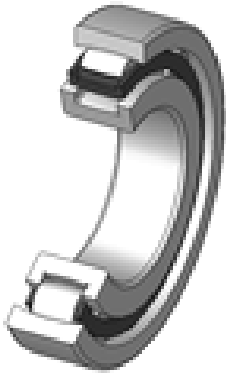
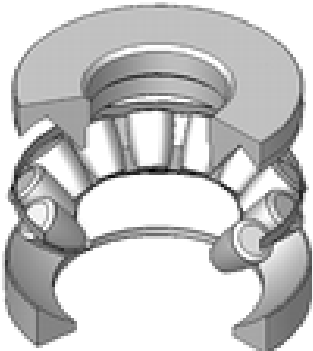

		
<p>Радіальний кульковий підшипник</p>	<p>Радіально-упорний кульковий підшипник з чотириточковим контактом</p>	<p>Самоустановний дворядний радіальний підшипник</p>
		
<p>Радіальний роликівий підшипник</p>	<p>Радіальний кульковий підшипник для корпусних вузлів</p>	<p>Радіально-упорний роликівий підшипник</p>
		
<p>Самоустановний радіальний роликівий підшипник</p>	<p>Самоустановний радіально-упорний роликівий підшипник</p>	<p>Самоустановний дворядний радіальний роликівий підшипник з бочкоподібними роликами (сферичний)</p>

Рисунок 3.3 – Підшипники (вальниці) кочення (об'ємне зображення)

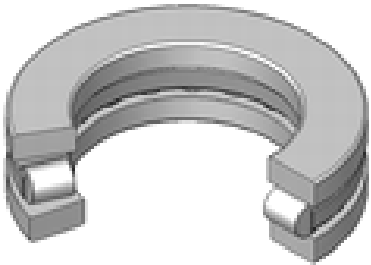

		
Упорний кульковий підшипник	Упорний роликівий підшипник	Ролики та сепаратор упорного голчастого підшипника

Рисунок 3.3 – Підшипники (вальниці) кочення (об’ємне зображення)

П’ята або п’ята і шоста цифри праворуч (вводять не для всіх підшипників) характеризують їхні **конструктивні особливості**: кут контакту кульок, наявність стопорних канавок, наявність вбудованих ущільнень, захисних шайб).

Цифри 6, 5, 4, 2, які стоять через знак тире перед умовним позначенням, означають клас точності підшипників. Найвищий клас точності – 2. Нормальний клас точності – 0 не ставлять.

Розглянуте умовне позначення характеризує тільки основне виконання таких підшипників: із кільцями і тілами кочення виготовленими з підшипникових високовуглецевих хромистих сталей ШХ 9 і ШХ 15; із сепаратором, установленим для основного виконання.

У позначенні однорядного кулькового радіального підшипника без конструктивних особливостей позначення типу 0 не пишуть, а основне умовне позначення – це тризначне число: XXX.

Наприклад:

210, 310, 410 – кулькові радіальні однорядні підшипники з внутрішнім діаметром 50 мм відповідно легкої, середньої і важкої серій нормального класу точності.

2216, 2316, 2416 – роликівий підшипники з внутрішнім діаметром 80 мм відповідно легкої, середньої і важкої серій нормального класу точності.

7216 – роликівий конічний підшипник легкої серії з внутрішнім діаметром 80 мм нормального класу точності.

5-7516 – роликівий конічний підшипник легкої широкої серії з внутрішнім діаметром 80 мм п’ятого класу точності.

80212 – кульковий радіальний однорядний підшипник легкої серії з внутрішнім діаметром 60 мм нормального класу точності з двома захисними шайбами.



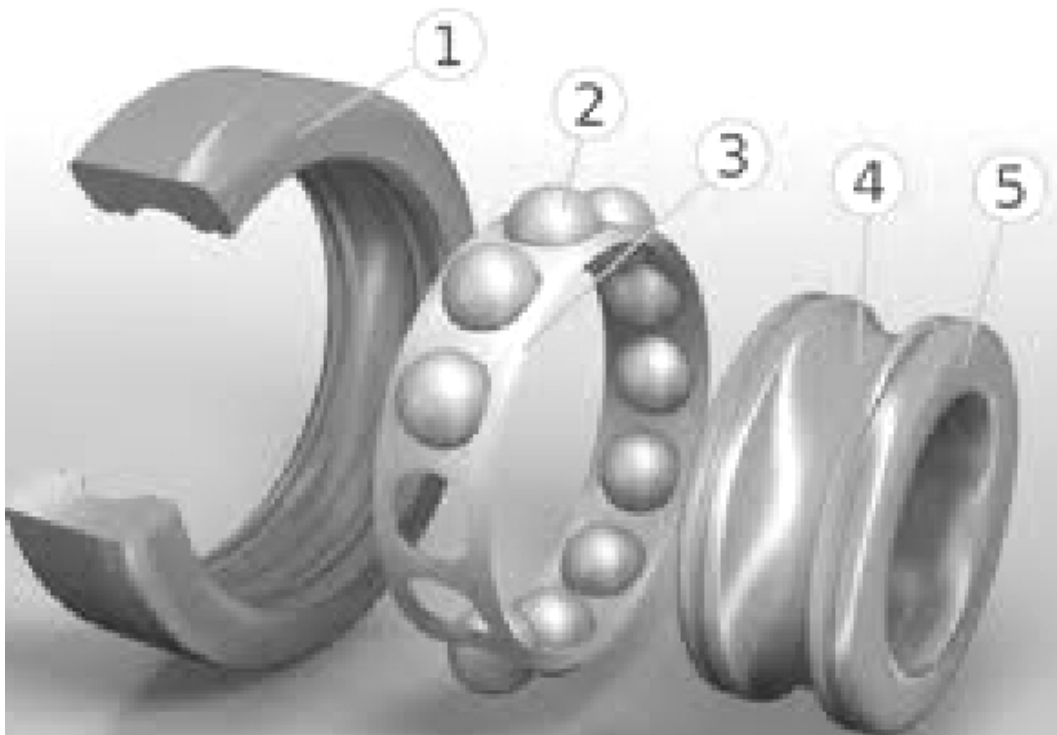
a)



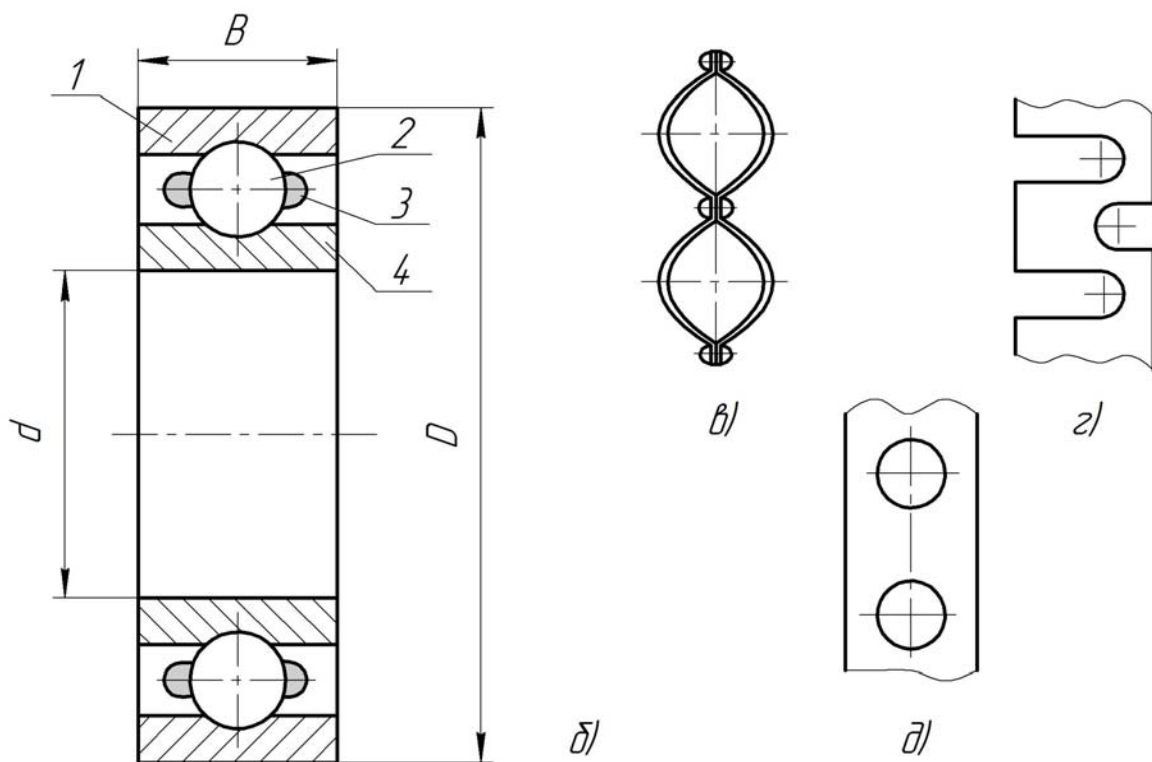
б)

a) роликовий радіальний з короткими циліндричними роликами;
б) роликовий радіальний сферичний дворядний

Рисунок 3.4 – Підшипники (вальниці) кочення (об'ємне зображення)



a)



a) кульковий радіальний однорядний підшипник (об'ємне зображення); б) кульковий радіальний однорядний підшипник (схема); 1 – зовнішнє кільце; 2 – тіла кочення; 3 – сепаратор; 4 – внутрішнє кільце; 5 – захисна шайба; в) сталевий штампований сепаратор; з) сталевий штампований листовий сепаратор для дворядних підшипників; д) масивний (бронза, пластмаса) сепаратор для швидкохідних підшипників
 Рисунок 3.5 – Підшипник (вальниця) кочення (об'ємне зображення) (a), будова кулькового підшипника і види сепараторів (б)

Для підшипників, які відрізняються від основних, позначення яких описано вище, в умовному позначенні проставляють **додаткові знаки, розташовані праворуч і ліворуч від основного**. Додаткові знаки ліворуч відділяють від основного позначення знаком тире, а справа – не відділяючи, починаючи з великої букви.

Ліворуч від основного позначення проставляють знаки, що позначають клас точності, групу радіального зазору, момент тертя (можуть не позначати) і категорію підшипників.

Праворуч від основного позначення проставляють знаки, що позначають матеріали деталей та особливості сепаратора, конструктивні зміни, змащення, вимоги щодо рівня вібрації і спеціальні технічні вимоги.

Приклад повного умовного позначення підшипника:

A75–3180206 ET2C2:

A – категорія за рівнем вібрації; 7 – радіальний зазор; 5 – клас точності;
3180206 – основне умовне позначення: 3 – серія ширини нормальна;
18 – конструктивні особливості підшипника; 0 – тип радіальний кульковий однорядний; 2 – серія діаметрів легка;
06 – внутрішній діаметр підшипника 30 мм;
E – сепаратор із пластмаси (текстоліт); T2 – температура відпускання кілець 250°C; C2 – мастило ЦИАТИМ-221.

3. Порядок підбору підшипників

Вибір типорозміру підшипника залежить від таких факторів:

- характеру навантаження;
- величини і напрямку дії навантаження;
- частоти обертання вала;
- умов експлуатації;
- конструкції підшипникового вузла.

Підшипникові вузли проектують у такій послідовності:

1. Виконують ескізне компонування вузла, оцінюючи відстань між опорами; визначають способи кріплення внутрішнього і зовнішнього кілець підшипників, діаметр валів під підшипники; визначають спосіб змащування, спосіб монтажу і демонтажу підшипників та інші конструктивні параметри.

2. Визначають величину і напрям навантажень на опори.

3. Вибирають тип підшипника з урахуванням навантажень, конструкції вузла, умов експлуатації і монтажу.

4. Визначають, згідно зі схемою встановлення підшипників, еквівалентне навантаження $F_{ЕКВ}$.

Еквівалентне навантаження на радіальні кулькові та радіально-упорні кулькові і роликові підшипники визначають за формулою

$$F_{EKB} = (X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_\alpha) K_B \cdot K_T, \quad (3.1)$$

- де X, Y – коефіцієнти радіального та осьового навантаження;
 V – коефіцієнт обертання кільця підшипника;
 F_r – радіальне зовнішнє навантаження на підшипник, Н;
 F_α – осьове зовнішнє навантаження на підшипник, Н;
 K_B, K_T – коефіцієнт безпеки і температурний коефіцієнт.

Розрахункову довговічність (ресурс) підшипників (у млн. обертів) визначають за формулою

$$L = \left(\frac{C}{F_{EKB}} \right)^P, \quad (3.2)$$

- де C – динамічна вантажопідйомність (за каталогом);
 F_{EKB} – еквівалентне навантаження, Н;
 L – довговічність (ресурс) підшипника, млн. обертів;
 P – степінь, для кулькових підшипників $P = 3$; для роликкових підшипників $P = 10/3 \approx 3,33$.

Номінальну довговічність (у годинах) визначають за формулою

$$L_h = \frac{10^6 \cdot L}{60 \cdot n} = \frac{10^6}{60 \cdot n} \cdot \left(\frac{C}{F_{EKB}} \right)^P, \quad (3.3)$$

- де n – частота обертання вала, об/хв.

4. Порядок виконання лабораторної роботи

- 4.1. Опрацювати методичні вказівки до лабораторної роботи.
- 4.2. Отримати у викладача (лаборанта) один набір підшипників і вимірювальний інструмент (штангенциркуль). Кожен набір має п'ять підшипників і бірку з цифровим позначенням від 1 до 10.
- 4.3. Виконати ескізи всіх підшипників, які є в наборі, за прикладом (див. рис. 3.1, 3.2). Проставити розміри D , d і B . Відновити цифрове маркування кожного підшипника (на підшипниках воно затерте).
- 4.4. Для кожного розглядуваного підшипника з каталога виписати значення динамічної C і статичної C_0 вантажопідйомності.
- 4.5. Проаналізувати результати виконання пунктів 4.2. і 4.3.
- 4.6. Користуючись електронними каталогами програмних продуктів (на вибір студента) виконати (підібрати) Cad-моделі підшипників, які входять у розглядуваний набір.

4.7. Оформити звіт.

Примітка: умовно прийняти, що відповідний набір підшипників виготовлений із таким класом точності:

Номер набору	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Клас точності	0	0	6	6	5	5	4	4	0	0

Питання для самоперевірки під час підготовки до лабораторної роботи

1. З яких деталей складаються підшипники кочення?
2. З яких матеріалів виготовляють тіла кочення і сепаратори підшипників?
3. Які переваги і недоліки підшипників кочення порівняно з підшипниками ковзання?
4. Які розрізняють підшипники за формою тіл кочення і за навантаженням, яке вони сприймають?
5. Що таке стандартні розмірні серії підшипників кочення?
6. Як розрізняють основні види кулькових і роликотідшипників за конструкцією?
7. Які особливості конструкції і роботи голчатих підшипників і де їх використовують?
8. Які переваги і недоліки кулькових підшипників порівняно з роликотідшипниками?
9. Які існують способи встановлення підшипників кочення на валах і в корпусах?
10. Для чого використовують змащування в підшипниках кочення і як його здійснюють?
11. Які види ущільнень використовують у підшипниках кочення і де саме?
12. Як розраховують підшипники кочення на довговічність?
13. Як підбирають підшипники кочення за стандартом?
14. Де використовують кулькові і роликотідшипники?

Рекомендована література

1. Добровольский В.А. и др. Детали машин. М.: Машгиз, 1972. С. 468-472.
2. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1984. С. 285-298.
3. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высшая школа, 1982. С. 294-311.
4. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. С. 491-495.
5. Подшипники качения. Каталог-справочник. М.: НИИАТОПРОМ, 1972.
6. Шариковые и роликовые подшипники. Сборник стандартов. М.: Издательство стандартов, 1974.

Лабораторна робота № 4 ВИЗНАЧЕННЯ КРИТИЧНОЇ ЧАСТОТИ ОБЕРТАННЯ ВАЛА

Мета роботи: визначити як впливають на критичну частоту обертання досліджуваного вала маса насадженого на нього диска, місце його встановлення і дисбаланс.

Матеріальне забезпечення: установка типу ДМ-36М, технічна документація, навчальні плакати, набір ключів, методичне забезпечення, відеоматеріали.

1. Теоретичні відомості до вивчення теми

Валами (рисунки 4.1-4.3) називають деталі (як правило гладкої або ступінчастої циліндричної форми), які призначені для підтримування насаджених на них деталей (шківів, зубчастих коліс та ін.) і для передавання крутного моменту. Існують деякі види валів, наприклад, гнучкі дротяні та торсійні, які не підтримують деталей, а лише передають крутний момент.

Віссю називають деталь (як правило циліндричної форми), яка призначена підтримувати насажені на неї деталі, не передаючи крутного моменту. В машинах осі можуть бути нерухомими або можуть обертатися разом з насадженими на них деталями (рухомі осі).

Під дією навантажень вали та осі в процесі роботи деформуються і зазнають лінійних f та кутових θ переміщень. Довгі вали, крім того, характеризуються такими параметрами, як кут закручування φ , що негативно впливає на працездатність окремих вузлів машини.

Прогини валів можуть спричинити перекоси зубів у зачепленні зубчастих коліс, кути нахилу перерізів валів спричиняють заклинювання підшипників, а кути закручування валів можуть зменшити точність ділільних механізмів та ін.

Умови достатньої жорсткості осей і валів мають вигляд :

$$f \leq [f]; \quad (4.1)$$

$$\theta \leq [\theta]; \quad (4.2)$$

$$\varphi \leq [\varphi] \text{ (тільки для валів),} \quad (4.3)$$

де f – дійсне значення прогину вала (осі);
 θ – дійсне значення кута нахилу вала (осі);
 φ – дійсний кут закручування на одиницю довжини вала;
 $[f], [\theta], [\varphi]$ – допустимі значення прогину, кута нахилу та кута закручування на одиницю довжини вала.



Рисунок 4.1 – Вали-шестерні



a)



б)

a) з циліндричною шестірнею; *б)* з конічною шестірнею

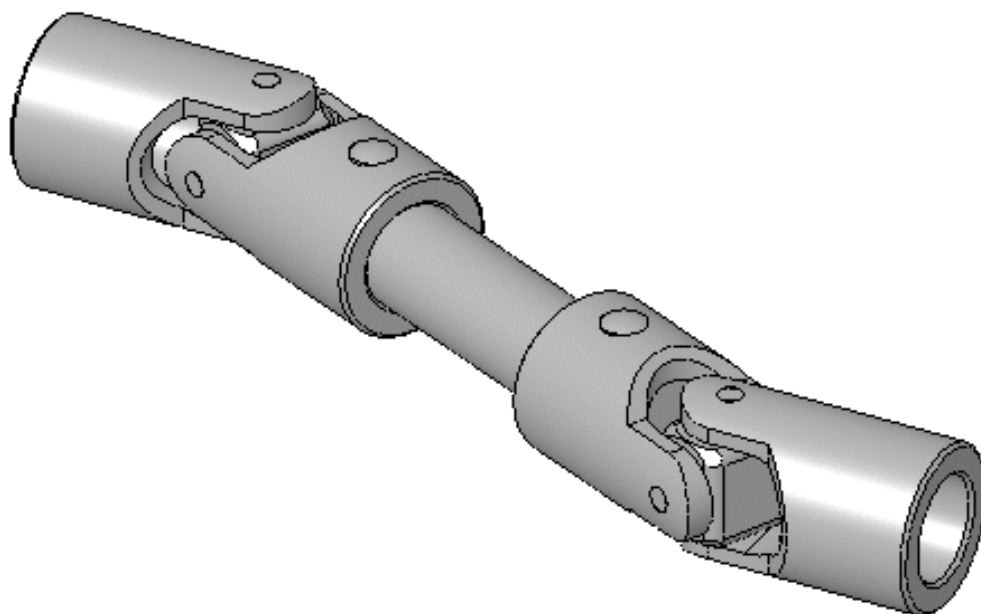
Рисунок 4.2 – Вали-шестерні



a)



б)



в)

a) гладкий; *б)* ступінчастий; *в)* карданний
Рисунок 4.3 – Вали

Вали швидкохідних машин при певних швидкостях обертання стають динамічно нестійкими і тому можлива поява великих коливань. **Основними збудувальними силами, які викликають коливання, є сили незрівноваженості встановлених на них деталей.** При збігу або кратності частот зовнішніх сил і власних коливань вала настає **резонанс**. Під час цього амплітуда коливань вала різко збільшується і може досягти такого значення, при якому вал зруйнується. **Кутову швидкість вала і частоту обертання, які відповідають резонансу, називають критичними $\omega_{КР}$, $n_{КР}$.**

Для запобігання явища резонансу розраховують вали на коливання. Розрізняють згинальні та крутильні коливання валів. Такий розрахунок – **це перевірка умови відсутності резонансу у встановленому режимі роботи.**

Наближення швидкості обертання вала до критичної можна помітити за появою сильної його вібрації. Під час тривалої роботи в області резонансу руйнування вала неминуче. Однак внаслідок різноманітних опорів, які виникають під час коливань (внутрішнє тертя, тертя в опорах, вплив зовнішнього середовища), руйнування валів не може статися миттєво. При швидкому переході валів у закритичну область працездатність повністю зберігається. Відповідно до цієї умови фактична кутова швидкість обертання не повинна знаходитися в межах від $0,7\omega_{КР}$ до $1,3\omega_{КР}$, тобто $0,7\omega_{КР} > \omega > 1,3\omega_{КР}$.

Більшість валів працює в докритичній області. Щоб зменшити небезпеку резонансу, підвищують згинальну жорсткість валів і цим збільшують критичну кутову швидкість. Якщо швидкість висока, наприклад, у швидкохідних центрифугах та турбінах, то застосовують вали, що працюють у закритичній області. У таких машинах доцільно встановити спеціальні додаткові пристрої, що зменшують прогин валів під час переходу через резонансну область.

2. Будова і принцип роботи експериментальної установки

Лабораторну роботу з визначення критичної частоти обертання вала виконують на установці ДМ-36М (рисунок 4.4).

Установка ДМ-36М (рисунок 4.5) складається з чавунної станини, на якій змонтовані всі механізми і вузли, закриті кожухом 10.

Основним елементом установки ДМ-36М (див. рис. 4.5) є досліджуваний вал 21, встановлений на двох опорах зі сферичними підшипниками 20, 28 і приведений в обертання універсальним колекторним двигуном 18 через муфту 19.



Рисунок 4.4 – Экспериментальная установка типа ДМ-36М
для визначення критичної частоти обертання вала

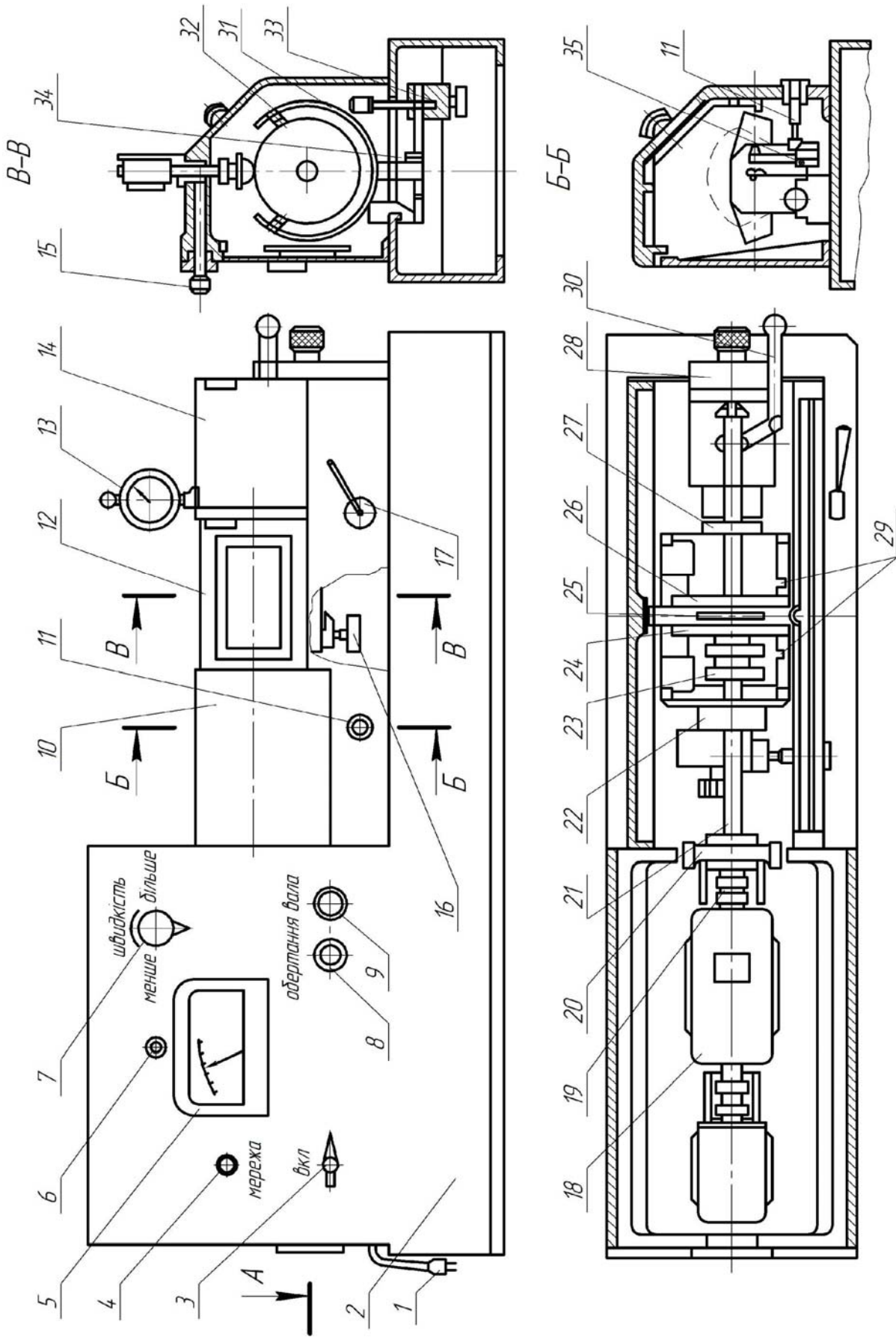


Рисунок 4.5 – Будова експериментальної установки типу ДМ-36М
 для визначення критичної частоти обертання вала

Для створення під час обертання вала збурювальної (рушійної) сили на валу встановлений диск 25, який закріплюють на вал цанговим затискачем 23. З допомогою допоміжних вантажів 24, 26, які нагвинчують на диск, можна змінювати масу диска.

Незрівноваженість обертових мас у цій установці є незначною. Вона створюється загвинчуванням в один з допоміжних вантажів спеціального гвинта 27.

Зміною відстані між опорами (переміщенням правої опори), а також зміною положення диска відносно опор здійснюють зміну жорсткості вала. Диск можна встановлювати на відстанях – 250, 275, 300 мм від лівої опори.

Для доступу до опор вала потрібно посунути кришки 12 і 14 ліворуч до кожуха 10 до упору. Фіксацію правої опори до направляючої здійснюють рукояткою 30.

З допомогою двох кронштейнів 22 з поліетиленовими втулками, які охоплюють вал, здійснюється обмеження амплітуди його коливань.

Пристрій 35, розташований на кронштейні 22, сигналізує про досягнення валом критичної швидкості обертання. При цьому на пульті керування 2 загоряється лампочка 6.

Для визначення статичного прогину досліджуваного вала на установці є спеціальний пристрій.

Механізм навантаження вала складається з розрізного кільця 31 з опорами 32, важеля 34 і вантажу 33. Перед вимірюванням прогину розрізне кільце 31 необхідно зіставити з кільцевою канавкою диску 25. При натисканні на рукоятку 17 диск 25, а отже, і вал 21, навантажують статичним зусиллям 88,3 Н.

Величину прогину вала вимірюють індикатором годинникового типу 13 з ціною поділки 0,01 мм. Індикатор, встановлений на кришці 14, фіксується гвинтом 15. Після вимірювання прогину необхідно натиснути на рукоятку 17 і відсунути кільце 31 вліво або вправо до суміщення з пазом 29.

Установку підключають до електромережі шнуром з вилкою 1. Перед її вмиканням необхідно посунути вправо до упору кришки 12 і 14, при цьому відключається блокувальний пристрій 16. Вмикання виконують вмикачем 3, під час цього загоряється лампа 4 «Мережа». Кнопкою 8 здійснюють пуск двигуна 18. Частоту обертання вала двигуна регулюють ручкою 7 і контролюють приладом 5. Коли досягається критична швидкість n_{KR} , замикається контактний пристрій 35 і засвічується лампочка 6, яка сигналізує про початок резонансу вала.

Виключення двигуна здійснюють кнопкою 9.

Зазор між валом і контактним приладом регулюють гвинтом 11.

3. Порядок виконання лабораторної роботи

3.1. Опрацювати методичні вказівки до лабораторної роботи.

3.2. Підготувати таблицю 4.1.

3.3. Ознайомитися з будовою і принципом роботи установки типу ДМ-36М. З'ясувати завдання досліджень.

3.4. Визначити теоретичне значення величини прогину вала f_T , мм

$$f_T = \frac{(G_D + 0,5 G_B) \cdot (2l)^3}{48 E_B \cdot I_B}, \quad (4.4)$$

де G_D – вага диска, Н;

G_B – вага вала, Н;

l – відстань від середньої лінії диска до правої опори, мм;

E_B – модуль пружності матеріалу вала, сталь, $E = 2 \cdot 10^5$ Н/мм²;

I_B – осьовий момент інерції поперечного перетину вала, мм⁴.

Визначають за формулою

$$I_B = \frac{\pi \cdot d_B^4}{64}, \quad (4.5)$$

де d_B – діаметр досліджуваного вала, мм.

Дані внести у таблицю 4.1.

3.5. Визначити експериментальну величину статичного прогину вала f_E , мм. Здійснюють це у такій послідовності:

– переміщенням правої опори встановити відстань між опорами $2l = 550$ мм;

– розташувати диск посередині між опорами $l = 275$ мм;

– навантажити вал за допомогою навантажувального пристрою;

– заміряти величину прогину на шкалі індикатора f_E , мм.

Дані внести у таблицю 4.1.

3.6. Визначити жорсткість вала C_B , Н/мм, за формулою

$$C_B = \frac{G_D}{S_{in}} = \frac{G_{BH} \cdot (l_1/l_2)}{S_{in}}, \quad (4.6)$$

де S_{in} – покази індикатора, мм;

l_1, l_2 – плечі важеля, $l_1 = 150$ мм; $l_2 = 50$ мм;

G_{BH} – вага вантажу, $G_{BH} = 29,4$ Н.

3.7. Визначити статичний прогин вала f_C , мм

$$f_C = \frac{G_D + 0,5 G_B}{C_B}. \quad (4.7)$$

3.8. Визначити теоретичну критичну частоту обертання вала $n_{KP}^{f_T}$, об/хв, при теоретичному прогині f_T

$$n_{KP}^{f_T} = 300 \sqrt{\frac{1}{f_T}}. \quad (4.8)$$

Дані внести у таблицю 4.1.

3.9. Визначити теоретичну критичну частоту обертання вала $n_{KP}^{f_C}$, об/хв, при статичному прогині f_C

$$n_{KP}^{f_C} = 300 \sqrt{\frac{1}{f_C}}. \quad (4.9)$$

Дані внести у таблицю 4.1.

3.10. Розвантажити вал, відвести індикатор від диска, закрити рухомий кожух та зафіксувати його.

3.11. Увімкнути установку в електромережу.

3.12. Увімкнути електродвигун. Поворотом рукоятки ЛАТР-2М поступово збільшувати швидкість обертання вала. При спалаху лампи «РЕЗОНАНС», зареєструвати її величину.

Продовжувати збільшення частоти обертання вала до згасання лампи «РЕЗОНАНС».

У момент згасання знову зареєструвати швидкість обертання вала. Потім записати частоту обертання вала в момент входу і виходу з резонансу при послідовному її зменшенні.

Дослід повторити 2...3 рази.

3.13. За результатами дослідів визначити:

– середнє значення критичної частоти обертання вала $n_{KP1.C}$, об/хв, у момент входу в резонанс з докритичної області

$$n_{KP1.C} = \frac{n_{KP11} + n_{KP12} + n_{KP13}}{3}; \quad (4.10)$$

– середнє значення частоти обертання вала $n_{KP2.C}$, об/хв, у момент виходу з резонансу в закритичну область

$$n_{KP 2.C} = \frac{n_{KP 21} + n_{KP 22} + n_{KP 23}}{3} . \quad (4.11)$$

Дані внести у таблицю 4.1.

3.14. Числові величини критичних частот обертання вала, отримані під час теоретичного розрахунку, порівняти з дослідними даними.

3.15. Збільшити масу диска за допомогою додаткових вантажів.

Експеримент повторити згідно з пунктами 3.4...3.14.

3.16. Дослідити вплив жорсткості вала на критичну частоту обертання вала:

– переміщенням правої опори встановити відстань між опорами $2l = 500$ мм;

– диск закріпити посередині $l = 250$ мм;

– експеримент повторити згідно з пунктами 3.4...3.14.

3.17. Дослідити вплив положення диска на критичну частоту обертання вала:

– диск разом із вантажем (див. рис. 4.6) закріпити на валу за відміткою на шкалі, яка дорівнює 300 мм;

– експеримент повторити в тій же послідовності (пункти 3.4...3.14).

3.18. Дослідити вплив дисбалансу на критичну частоту обертання вала. Для цього вгвинтити в один із вантажів, які звисають із диска, гвинт (при цьому виникне дисбаланс).

Виконати пункти 3.4...3.14.

3.19. Вимкнути установку з електромережі.

3.20. Результати дослідів та розрахунків внести в таблицю 4.1.

Примітка. Під час виконання лабораторної роботи таблицю 4.1 необхідно доповнити графами для внесення результатів досліджень відповідно до пп. 3.16-3.18.

3.21. Визначити відносні похибки теоретичних критичних частот обертання вала $n_{KP}^{f_T}$ і $n_{KP}^{f_C}$ відповідно до отриманої експериментально n_{KP}^e :

$$\delta_{f_T} = \frac{n_{KP}^e - n_{KP}^{f_T}}{n_{KP}^e} \cdot 100\%; \quad (4.12)$$

$$\delta_{f_C} = \frac{n_{KP}^e - n_{KP}^{f_C}}{n_{KP}^e} \cdot 100\%. \quad (4.13)$$

3.22. Проаналізувати результати експериментів і зробити висновки щодо впливу різних параметрів на величину критичної швидкості вала.

3.23. Оформити звіт.

Таблиця 4.1 – Результати досліджень

Параметри для досліджень	Досліди								
	I			II			III		
	Вимірювання								
	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Вага диска, G_D , Н									
Вага вала, G_B , Н									
Відстань між опорами, $2l$, мм									
Покази індикатора, S_{in} , мм									
Теоретичний прогин, f_T , мм, формула (4.4)									
Експериментальний прогин, f_E , мм									
Жорсткість вала, C_B , Н/мм, формула (4.6)									
Статичний прогин вала, f_C , мм формула (4.7)									
Теоретична критична частота обертання вала, $n_{KP}^{f_T}$, об/хв, при теоретичному прогині, f_T , формула (4.8)									
Теоретична критична частота обертання вала, $n_{KP}^{f_C}$, об/хв, при статичному прогині, f_C , формула (4.9)									
Частота обертання вала перед входом в резонанс з докритичної області, n_{KP1i} , об/хв	n_{KP11}	n_{KP12}	n_{KP13}	n_{KP11}	n_{KP12}	n_{KP13}	n_{KP11}	n_{KP12}	n_{KP13}
Середнє значення, $n_{KP1.C}$, об/хв, формула (4.10)									
Частота обертання вала у момент виходу з резонансу в закритичну область, n_{KP2i} , об/хв	n_{KP21}	n_{KP22}	n_{KP23}	n_{KP21}	n_{KP22}	n_{KP23}	n_{KP21}	n_{KP22}	n_{KP23}
Середнє значення, $n_{KP2.C}$, об/хв, формула (4.11)									
Відносна похибка, δ_{f_T} , ($n_{KP}^{f_T}$ відносно n_{KP}^e), формула (4.12)									
Відносна похибка, δ_{f_C} , ($n_{KP}^{f_C}$ відносно n_{KP}^e), формула (4.13)									

**Питання для самоперевірки
під час підготовки до лабораторної роботи**

1. Що таке вісь і вал, яка між ними різниця?
2. Із яких матеріалів виготовляють осі і вали?
3. Вкажіть основні критерії розрахунку осей і валів.
4. Які коливання можуть виникнути при роботі валів?
5. Які коливання називають вільними, затухаючими, вимушеними і під дією яких сил вони виникають?
6. Що таке резонанс і за яких умов він виникає?
7. Коли необхідно перевіряти вісь або вал на поперечні коливання?
8. Яку кутову швидкість вала (осі) називають критичною?
9. Як впливає маса і жорсткість системи на резонанс?
10. Вкажіть конструкційні способи захисту валів від інтенсивних коливань.
11. В якій області кутових швидкостей вала відбувається явище самовстановлення вала. Поясніть його фізичну сутність?

Рекомендована література

1. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высшая школа, 1975. С. 335-337.
2. Добровольский В.А. и др. Детали машин. М.: Машгиз, 1972. С. 436-437.
3. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1976. С. 311-313.
4. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. С. 336-339.

Лабораторна робота № 5 ВИЗНАЧЕННЯ МОМЕНТУ ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ

Мета роботи: дослідити залежність моменту тертя і приведенного коефіцієнта тертя в підшипниках кочення від навантаження, частоти обертання вала та умов змащування підшипників.

Матеріальне забезпечення: установка типу ДМ-28М, набори підшипників, вимірювальні інструменти, набір ключів, технічна документація, навчальні плакати, методичне забезпечення, відео-матеріали.

1. Теоретичні відомості до вивчення теми

Підшипники кочення (вальниці) (рисунки 5.1-5.3) – це елементи опор осей, валів та інших деталей, що працюють, використовуючи принцип тертя кочення.

Обертання внутрішніх кілець підшипників відносно зовнішніх здійснюється завдяки тілам кочення між кільцями (див. рис. 5.2). Тіла кочення (кульки, ролики) перекочуються по доріжках кочення (бігових доріжках), які передбачені на зовнішніх та внутрішніх кільцях підшипників. Сепаратори розділяють тіла кочення та утримують їх на однаковій відстані одне від одного. Підшипники кочення належать до групи деталей, які найбільше стандартизовані. Їх виготовляють масовим виробництвом централізовано на спеціалізованих заводах.

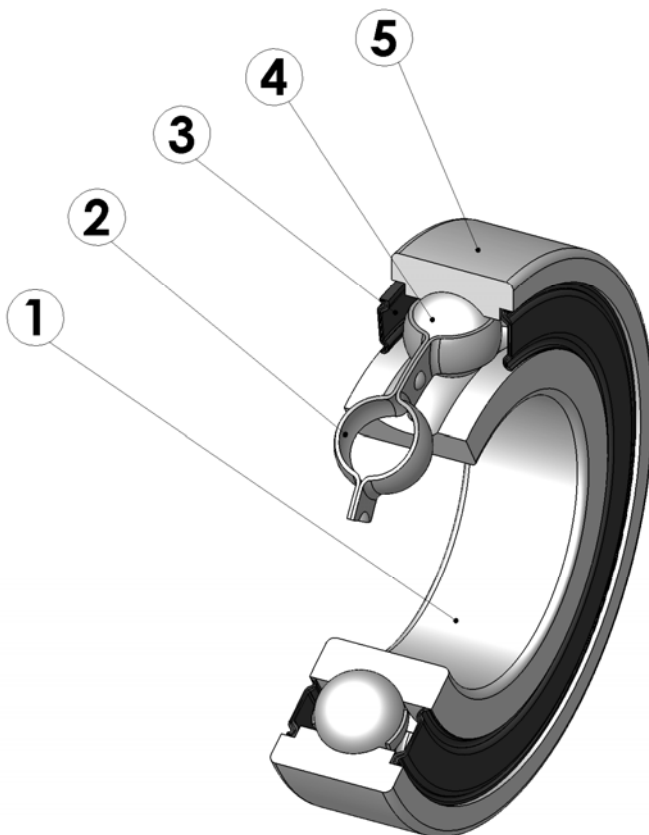
Повсюдне використання підшипників кочення для опор різних обертових деталей обумовлене їхніми **перевагами порівняно з іншими видами опор:**

- велика номенклатура;
- малі втрати на тертя, що забезпечує високий ККД опор (до 0,995);
- повна взаємозамінність;
- висока несуча здатність;
- неспрацьовуваність цапф валів;
- простота обслуговування і заміни;
- малі габаритні розміри в осьовому напрямі;
- малий розхід мастильних матеріалів;
- порівняно дешеві.

Щоб зменшити тертя між тілами кочення, кільцями і сепараторами, захистити від корозії та підвищити герметизацію робочої зони підшипників кочення, їх **періодично змащують** рідкими мінеральними та пластичними мастилами.

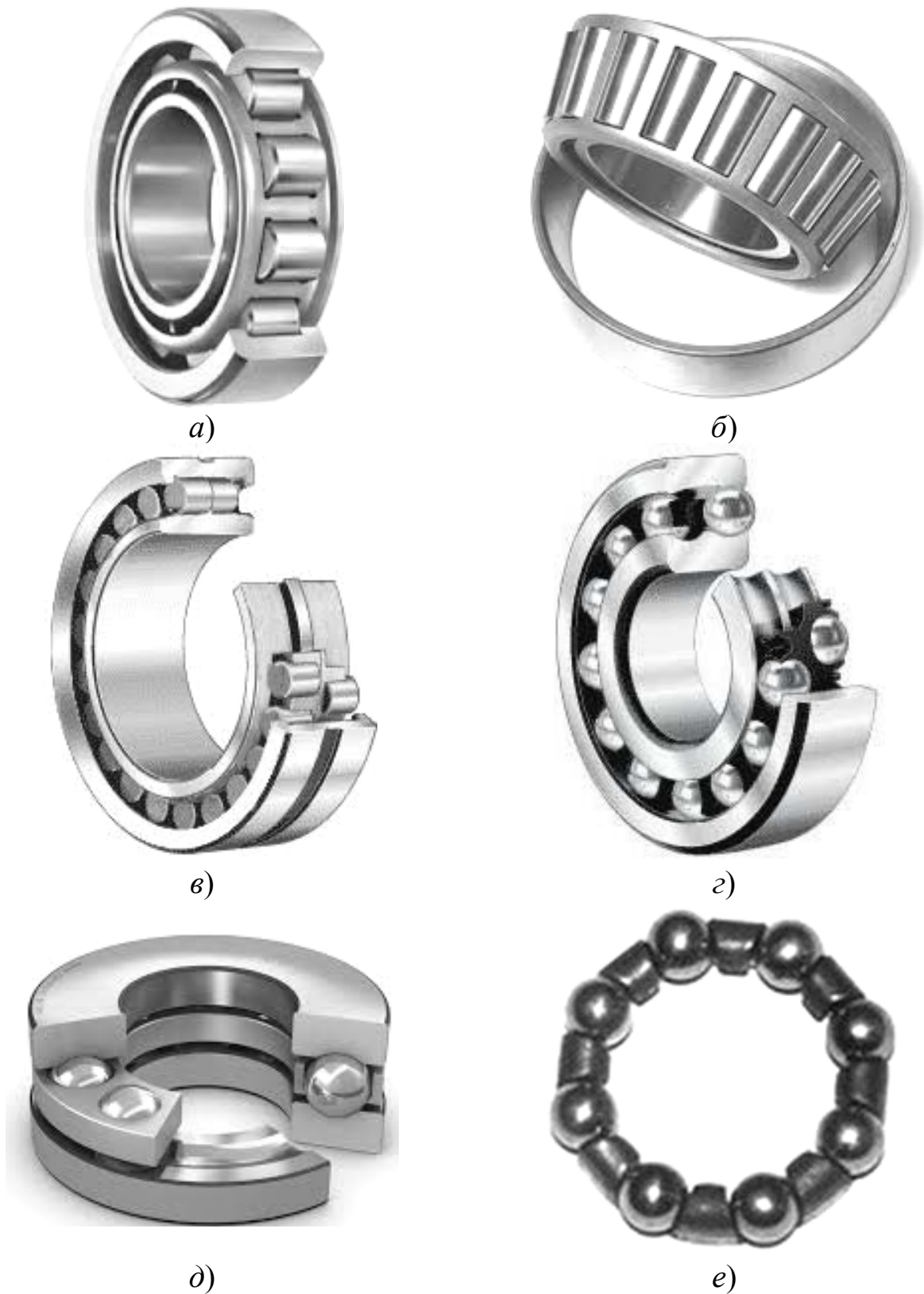


Рисунок 5.1 –
Підшипник
кочення
(об'ємне
зображення)



1 – внутрішнє кільце;
2 – сепаратор;
3 – захисна шайба;
4 – тіло кочення (кулька);
5 – зовнішнє кільце

Рисунок 5.2 –
Будова
кулькового
підшипника



а) роликовий радіальний з короткими циліндричними роликами; б) роликовий конічний однорядний радіально-упорний; в) роликовий радіальний сферичний дворядний; г) кульковий радіальний сферичний дворядний; д) кульковий упорний однорядний; е) кульковий без зовнішнього і внутрішнього кілець

Рисунок 5.3 – Підшипники (вальниці) кочення (об’ємне зображення)

Рідкі мастила використовують для забезпечення мінімальних втрат на тертя і при підвищених робочих температурах підшипників.

Чим більше навантаження на підшипник і вища температура, тим вищою повинна бути в'язкість мастила.

Змащування підшипників рідкими мастилами здійснюють зануренням їх у масляну ванну, розбризкуванням, мастильним туманом або крапельним способом.

Під час змащування підшипників кочення зануренням у масляну ванну горизонтальний рівень мастила повинен бути вище від центра нижнього тіла кочення.

Пластичні мастила закладають у підшипникові гнізда корпусів на 0,3...0,6 їхнього вільного об'єму і періодично поповнюють.

Найдоцільніше використовувати пластичні мастила для підшипників, розміщених у важкодоступних місцях, та підшипників, що працюють у забрудненому середовищі.

Якщо підшипники кочення працюють в умовах особливо високих температур, то для них застосовують **тверді мастильні матеріали** у розпиленому стані – графіт і дисульфід молібдену.

Під час експлуатації підшипників у різних машинах виникають втрати потужності. **Причини втрат потужності:**

- тертя в опорах;
- тертя між тілами кочення і кільцями;
- тертя тіл кочення до сепараторів і сепараторів до кілець;
- опір мастила;
- тертя в ущільненнях, особливо контактних.

Можливі також втрати на тертя, пов'язані з похибкою форми тіл кочення і кілець, перекосом роликів і т.ін.

Момент тертя T_T у підшипниках кочення можна визначати експериментально. Для цього використовують спеціальну установку типу ДМ-28М. Дослідження виконують методом маятника.

У лабораторній роботі одночасно випробовують чотири підшипники, навантажених силою F .

Залежно від кріплення підшипників на валу та у корпусі випробовуваної головки (рисунки 5.4 і 5.5) на кожен підшипник діє радіальна сила

$$F_R = \frac{1}{4} F.$$

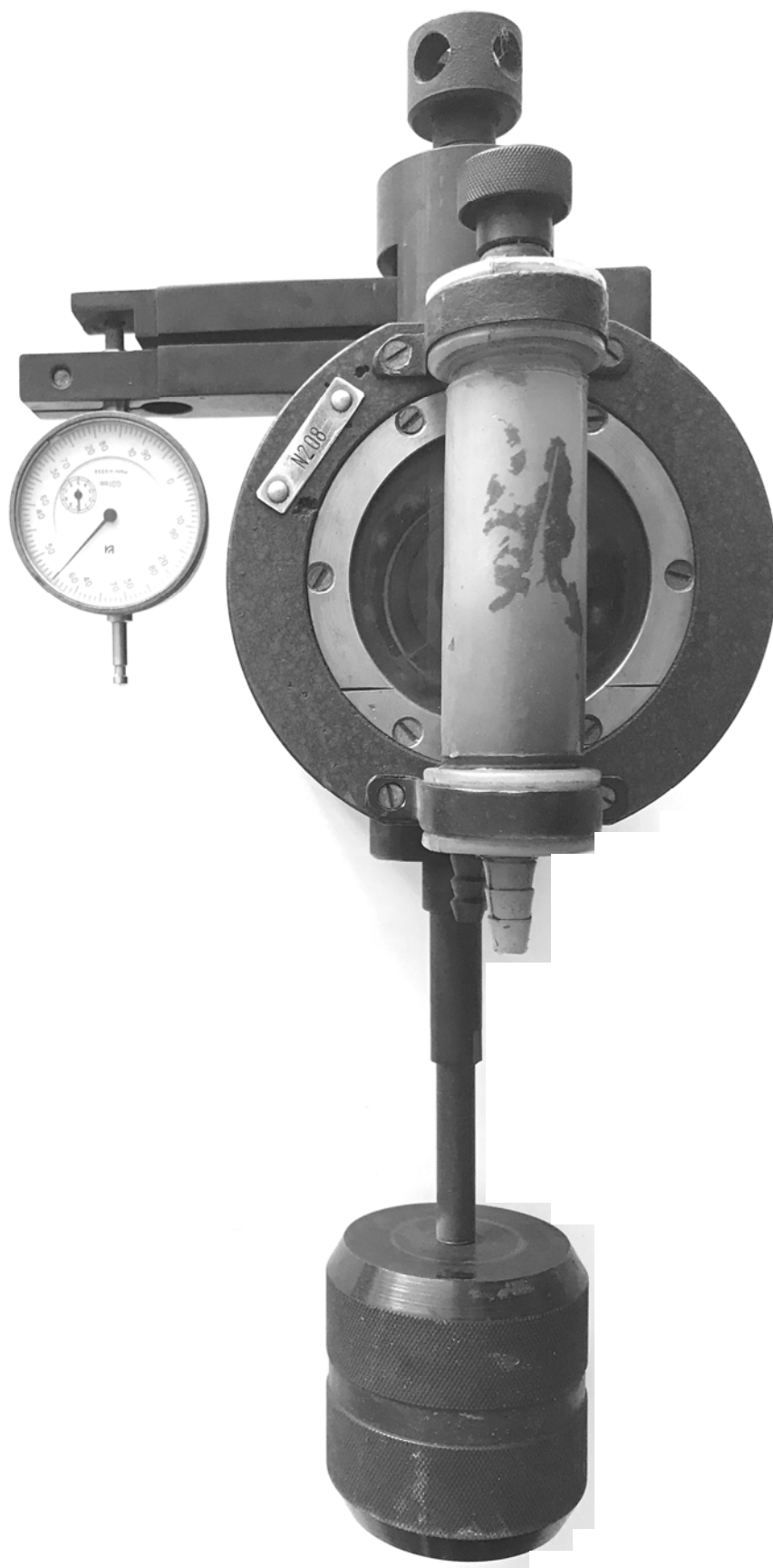


Рисунок 5.4 – Випробувальна головка з підшипниками кочення

2. Будова і принцип роботи експериментальної установки

Лабораторну роботу виконують на установці ДМ-28М.

Установка ДМ-28М (рисунки 5.6 і 5.7) призначена для визначення моменту тертя в підшипниках кочення залежно від:

- навантаження;
- швидкості обертання вала;
- рівня рідкого мастила в корпусі підшипників.

Установка ДМ-28М (див. рис. 5.7) складається з:

- корпусу 1, в якому вмонтований вал 17 з випробувальною голівкою 14 (див. рис. 5.4 і 5.5) та силовимірювальним пристроєм;
- приводу пристрою для вимірювання моменту тертя.

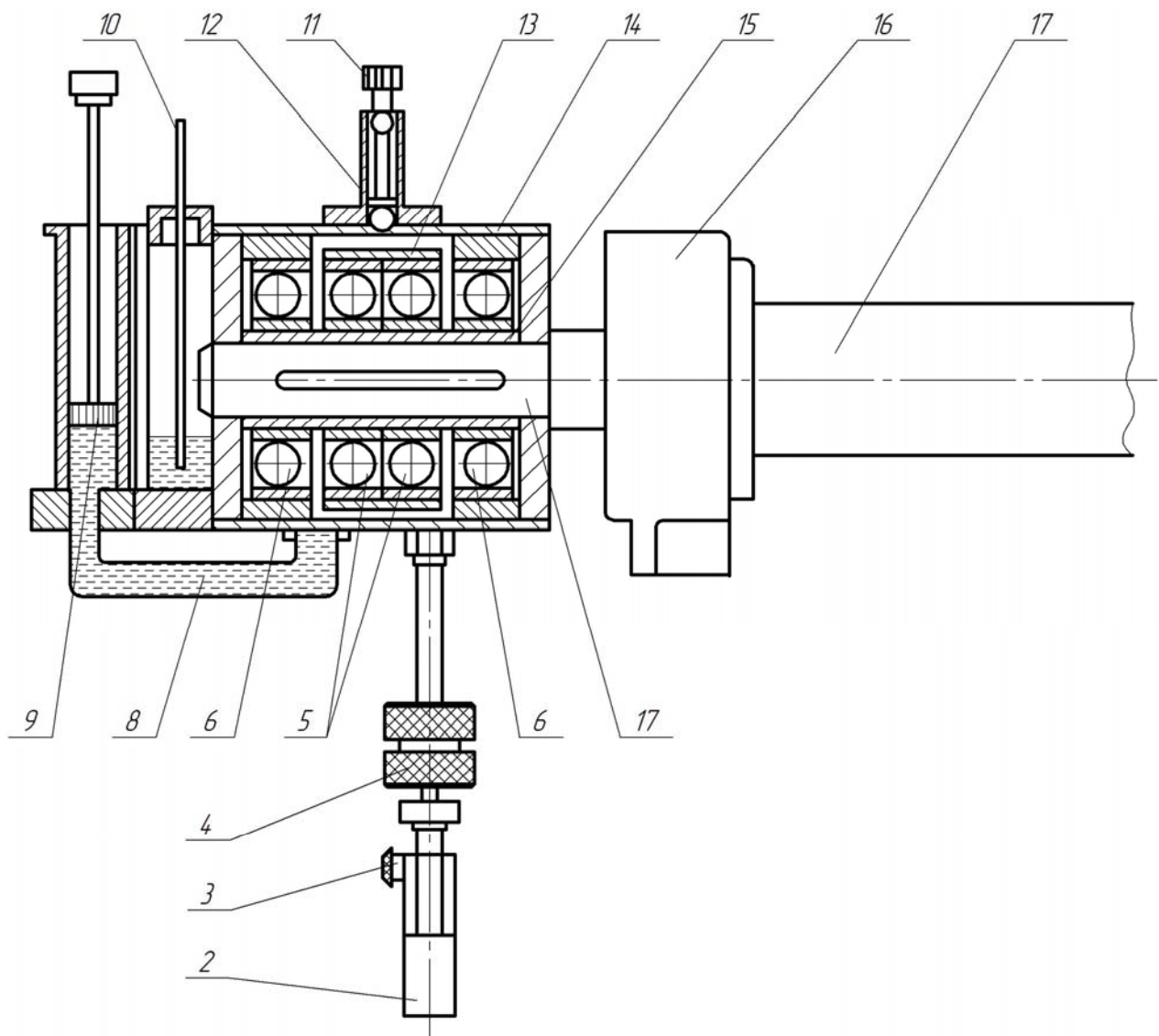


Рисунок 5.5 – Будова випробувальної голівки з підшипниками кочення

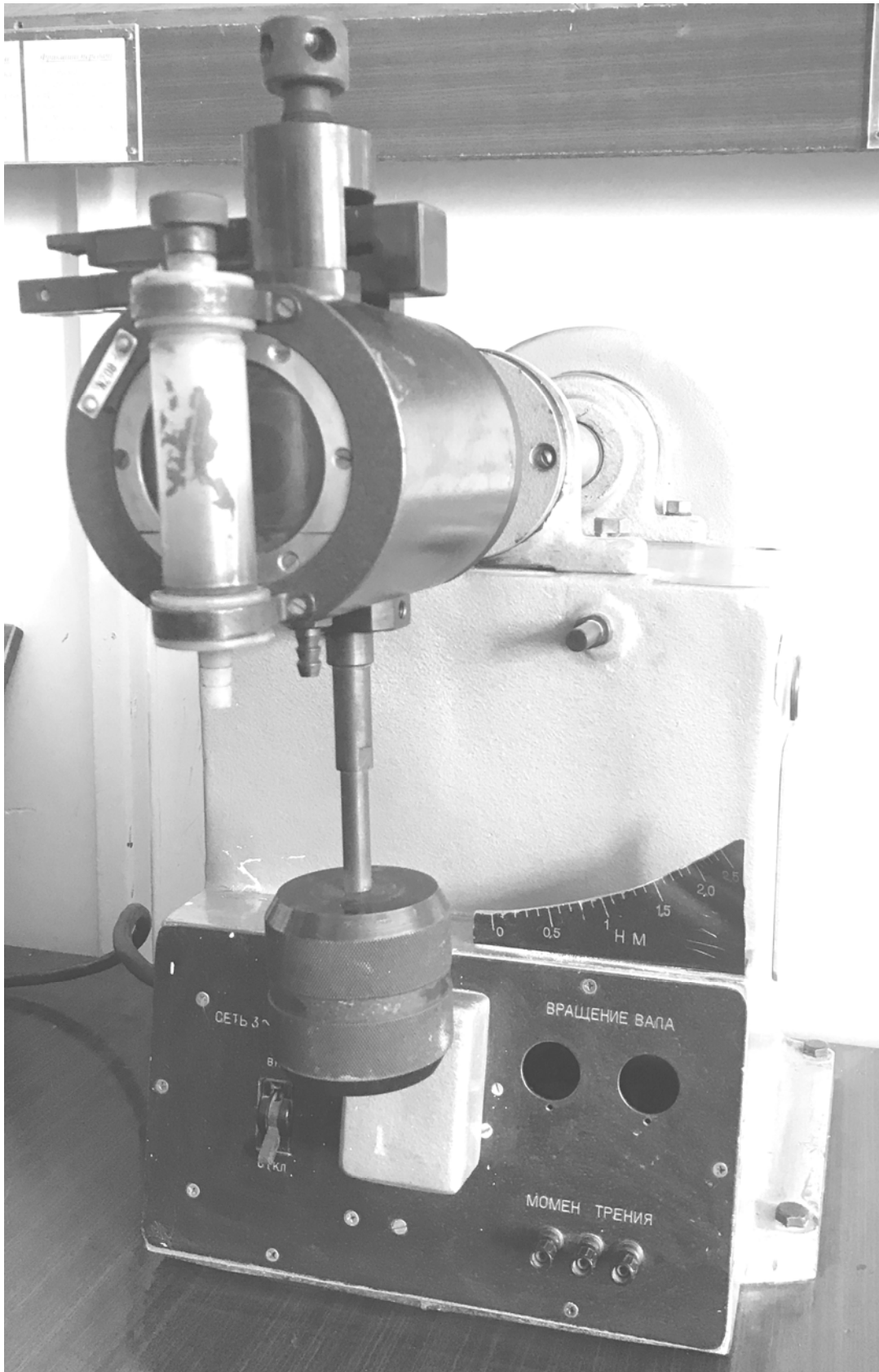


Рисунок 5.6 – Експериментальна установка типу ДМ-28М для визначення моменту тертя в підшипниках кочення

Вал 17 встановлений у двох кулькових підшипникових опорах 16 і приводиться в рух електродвигуном 29 через триступеневу клинопасову передачу 19. Натяг паса передачі здійснюється гвинтовим пристроєм (на рисунку не показано), який повертає підмоторну плиту з електродвигуном навколо осі.

Клинопасова передача 19 знаходиться в кожусі 18 з швидкознімною кришкою 20. Для натягу і доступу до передачі в корпусі є вікна, закриті кришками. Випробовувану головку 14 (див. рис. 5.4 і 5.5) встановлюють на кінці вала 17 (див. рис. 5.7), який має кульковий фіксатор.

Зовнішні кільця двох середніх підшипників 5 випробовуваної головки 14, які піддають випробуванню, вмонтовані у загальну обойму 13. Зовнішні кільця двох крайніх підшипників 6, які також піддають випробуванню, встановлені у корпус його головки 14, яка охоплює обойму 13 середніх підшипників. Внутрішні кільця підшипників 5 і 6 встановлені на вал 17 із зазором.

Навантаження підшипників 5 і 6 здійснюють за допомогою гвинта 11, корпус 12 якого з'єднаний з корпусом головки 14. Завдяки цьому середні підшипники 5 внутрішніми кільцями притискаються до втулки 15, яка насаджена на вал 17. Крайні підшипники 6 вставлені у корпус випробовуваної головки 14 і відтискаються від втулки 15.

Силівимірювальний пристрій складається з динамометричної скоби 21 та індикатора 22, протарованих в кГс.

На випробовуваній головці 14 встановлений змащувальний пристрій підшипників 5 і 6, який складається з циліндрів 8 з поршнем 9. Переміщенням поршня можна змінювати рівень мастила в підшипниках. Для змащування підшипників застосовують рідке мастило марки «Індустріальне 12», яке має в'язкість в умовних градусах Енглера 1,86...2,26 при 50° С. Для визначення початку стабільної роботи підшипників є термометр 10, який визначає температуру мастила. Момент тертя, який виникає у підшипниках 5 і 6, буде відхиляти в бік випробовувану головку 14 корпуса та обойму 13 двох середніх підшипників 5.

Закріплений на корпусі головки 14 маятник з вантажем 4 буде утримувати корпус від обертання і відхилятися на деякий кут залежно від величини моменту.

Величину моменту тертя в підшипниках показує закріплена на маятнику стрілка 26 на шкалі 27. Шкала протарована в кГс·см.

Для зрівноваження головки в зборі є вантаж 23, який переміщують на різьбі по штанзі 24. Для обмеження повороту головки під час пуску електродвигуна встановлені обмежувальні упори 25.

На цій установці вимірювання моменту тертя можна виконувати за допомогою тензодатчиків опору, наклеєних на вимірювальну пружину 28

з виводом на клеми 30, розташовані на панелі 31. Для цього необхідно ввести в зачеплення з вимірювальною пружиною натискну втулку 2, закріплену на кінці маятника, та за допомогою маховика 3 зафіксувати її.

Живлення установки здійснюється від мережі трифазного змінного струму напругою 380 В, частотою 50 Гц. Підключення установки до мережі здійснюють за допомогою кабеля 32.

Захист електрообладнання від струмів короткого замикання та перевантаження здійснюється автоматично вимикачем типу АК63-3М. На корпусі установки є болт заземлення.

Рукояткою автоматичного вимикача подають напругу на силові ланцюги та ланцюги управління.

Пуск електродвигуна здійснюють натисканням кнопки 33 (чорного кольору) з написом «пуск». Зупинку електродвигуна здійснюють натисканням кнопки 34 (червоного кольору) з написом «стоп».

Технічна характеристика установки ДМ-28М

Типи досліджуваних підшипників	кульковий підшипник радіальний однорядний 208 ГОСТ 8338-75
	кульковий підшипник радіальний однорядний 308 ГОСТ 8338-75
	кульковий підшипник радіальний сферичний дворядний 1208 ГОСТ 5720-75
	роликотпідшипник конічний однорядний 7208 ГОСТ 333-79
Максимальне зусилля навантаження	11,8 кН
Частота обертання вала	970, 1880, 2860 об/хв
	102, 197, 300 рад/с
Метод вимірювання навантаження	за допомогою динамометричної скоби
	за допомогою індикатора годинникового типу
Метод вимірювання моменту тертя	за шкалою з допомогою маятника
	тензодатчиками опору
Живлення	від мережі трифазного змінного струму напругою 380В, частотою 50 Гц
Привод	електродвигун А02-11-4; потужність $P = 0,6$ кВт, частота обертання вала $n = 1350$ об/хв (141 рад/с) (ГОСТ 183-66)
Габаритні розміри установки	довжина × ширина × висота 700 × 400 × 745 мм

3. Порядок виконання лабораторної роботи

3.1. Опрацювати методичні вказівки до лабораторної роботи.

3.2. Підготувати таблицю 5.1.

3.3. Вивчити будову, технічну характеристику та принцип роботи установки ДМ-28М. З'ясувати завдання досліджень.

3.4. Встановити на консоль вала 17 випробувальну головку 14, закріпивши її за допомогою фіксатора 7 (за вказівкою викладача або лаборанта), створивши в ній за допомогою пристрою 8 і 9 мінімальний рівень мастила.

3.5. Встановити частоту обертання вала $n = 970$ об/хв.

3.6. Увімкнути установку в мережу та дати їй пропрацювати на холостому ході протягом 4...6 хв.

3.7. Переконавшись у справності роботи установки, почати вимірювання моменту тертя випробовуваних підшипників.

Початковий відлік моменту тертя виконати без навантаження.

Вимірювання моменту тертя можна виконувати за шкалою відхилення стрілки маятника або за допомогою вимірювальної пружини (з тензодатчиками опору), тензопідсилювача та відповідного вимірювального приладу (наприклад, шлейфового осцилографа). Потім, вимикаючи двигун кожного разу, створити гвинтом 11 навантаження на підшипники відповідно 2,0; 4,0; 6,0; 8,0; 10,0; 11,8 кН та визначити момент тертя.

Досліди виконати не менше трьох разів. Дані внести у таблицю 5.1.

3.8. Встановити частоту обертання вала $n = 1880$ об/хв та виконати випробування згідно з пп. 3.4...3.5.

3.9. Встановити частоту обертання вала $n = 2860$ об/хв та виконати випробування згідно з пп. 3.4...3.5.

3.10. Наступні випробування виконати, заповнивши підшипники мастилом. Рівні заповнення мастилом прийняти: 1) по центру нижньої кульки підшипника; 2) до занурення в мастило нижньої частини внутрішнього кільця підшипника.

Випробування виконати згідно з пп. 3.4...3.5.

3.11. Визначити приведені коефіцієнти тертя для різних умов роботи підшипників. Отримані дані внести у таблицю 5.1 (під час реєстрації досліджень таблицю 5.1 доповнити відповідними графами).

3.12. Побудувати графіки залежності моменту тертя від сили $T_{TP} = T(F)$ та приведеного коефіцієнта тертя від сили $f_{np} = f_{np}(F)$ для різних рівнів мастила, а також графіки залежності приведеного коефіцієнта тертя від частоти обертання вала $f_{np} = f_{np}(n)$. Скористатися тарувальним графіком динамометричної скоби (рисунок 5.8).

3.13. Проаналізувати результати досліджень, зробити висновки.

3.14. Оформити звіт.

Таблиця 5.1 – Результати досліджень

Параметри для досліджень			Сила, F , кН								
			0	2,0	4,0	6,0	8,0	10,0	11,8		
Частота обертання вала	$n=970$ об/хв	Момент тертя, T_{TP} , кНм	1								
			2								
			3								
		Середнє значення момента тертя, $T_{TP.C}$, кНм									
	Коефіцієнт тертя приведений, f_{np}										
	$n=1880$ об/хв	Момент тертя, T_{TP} , кНм	1								
			2								
			3								
		Середнє значення момента тертя, $T_{TP.C}$, кНм									
	Коефіцієнт тертя приведений, f_{np}										
	$n=2860$ об/хв	Момент тертя, T_{TP} , кНм	1								
			2								
3											
Середнє значення момента тертя, $T_{TP.C}$, кНм											
Коефіцієнт тертя приведений, f_{np}											

Тарувальний графік

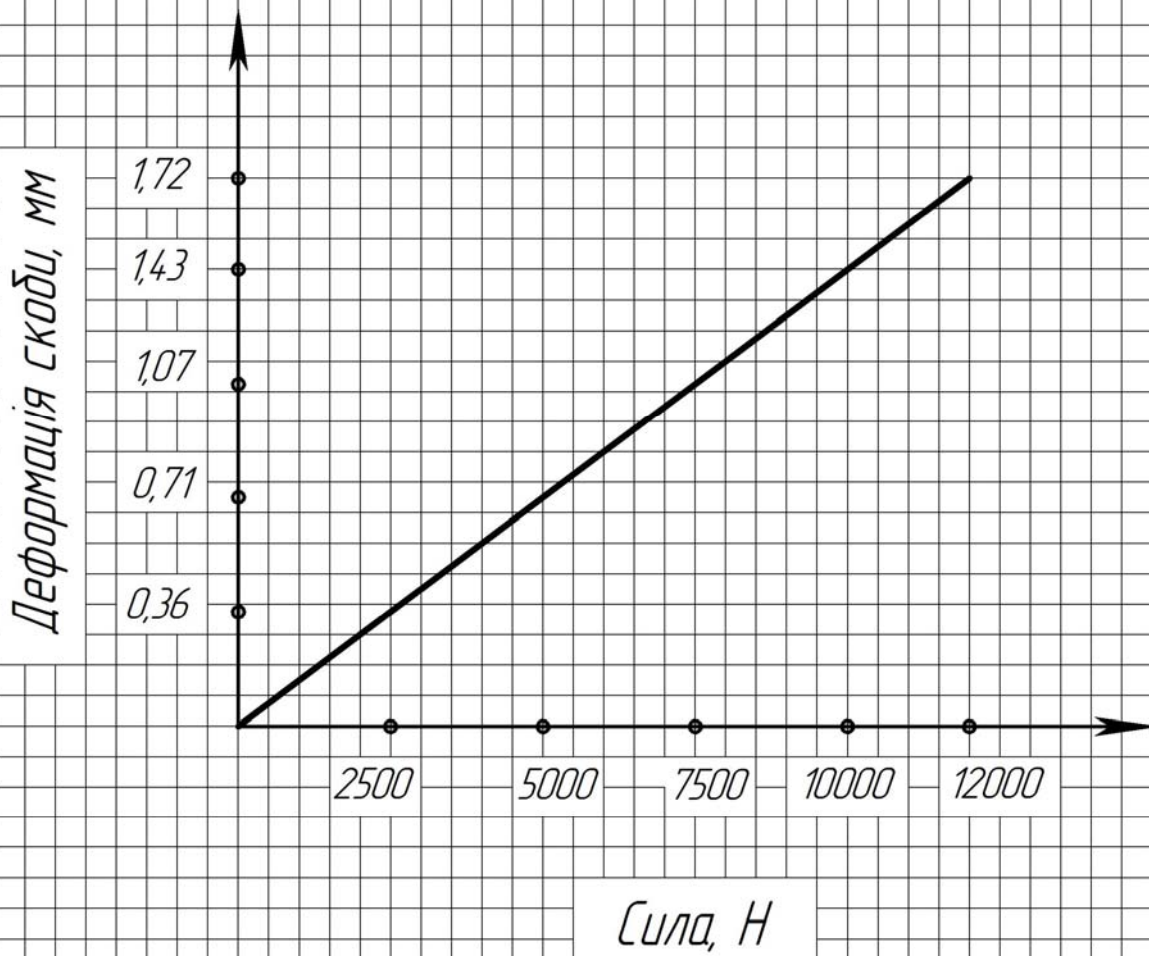


Рисунок 5.8 – Тарувальний графік

Питання для самоперевірки під час підготовки до лабораторної роботи

1. Чим обумовлені втрати потужності в опорах кочення?
2. Обґрунтуйте характер тертя між тілами кочення і кільцями.
3. Як визначають момент тертя в підшипниках кочення?
4. Які переваги та недоліки підшипників кочення порівняно з підшипниками ковзання?
5. Які розрізняють види підшипників кочення за формою тіл кочення та за напрямом сприйнятого ними навантаження?
6. Що таке стандартні розмірні серії підшипників кочення?
7. Як розрізняють серії підшипників кочення, де і коли їх використовують?
8. Які є основні види кулькових та роликових підшипників за конструкцією та де їх застосовують?
9. Які особливості конструкції та роботи голчастих підшипників та де їх застосовують?
10. Які переваги та недоліки кулькових підшипників порівняно з роликопідшипниками?
11. Які існують способи встановлення та закріплення підшипників кочення на валах та в корпусах?
12. Для чого застосовують змащування в підшипниках кочення і як його здійснюють?
13. Які види ущільнювальних пристроїв використовують у підшипниках кочення та де саме?
14. Як розраховують підшипники кочення на довговічність за статичними навантаженням?
15. Як підбирають підшипники кочення згідно з ГОСТу?

Рекомендована література

1. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. С. 491-495.
2. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1976. С. 329-331.
3. Подшипники качения. Каталог-справочник. М.: НИИАТОПРОМ, 1972.

Лабораторна робота № 6 ВИПРОБУВАННЯ ЗАПОБІЖНИХ МУФТ

Мета роботи: ознайомитися з будовою та принципом роботи запобіжних муфт; експериментально визначити момент їх спрацьовування.

Матеріальне забезпечення: установка ДМ-40; кулачкова, конусна, кулькова та дискова запобіжні муфти; набір ключів; технічна документація; навчальні плакати; методичне забезпечення; відео-матеріали.

1. Теоретичні відомості до вивчення теми

Муфти – це пристрої, які призначені для з'єднання двох валів між собою або з деталями, насадженими на вал (зубчастими колесами, шківками, зірочками), для передавання обертового моменту.

Основною характеристикою муфт є *обертовий момент*, на передавання якого вона розрахована. Інші важливі показники конструкцій муфт: гранична частота обертання, габаритні розміри, маса і момент інерції муфти щодо осі обертання.

Муфти, які найчастіше застосовують як самостійні складальні одиниці, *стандартизовані*. Їх не розраховують, а підбирають за обертовим моментом за довідниками.

Запобіжні муфти спрацьовують (розмикаються), коли обертовий момент перевищує деяке наперед задане значення. Завдяки цьому вони запобігають поломкам машин під час перевантажень.

Найчастіше застосовують **запобіжні кулачкові, кулькові та фрикційні** (дискові і конусні) **муфти** (рисунки 6.1, 6.2 б, 6.3, 6.4, 6.5, 6.6) з **неруйнівними елементами**. Їх називають зчепними муфтами.

Запобіжні муфти з руйнівним елементом (штифтом, який зрізається) **застосовують під час малоїмовірних та відносно різких перевантажень приводу машин**. Вони прості за конструкцією (рисунок 6.2 а) і малогабаритні. Недоліком цих муфт є необхідність заміни зруйнованих елементів.

Запобіжні муфти встановлюють якомога ближче до місця виникнення перевантаження.

Вимоги, які ставлять до запобіжних муфт:

- надійність і безпека роботи;
- точність спрацьовування, яка визначається здатністю розімкнути кінематичний ланцюг при заданому обертовому моменті;
- можливість регулювання величини граничного обертового моменту;

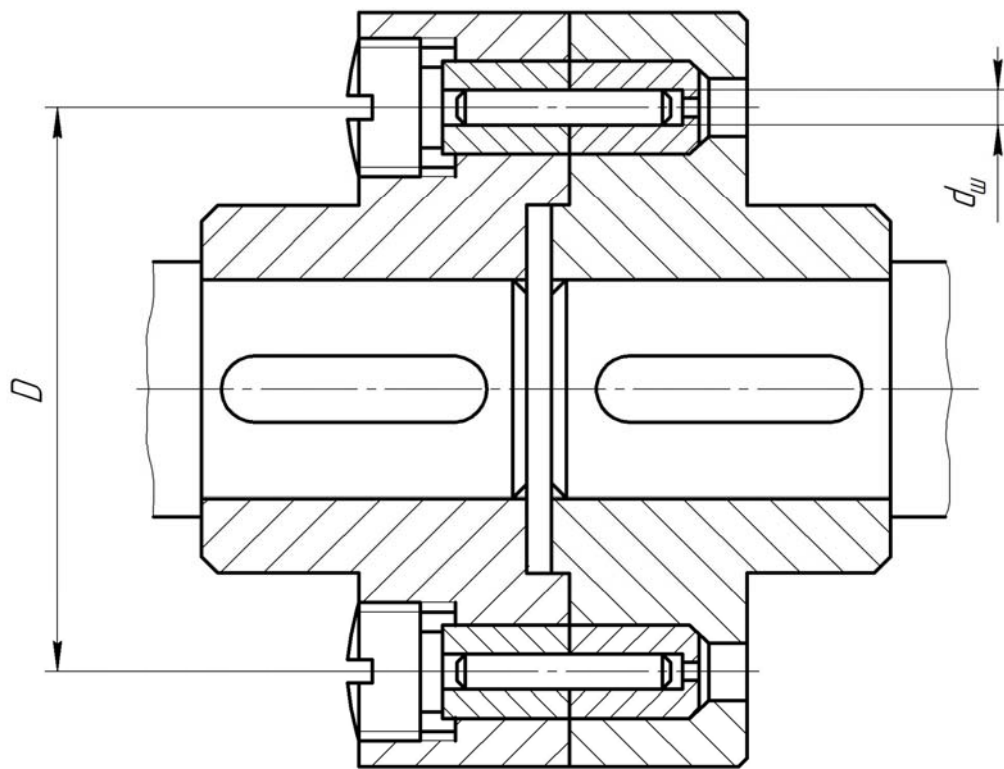
– здатність автоматично відновлювати свою працездатність після спрацювання.



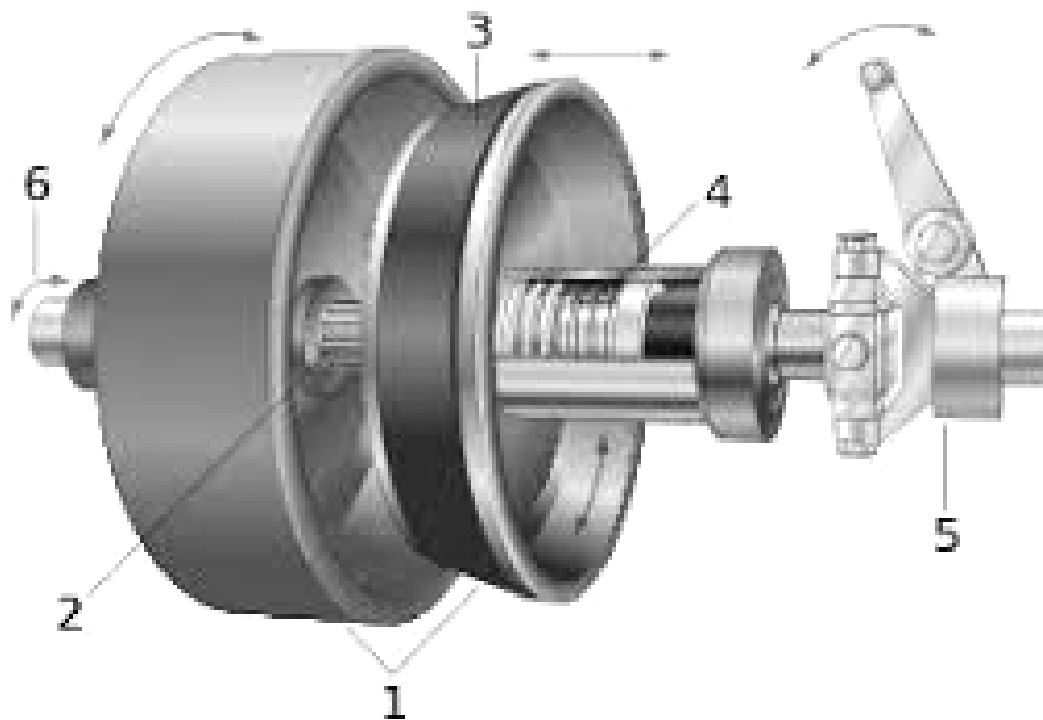
Рисунок 6.1 – Запобіжна фрикційна (дискова) муфта

Запобіжні фрикційні муфти найчастіше застосовують під час порівняно частих перевантажень. У них відсутні механізми вмикання, тобто такі запобіжні муфти постійно замкнуті, тертьові поверхні притиснуті одна до одної пружинами (див. рисунки 6.1, 6.2 б, 6.4 а, 6.5, 6.6).

У кулачкових і кулькових запобіжних муфтах (див. рис. 6.3, 6.4 б) під час перевантаження кульки або кулачки однієї півмуфти видавлюються із западин другої і муфта розмикається.



a)



б)

a) з руйнівним елементом; б) фрикційна конусна;
 1 – конуси; 2 – шліцьова ділянка вала; 3 – вкладиш з антифрикційного матеріалу; 4 – пружина; 5 – механізм керування; 6 – вал

Рисунок 6.2 – Конструктивне виконання запобіжних муфт

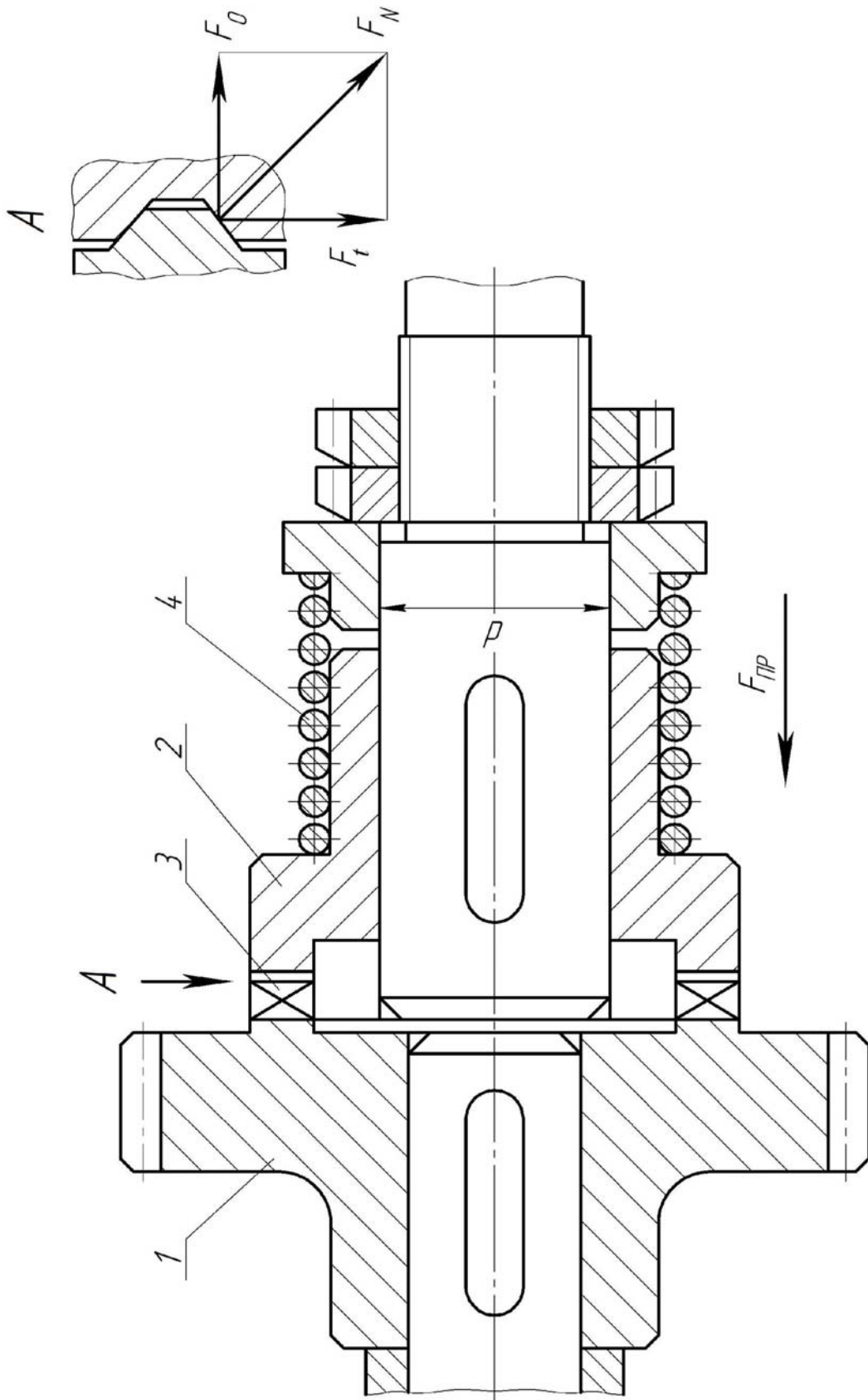
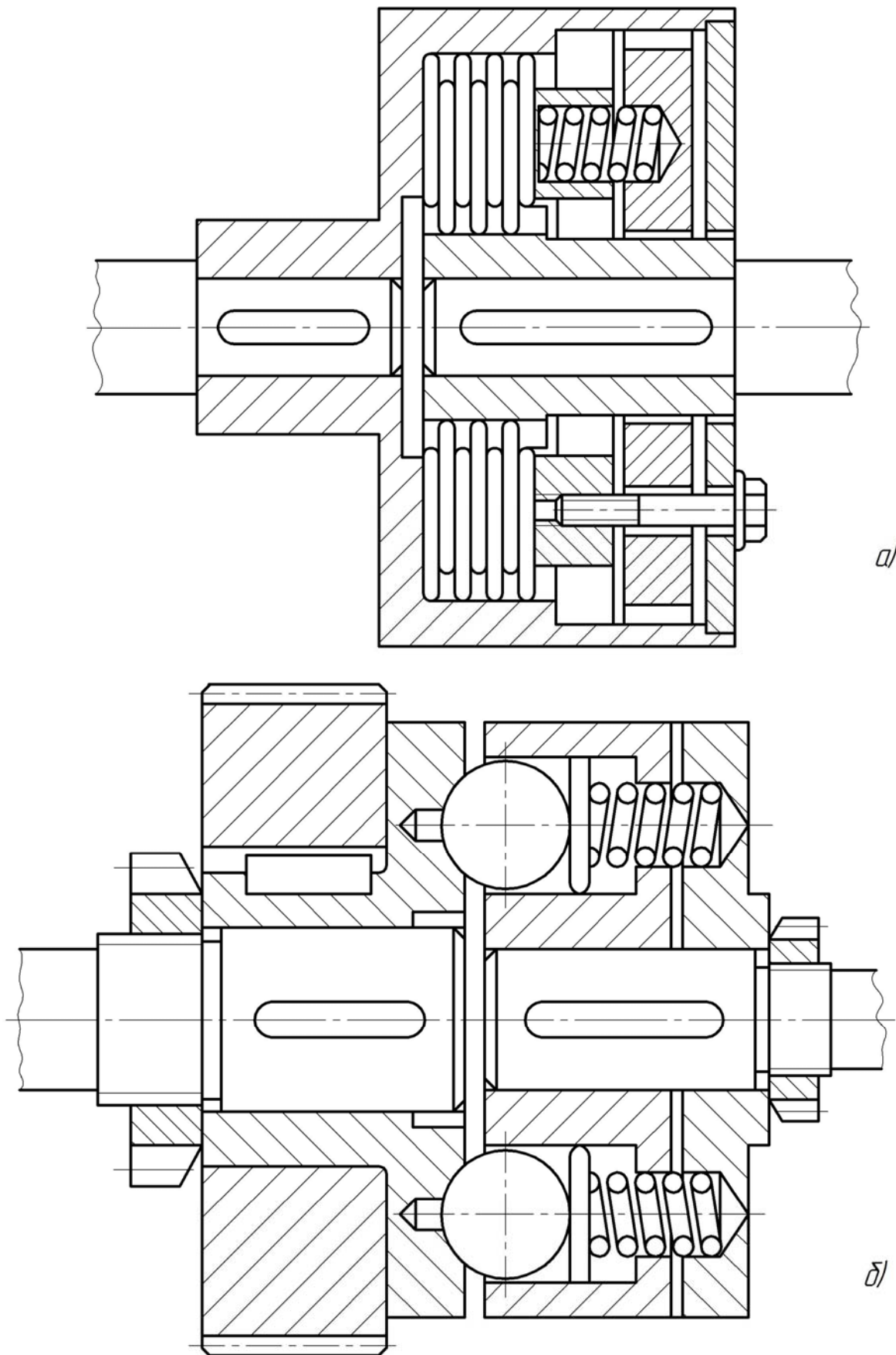


Рисунок 6.3 – Конструктивне виконання запобіжної пружинно-кулачкової муфти



а) фрикційна дискова; б) пружинно-кулькова
 Рисунок 6.4 – Конструктивне виконання запобіжних муфт

Зчіпні запобіжні муфти дозволяють багаторазове роз'єднання валів у процесі роботи (з зупинкою чи без зупинки технологічного процесу) без заміни робочих елементів. Їх застосовують при короткочасних перевантаженнях. За конструкцією вони подібні до аналогічних керованих муфт, але простіші через відсутність механізмів керування. Кінематичні схеми таких зчіпних муфт зображені на рисунках 6.5, 6.6, 6.7.

Кулачкові запобіжні муфти подібні до керованих кулачкових муфт, але не мають механізму примусового керування. Півмуфти замикаються зусиллям стиснутих пружин. Кут профілю кулачків $\alpha \geq 40^\circ$.

Для **запобіжних фрикційних муфт процес налаштування зводиться до виконання умови** – момент тертя має бути більшим від розрахункового значення крутного (обертового) моменту

$$T_{TP} \geq T_P \quad \text{або} \quad T_{TP} = K_2 \cdot T_P, \quad (6.1)$$

- де T_P – розрахункове значення крутного (обертового) моменту, Нм;
 T_{TP} – момент тертя у муфті, Нм;
 K_2 – розрахунковий коефіцієнт перевантаження, $K_2 = 1,25 \dots 1,5$ (під час проведення лабораторної роботи можна прийняти $K_2 = 1$).

Момент тертя визначають за формулами:

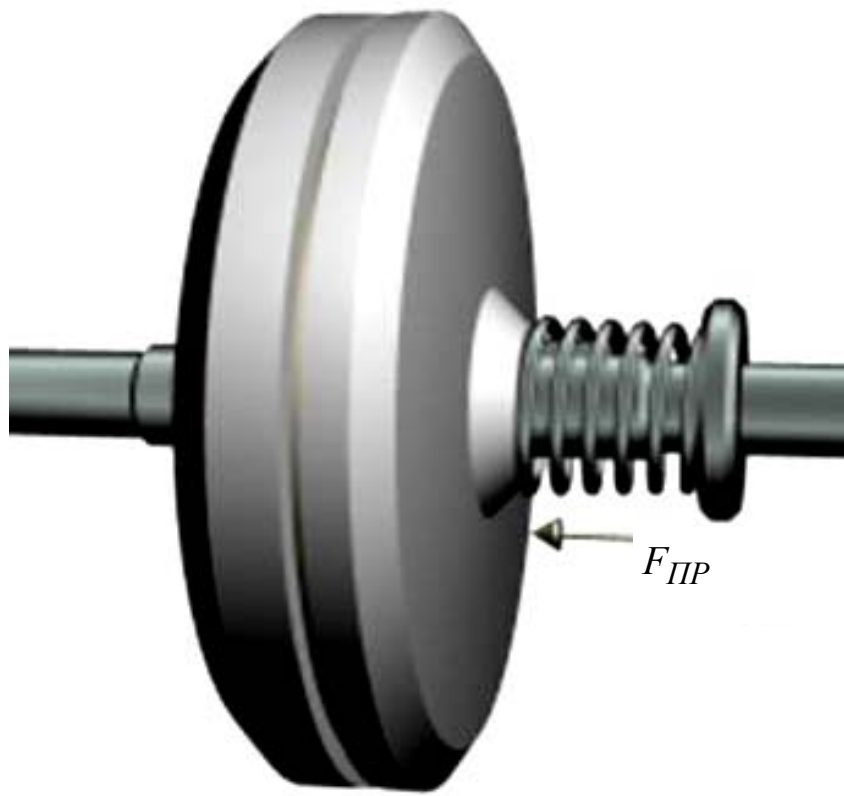
– для **фрикційної дискової муфти** (рисунок 6.5)

$$T_{TP} = F_N \cdot f_{TP} \cdot Z_D \cdot R_{TP} = F_{ПР} \cdot f_{TP} \cdot Z_D \cdot R_{CP}, \quad (6.2)$$

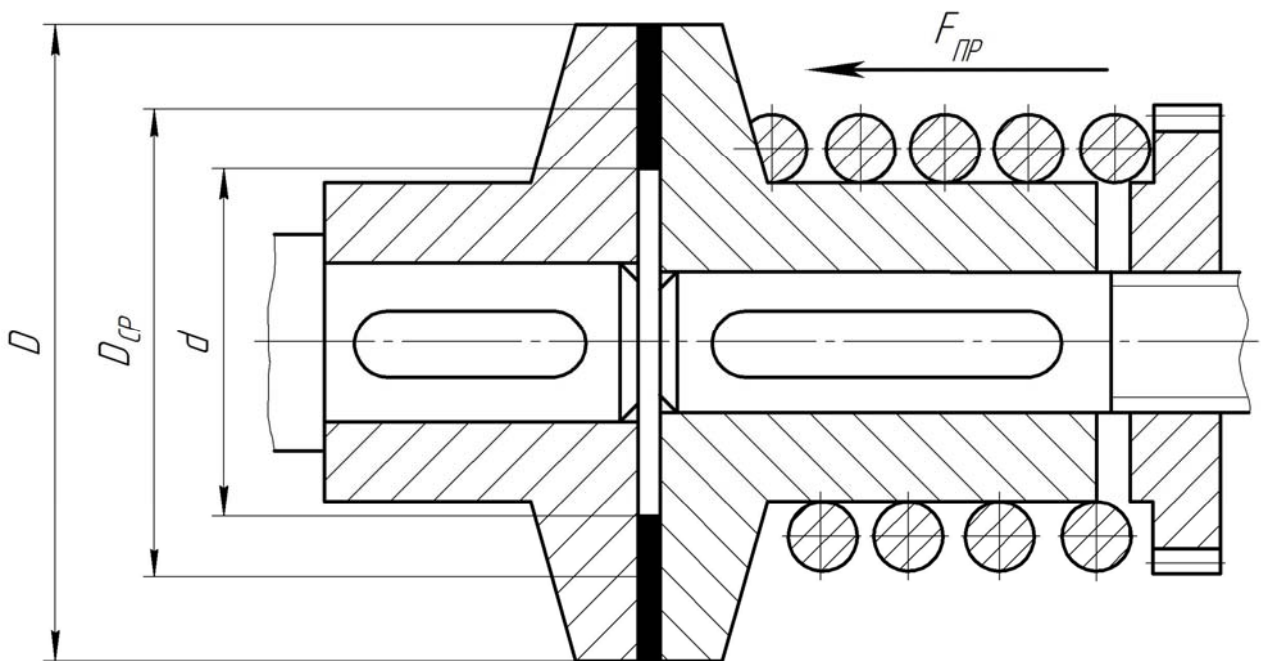
– для **фрикційної конусної муфти** (рисунок 6.6)

$$T_{TP} = F_N \cdot f_{TP} \cdot R_{CP} = F_{ПР} \cdot f_{TP} \cdot R_{CP} \cdot \sin \alpha, \quad (6.3)$$

- де F_N – нормальна сила притискання дисків один до одного (дискова муфта) або конусів (конусна муфта), дорівнює силі пружини $F_{ПР}$, Н;
 f_{TP} – коефіцієнт тертя між дисками (дискова муфта) або між конусами (конусна муфта);
 Z_D – кількість робочих поверхонь дисків;
 R_{CP} – радіус тертя дисків (дискова муфта) або конусів (конусна муфта), можна наближено прийняти за середнім значенням, $R_{CP} = (D - d) / 2$, мм;
 α – конструктивний кут (див. рисунок 6.6).



а)



б)

а) загальний вигляд; б) схема
Рисунок 6.5 – Запобіжна дискова муфта

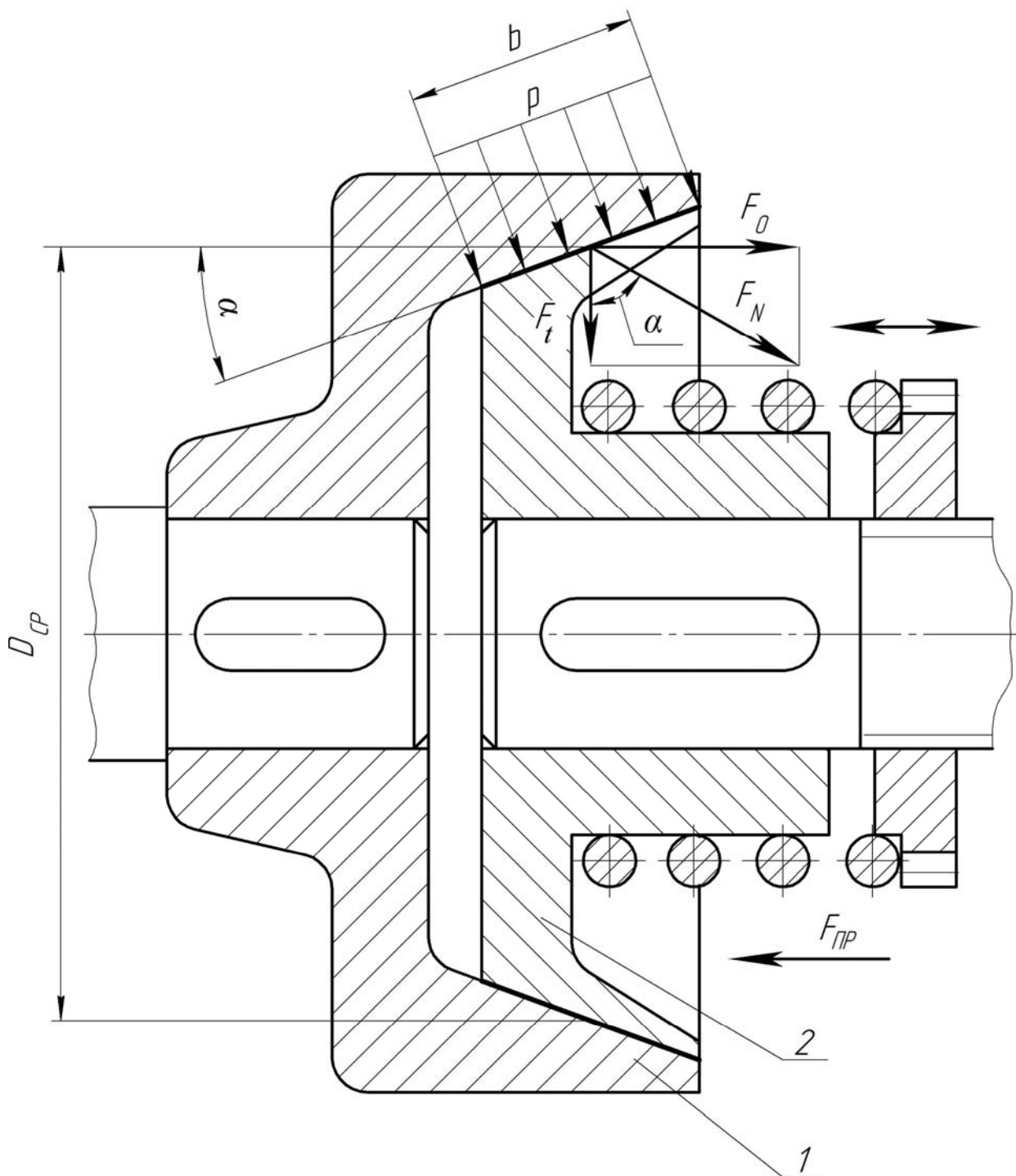


Рисунок 6.6 – Запобіжна фрикційна конусна муфта

Для налаштування **пружинно-кулачкових** (рисунок 6.7 а) і **пружинно-кулькових** (рисунок 6.7 б) **муфт** необхідно створити (деформуванням пружини) таку силу $F_{ПР}$, яка була б не менша, ніж сила осьової складової F_0 від нормальних сил у робочих зонах муфт і сила тертя $F_{ТР}$ рухомих півмуфт на їх валах при осьових переміщеннях, тобто

$$F_{ПР} = F_0 \left(1 - \frac{D_K}{d_B} \cdot f_{ТР} \right), \quad (6.4)$$

де F_0 – осьова складова нормальних сил у робочих зонах муфти, Н;
 D_K – діаметр розміщення кулачків або кульок, мм;
 d_B – діаметр вала рухомої півмуфти, мм;
 $f_{ТР}$ – коефіцієнт тертя між валами і півмуфтою.

Зачеплення кулачків порушується через осьові зміщення рухомої півмуфти під час перевантажень.

Кулачкова муфта спрацьовує тоді (рисунок 6.8), коли осьова складова F_0 зусилля, що виникає на поверхні кулачка під час передавання обертового моменту, перевищує силу $F_{ПР}$ притискання пружини

$$F_0 = \frac{2 T_P}{\pi} \cdot \operatorname{tg} (\alpha - \varphi_{ТР}), \quad (6.5)$$

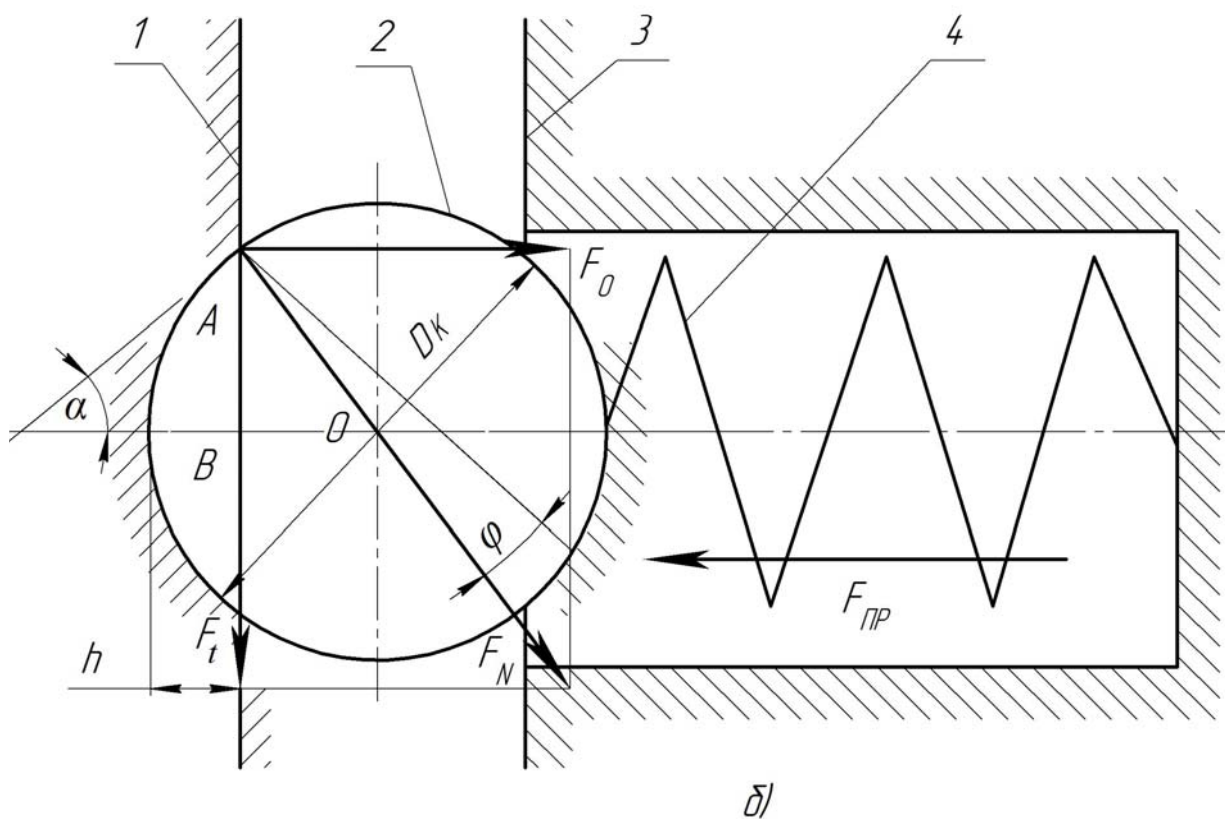
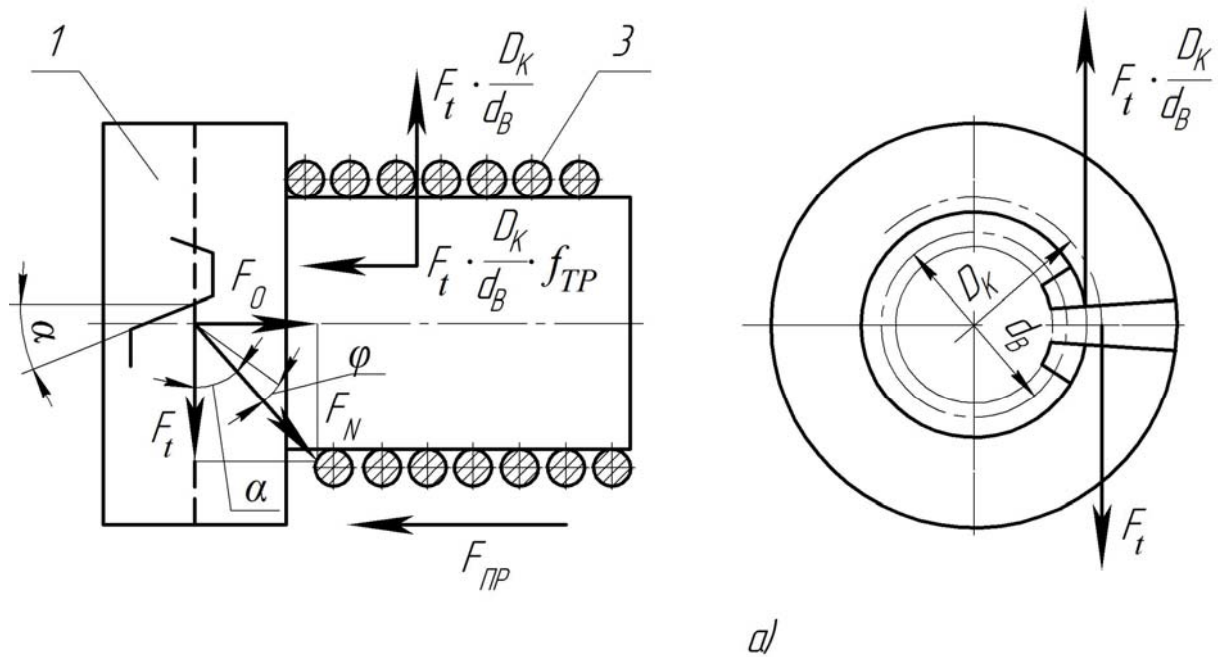
де T_P – розрахункове значення крутного (обертового) моменту, Нм;
 $\varphi_{ТР}$ – кут тертя, $\varphi = \operatorname{arctg} f_{ТР}$;
 α – конструктивний кут (див. рисунок 6.7 а, б).

Конструктивний кут визначають за формулою

$$\alpha = \operatorname{arcsin} \frac{(d_K - 2h)}{d_K}, \quad (6.6)$$

де d_K – діаметр кульки, мм;
 h – висота западини, мм.

Регулювання величини моменту, при якому відбувається розмикання запобіжних муфт, здійснюють стисканням пружин за допомогою гайок.



а) пружинно-кулачкова; б) пружинно-кулькова
Рисунок 6.7 – Кінематичні схеми запобіжних муфт

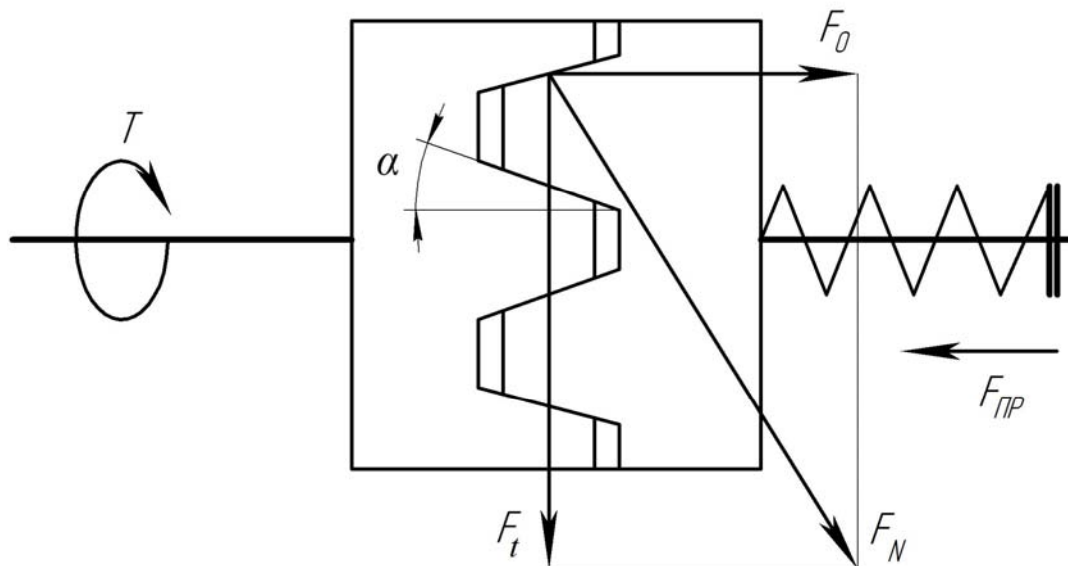


Рисунок 6.8 – Схема спрацьовування кулачкової муфти

2. Будова і принцип роботи експериментальної установки

Лабораторну роботу з випробування запобіжних муфт виконують на установці типу ДМ-40 (рисунок 6.9).

Конструкція установки ДМ-40 показана на рисунку 6.10.

Обертання від електродвигуна 6 (див. рис. 6.10) на ведений вал 21 передається через клинопасову передачу 30 і пару шестерень 29 і 20, які змонтовані в корпусі редуктора 18. Натяг клинопасової передачі здійснюється завдяки ролику з гвинтовим натяжним пристроєм 1.

Ведений вал обертається в підшипниках, які встановлені всередині зубчастого колеса 20, вал якого навантажують балансирним колодочним гальмом 17.

Гальмо дозволяє плавно змінювати силу притискання колодок, змінюючи величину навантаження за рахунок зміни момента сил тертя. Важелі гальма з'єднані штангою 12 з обіймою 16, яка встановлена на підшипниках веденого вала, що дозволяє гальмівній системі вільно коливатися навколо осі вала.

Гальмо обладнане гідравлічним демпфером 7.

Штанга через призму 9 опирається на плоску вимірювальну пружину 8, прогин якої вимірюють індикатором 3 годинникового типу з ціною поділки 0,01 мм. Індикатор має другу стрілку, яка дозволяє фіксувати максимальне значення.

Балансирна система гальма може бути зафіксована гвинтовим пристроєм 2.

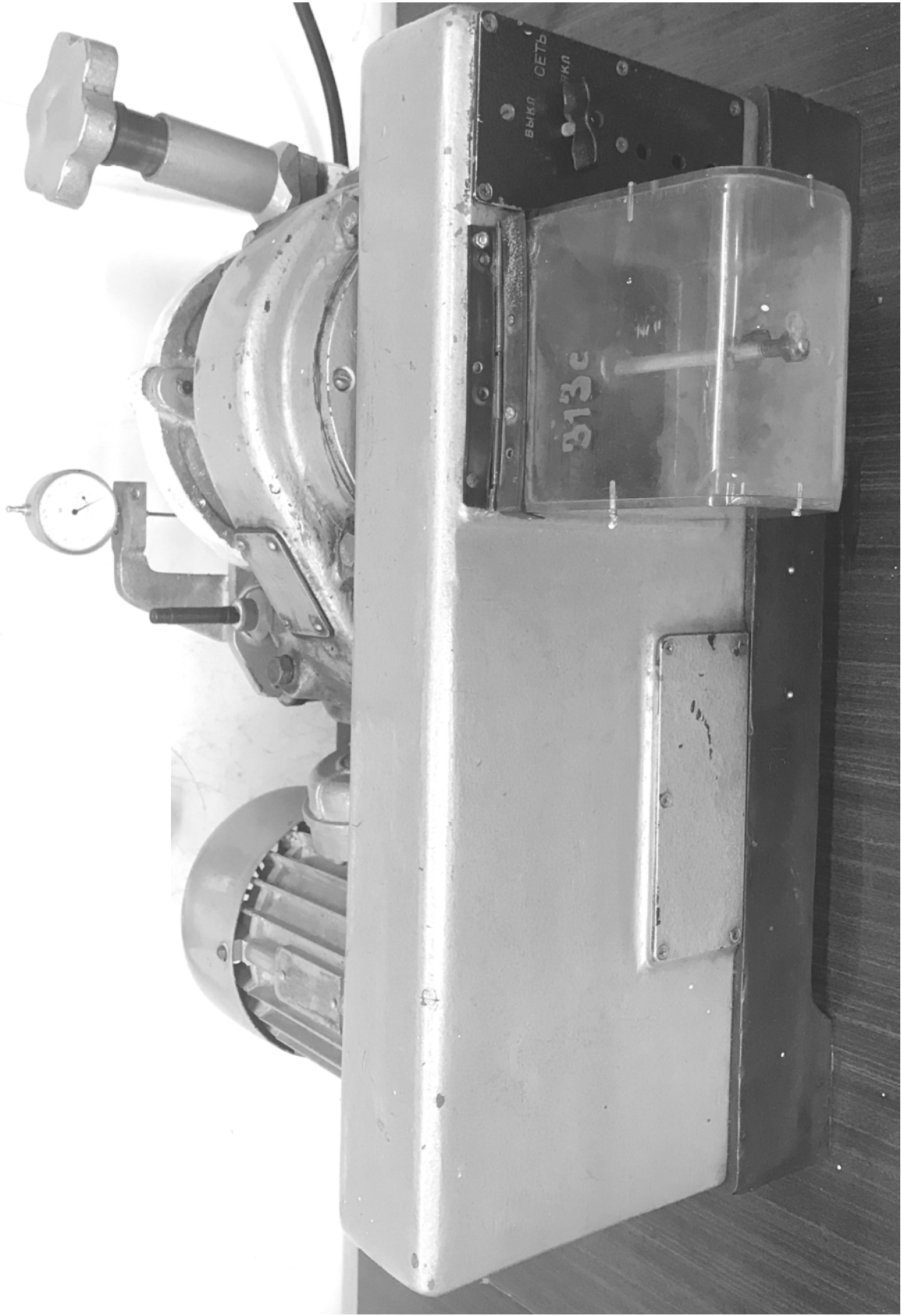


Рисунок 6.9 – Экспериментальна установка типу ДМ-40 для випробування запобіжних муфт

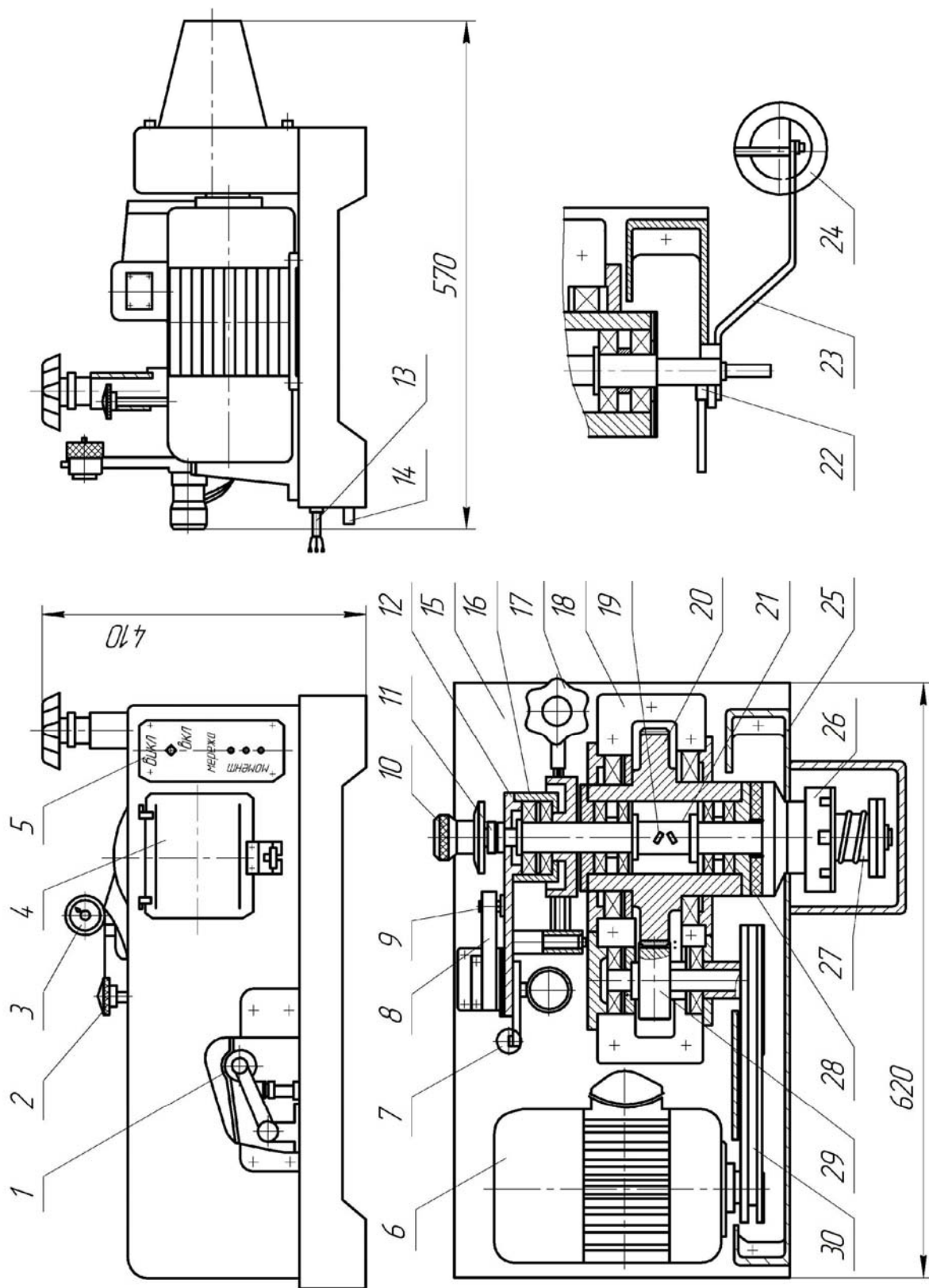


Рисунок 6.10 – Будова експериментальної установки типу ДМ-40 для випробування запобіжних муфт

Випробовувані муфти 26 – це окремі швидкоз’ємні вузли, які встановлюють на виступаючий кінець веденого вала 21 і закріплюють в осьовому напрямі. Під час закріплення муфти в установці ведуча півмуфта з’єднується із зубчастим колесом через подушку 28, що забезпечує послаблення радіальних зусиль, які діють на вимірнювальний вал.

Конструкція муфт дозволяє регулювати силу стискання півмуфти та визначити цю величину, вимірюючи довжину попередньо протарованої пружини 27. Тарувальні графіки зображені на рисунках 6.11, 6.12.

Конструкція випробовуваних в установці ДМ-40 запобіжних муфт, а саме: кулачкової, конусної, дискової, кулькової (рисунки 6.13-6.16) дозволяє регулювати силу стискання півмуфти.

Регулювання величини моменту, при якому відбувається розмикання досліджуваних запобіжних муфт (див. рис. 6.13-6.16), здійснюється стисканням пружин за допомогою гайок.

3. Порядок виконання лабораторної роботи

3.1. Опрацювати методичні вказівки до лабораторної роботи.

3.2. Підготувати таблицю 6.1.

3.3. Вивчити будову і принцип роботи установки ДМ-40. З’ясувати завдання досліджень.

3.4. Задатися розрахунковим значенням крутного моменту T_p , при якому буде відбуватися спрацьовування муфти.

3.5. Залежно від типу випробовуваної муфти (див. рис. 6.13-6.16) підрахувати необхідну осьову силу пружини.

3.6. Встановити на випробовуваній муфті (див. рис. 6.13-6.16) необхідну осьову силу пружини за допомогою регулювальних гайок, користуючись тарувальними графіками (рисунки 6.11, 6.12) пружин. Довжину стисненої пружини вимірюють штангенциркулем.

3.7. Встановити муфту на вал установки, затиснути балансиру систему гальма, включити електродвигун. Навантажити муфту до моменту, близького до спрацьовування. Дослід повторити тричі. Зафіксувати отримані значення.

3.8. Визначити середнє значення діючого моменту спрацьовування $T_{СПр}$ і порівняти його з розрахунковим.

3.9. Підрахувати коефіцієнт залишкового моменту

$$K_{ЗМ} = \frac{T_{ЗАЛ}}{T_{СПр}}, \quad (6.7)$$

де $T_{ЗАЛ}$ – момент, який передається муфтою після спрацьовування;
 $T_{СПр}$ – момент, при якому муфта спрацьовує.

Таблиця 6.1 – Результати досліджень

Параметри для досліджень	Тип муфти та її параметри											
	Кулачкова $D_K = 64$ мм; $\alpha = 45^\circ$; $d_B = 40$ мм; $\varphi_{TP} = 6^\circ$; $f_{TP} = 0,15$			Кулькова $D_K = 60$ мм; $d_K = 10$ мм; $h = 2,5$ мм; $\varphi_{TP} = 5...6^\circ$; $f_{TP} = 0,15$; α , формула (6.6)			Конусна $D_{CP} = 90$ мм; $\alpha = 20^\circ$; $f_{TP} = 0,2...0,3$			Дискова $D_{CP} = 65$ мм; $Z_D = 5$; $f_{TP} = 0,2...0,3$		
T_{TP} , Нм (кНмм)							Формула (6.3)			Формула (6.2)		
$F_{ПР. теор}$, Н	Формула (6.4)			Формула (6.4)								
Порядок дослідів	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Момент спрацьовування муфти, Нм (кНмм)	$T_{СПр}^{max}$											
	$T_{СПр}^{min}$											
Коефіцієнт точності, $K_{TЧ}$, формула (6.8)												
Коефіцієнт точності (середнє значення), $K_{TЧ. ср}$												
Момент після спрацьовування муфти, $T_{ЗАЛ}$, Нм												
Коефіцієнт залишкового моменту, $K_{ЗМ}$, формула (6.7)												
Коефіцієнт залишкового моменту (середнє значення), $K_{ЗМ. ср}$												

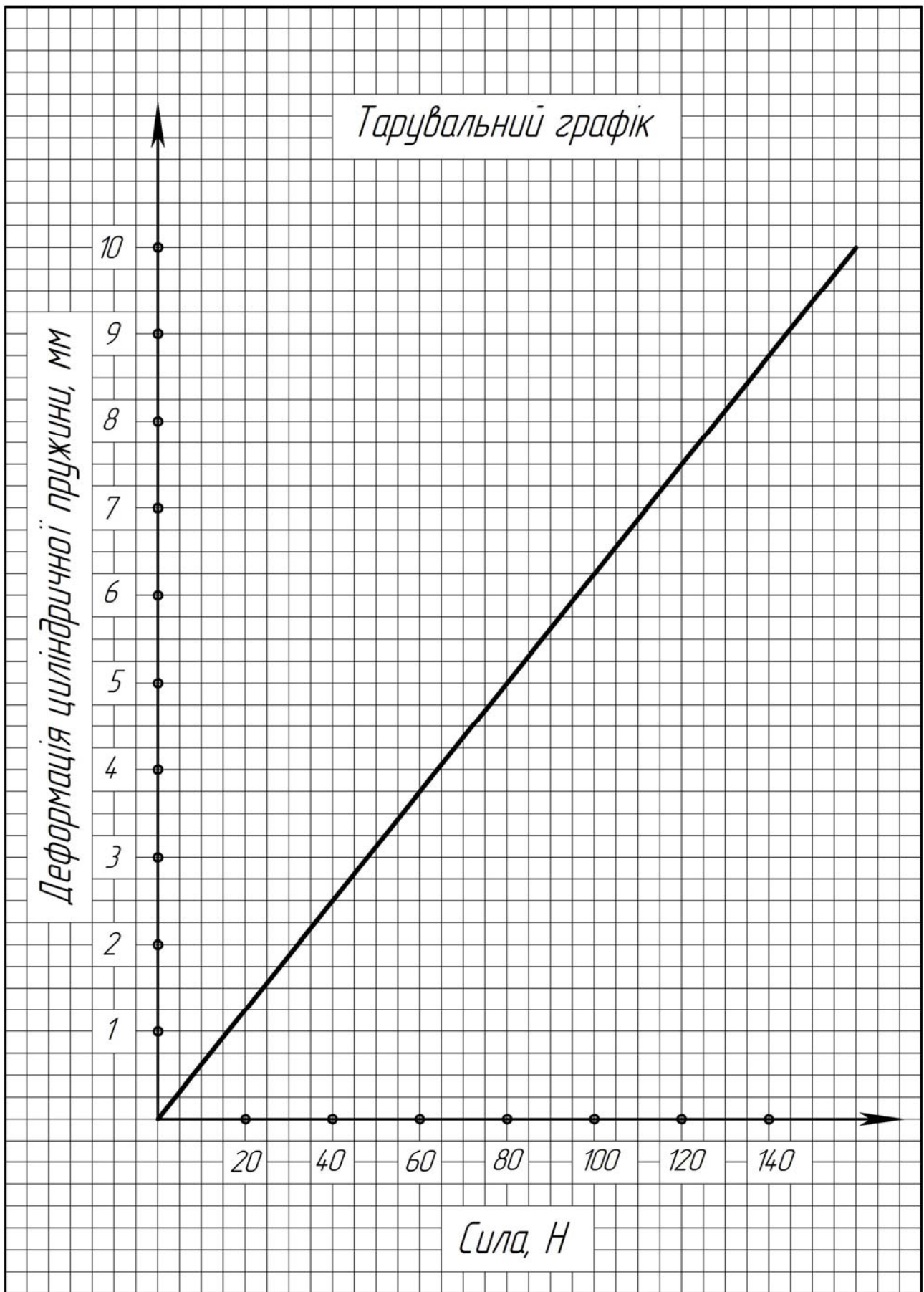


Рисунок 6.11 – Тарувальний графік циліндричної пружини

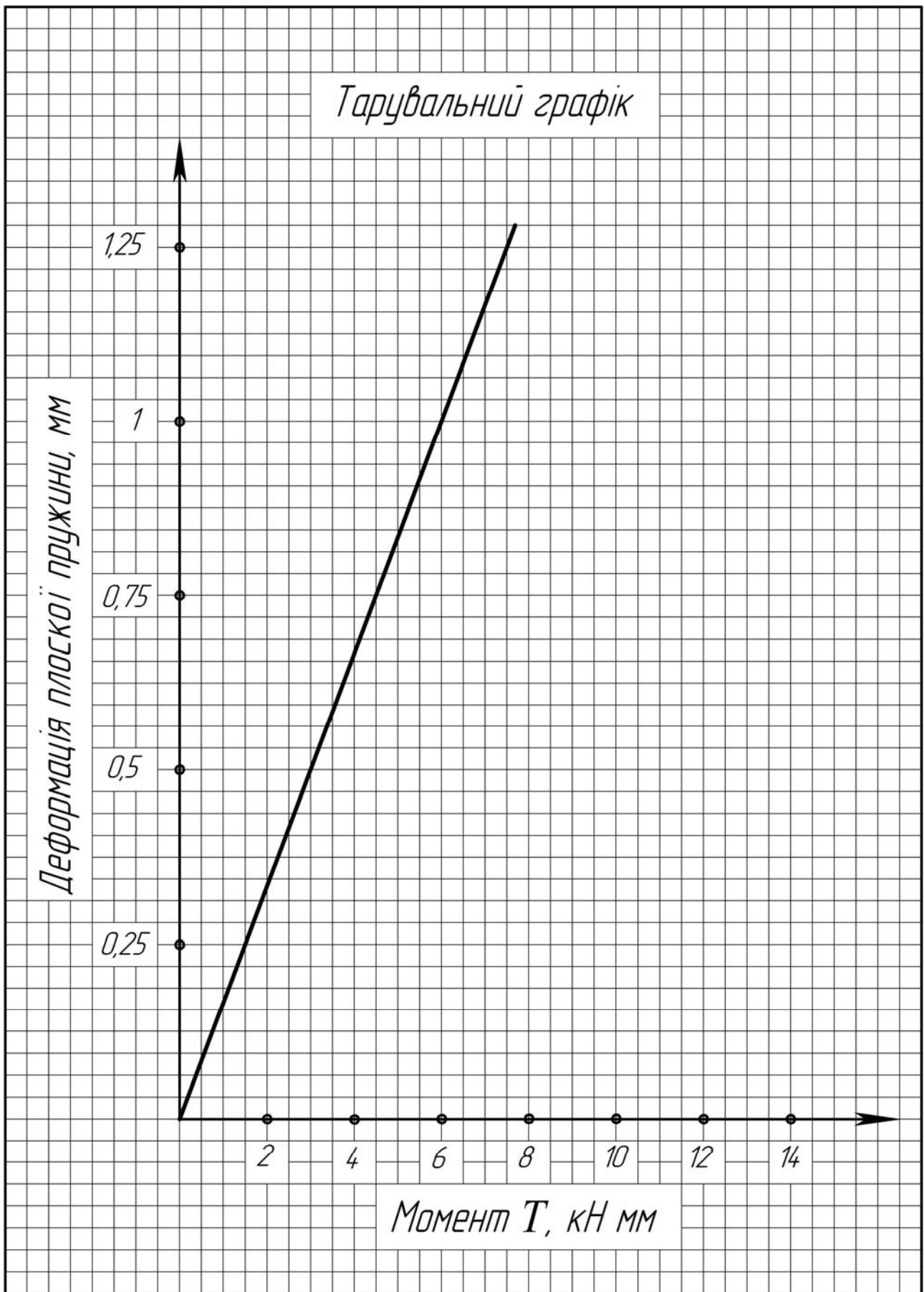


Рисунок 6.12 – Тарувальний графік плоскої пружини



Рисунок 6.13 – Випробовувана запобіжна кулачкова муфта



Рисунок 6.14 – Випробовувана запобіжна конусна муфта



Рисунок 6.16 – Випробовувана запобіжна кулькова муфта



Рисунок 6.16 – Випробовувана запобіжна дискова муфта

3.10. Визначити середнє значення дійсного моменту спрацьовування $T_{СПр}$ і порівняти його з розрахунковим.

3.11. Підрахувати коефіцієнт точності

$$K_{ТЧ} = \frac{T_{СПр}^{\max}}{T_{СПр}^{\min}}, \quad (6.8)$$

де $T_{СПр}^{\max}$ – максимальний момент спрацьовування муфти;

$T_{СПр}^{\min}$ – мінімальний момент спрацьовування муфти.

3.12. Розрахункові та експериментальні величини внести в таблицю 6.1.

3.13. Проаналізувати результати випробувань та зробити висновки.

3.14. Оформити звіт.

Питання для самоперевірки під час підготовки до лабораторної роботи

1. Призначення і область використання запобіжних муфт.
2. Класифікація запобіжних муфт.
3. Вимоги, які ставлять до запобіжних муфт.
4. Поясніть принцип роботи кулачкової запобіжної муфти.
5. Поясніть принцип роботи кулькової запобіжної муфти.
6. Поясніть принцип роботи конусної і дискової запобіжних муфт.
7. Чому фрикційні муфти мають більше використання?
8. Які переваги кулькової запобіжної муфти порівняно з кулачковою?
9. Які переваги і недоліки конусної і дискової запобіжних муфт?
10. Який порядок розрахунку кулачкових, кулькових і фрикційних муфт?

Рекомендована література

1. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1976. С. 369-371; 374-376.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. С. 583-587; 593-599.
3. Поляков В.С. и др. Справочник по муфтам. Л.: Машиностроение, 1972.

Лабораторна робота № 7 ВИЗНАЧЕННЯ ККД ГВИНТОВИХ МЕХАНІЗМІВ

Мета роботи: дослідити залежність ККД гвинтового механізму від величини осьового навантаження, виду різьби і матеріалу гайки.

Матеріальне забезпечення: установка ТММ-33М, гвинти, гайки, набір ключів, технічна документація, навчальні плакати, методичне забезпечення, відеоматеріали.

1. Теоретичні відомості до вивчення теми

Гвинтові механізми, тобто передачі гвинт-гайка (рисунок 7.1) використовують для:

- перетворення обертового руху в поступальний;
- значного виграшу в силі.

Основні переваги гвинтових механізмів:

- можливість отримати великий виграш у силі;
- висока точність переміщення;
- плавність і безшумність роботи;
- висока несуча здатність при малих габаритних розмірах;
- простота конструкції і компактність.

Недоліки гвинтових механізмів:

- великі втрати на тертя;
- низький ККД;
- обмежене застосування при великих частотах обертання.

Основний недолік гвинтових механізмів – це низький ККД. Тому передачі гвинт-гайка застосовують у механізмах, де необхідно створити великі зусилля (домкрати, преси і т.ін.), а також у механізмах точної механіки (механізми передач верстатів, вимірювальні і регулюючі механізми). Приклади застосування гвинтових механізмів показані на рисунках 7.2 і 7.3, складові елементи гвинтових механізмів на рисунку 7.4.

Для підвищення ККД гвинтових механізмів використовують різні засоби, що понижують тертя в різьбі:

- антифрикційні матеріали;
- точну обробку контактуючих поверхонь;
- змащування поверхонь тертя;
- встановлення підшипників під гайку або упорний торець гвинта;
- застосування кулькових гвинтових пар та інше.

Розподіл сил у передачі гвинт-гайка визначає ступінь навантаженості контактуючих поверхонь та обумовлена при інших різних умовах, величиною корисного навантаження і конструктивними особливостями. На ККД гвинтового механізму впливає ККД опор гвинта.

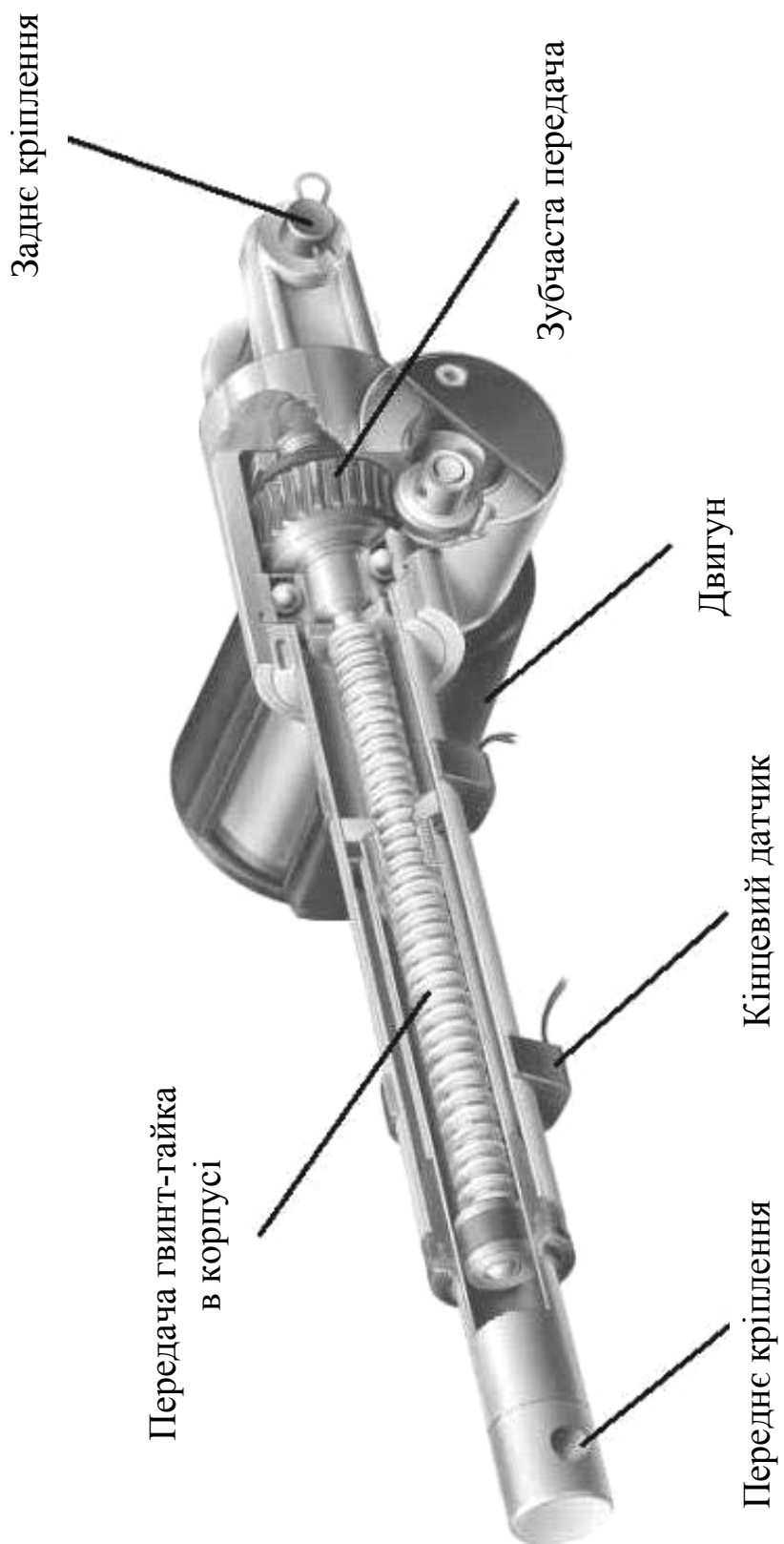


Рисунок 7.1 – Передача гвинт-гайка

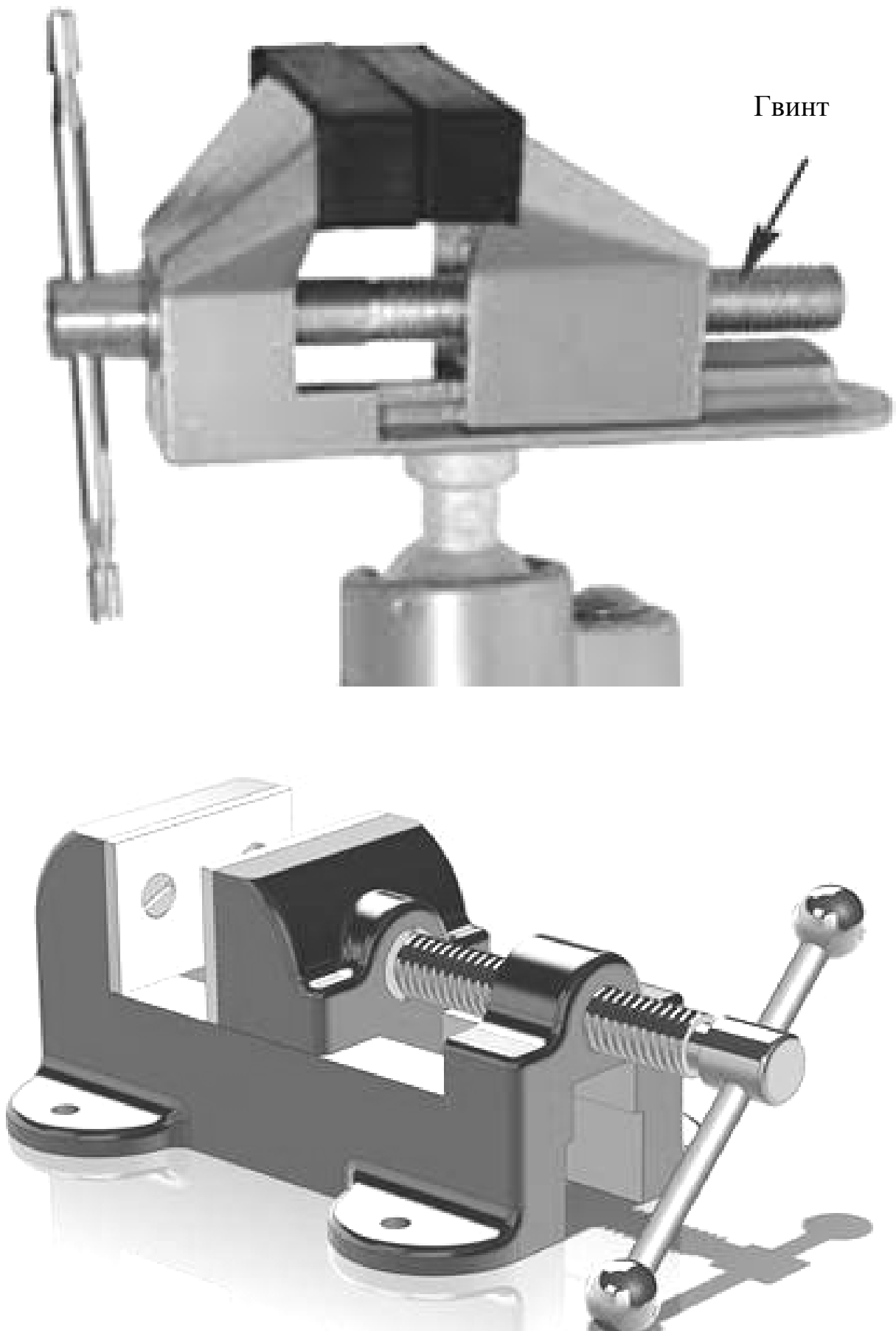


Рисунок 7.2 – Приклади застосування гвинтових механізмів

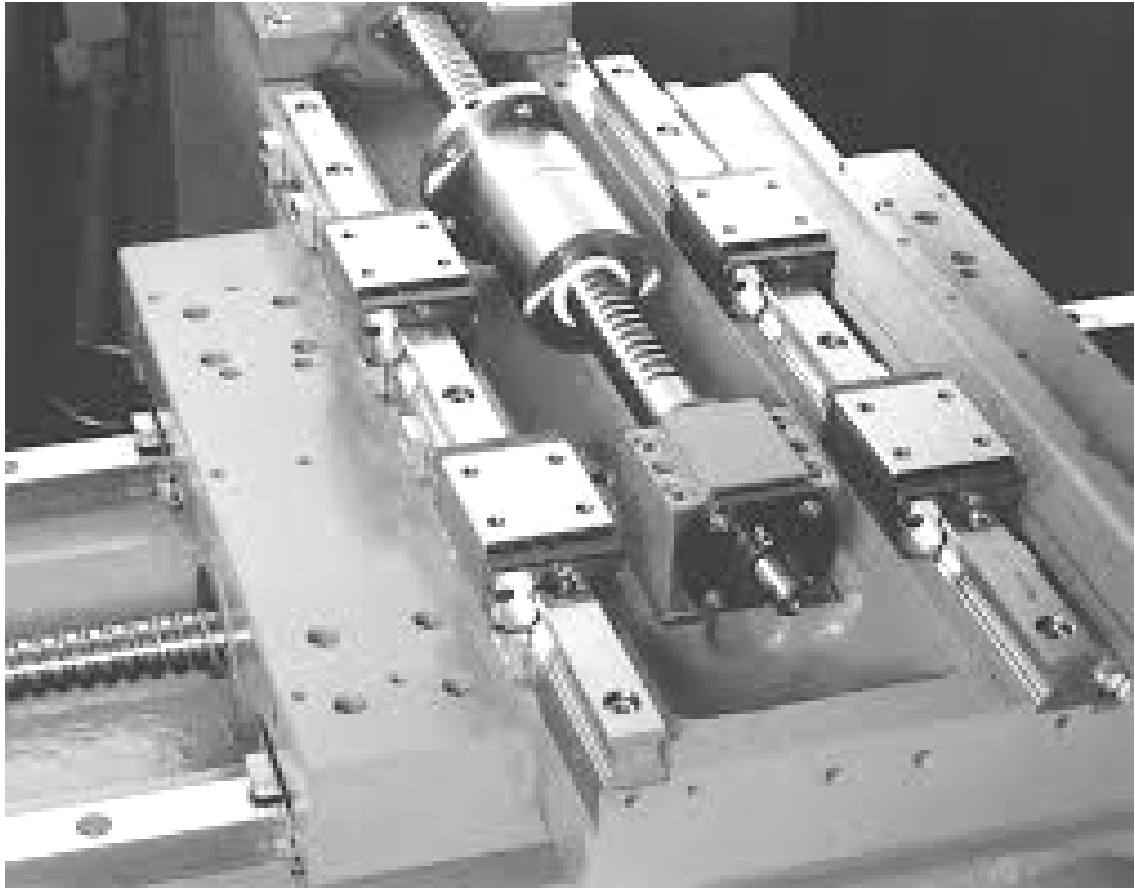


Рисунок 7.3 – Приклади застосування гвинтових механізмів

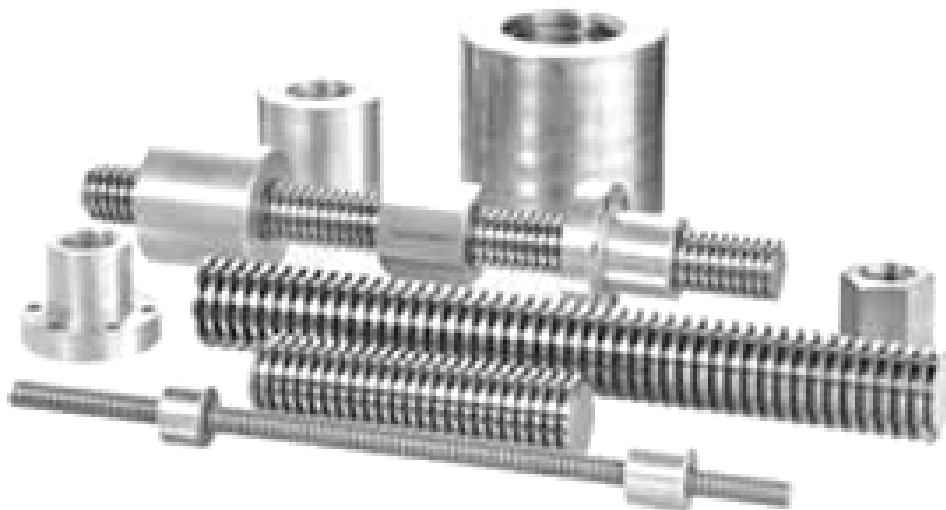


Рисунок 7.4 – Складові елементи гвинтових механізмів

Оскільки на даний час немає досконалих аналітичних залежностей для розрахунку ККД гвинтових механізмів, які враховують все розмаїття перерахованих факторів, то в інженерній практиці для кожної конкретної конструкції механізму його визначають експериментально.

2. Загальні відомості про різьбові з'єднання

До різьбових з'єднань належать деталі, які з'єднують гвинтами, гайками, шпильками тощо. Основним з'єднувальним елементом такого з'єднання є різьба.

Геометричні параметри різьби показані на рисунку 7.5.

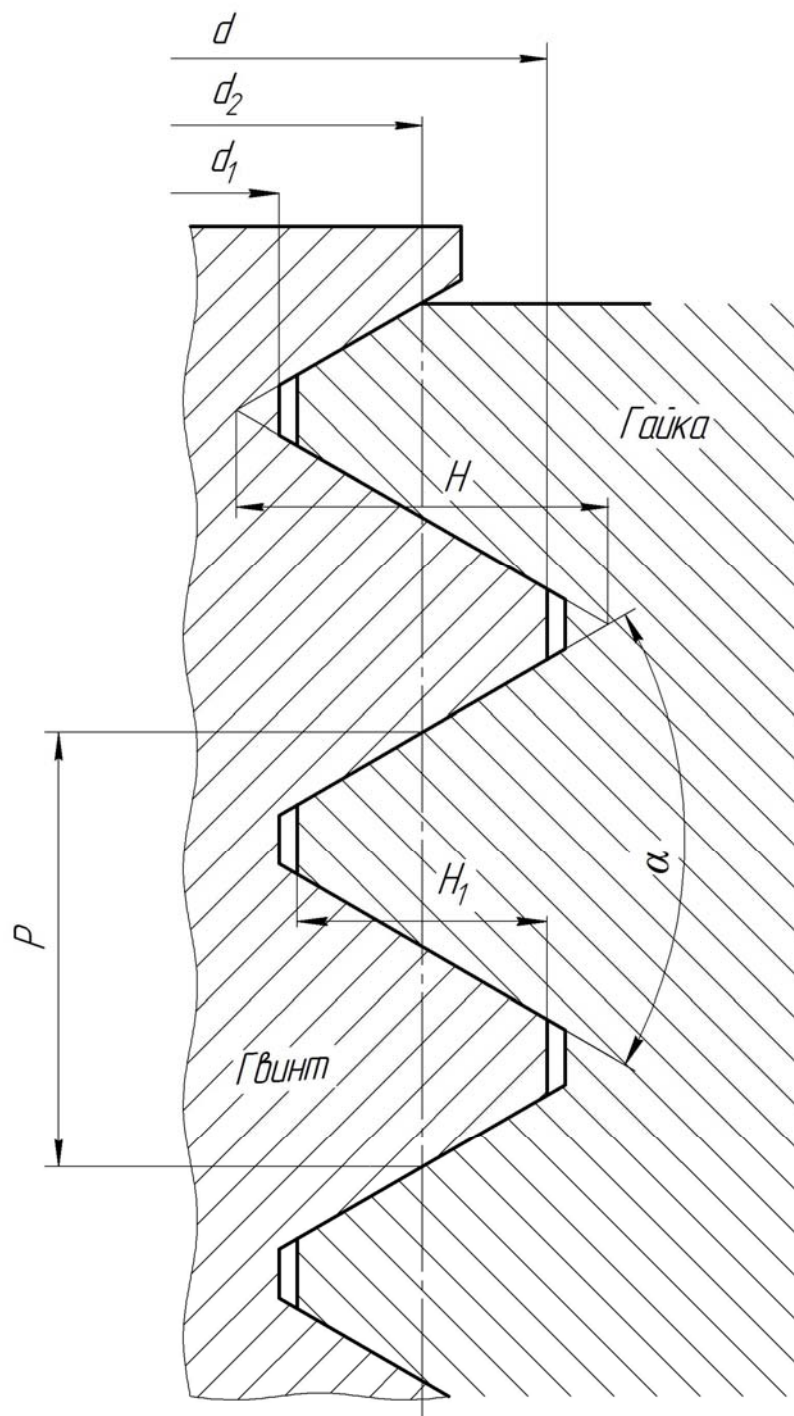


Рисунок 7.5 – Геометричні параметри циліндричної різьби

- d – зовнішній (номінальний) діаметр різьби;
- d_1 – внутрішній діаметр;
- d_2 – середній діаметр (діаметр уявного циліндра, поверхня якого перетинає витки різьби по висоті, так що ширина витка дорівнює ширині впадин);
- P – крок різьби (відстань між однойменними точками двох сусідніх витків, виміряна в напрямі осі гвинта);
- H – теоретична висота профілю витка різьби (висота вихідного трикутника), $H = 0,866 P$;
- H_1 – робоча висота профілю витка різьби, тобто висота, на якій дотикаються витки гвинта і гайки, $H_1 = 0,541 P$;
- P_Z – хід різьби (відстань між однойменними точками одного і того ж витка в осьовому напрямі); для однозахідної різьби $P_Z = P$; для багатозахідних

$$P_Z = P \cdot z; \quad (7.1)$$

- α – кут профілю різьби;
- ψ – кут підйому гвинтової лінії різьби по її середньому діаметру;
- z – кількість заходів різьби.

У машинобудуванні *основною кріпильною різьбою є метрична різьба з профілем у вигляді рівностроннього трикутника* (рисунок 7.6) і кутом профілю $\alpha = 60^\circ$.

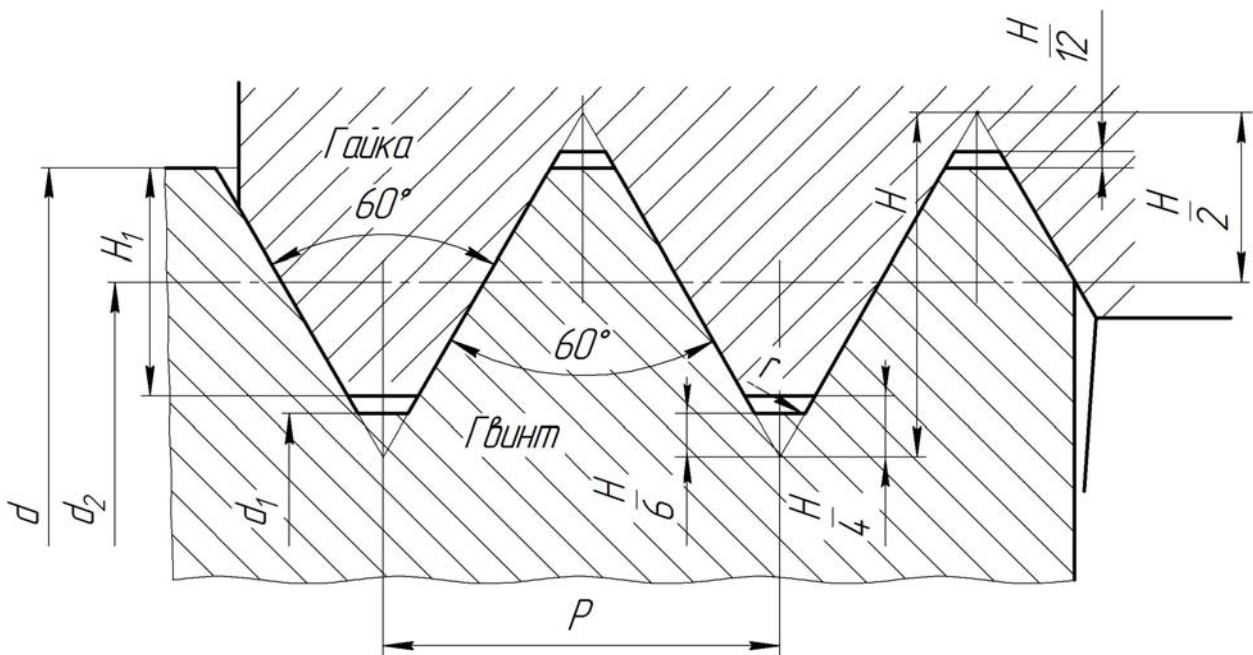


Рисунок 7.6 – Кріпильна різьба (трикутна метрична) та їх параметри

Назву ця різьба отримала, тому що всі її розміри задають у міліметрах. Вершини витків та впадин метричної різьби притуплені по прямій або по дузі кола. По вершинах та впадинах утворений зазор, що робить її негерметичною. Така конструкція полегшує обробку різьби, зменшує концентрацію напружень та запобігає пошкодженням різьби при виконанні складальних робіт та експлуатації з'єднання.

Метричні різьби бувають з нормальним і малим кроком.

За основну різьбу прийнято різьбу з нормальним кроком. При зменшенні кроку відповідно зменшується глибина різьби на кут підйому гвинтової лінії ψ .

У машинобудуванні для різьбових з'єднань застосовують переважно однозахідні метричні різьби ($\alpha = 60^\circ$). Є також дюймова ($\alpha = 55^\circ$), трубна ($\alpha = 55^\circ$) і кругла ($\alpha = 30^\circ$) різьби. Як ходові використовують різьби прямокутну, трапецеїдальну та упорну.

Найбільш поширеними кріпильними деталями є болти (гвинти) і гайки. За конфігурацією стрижня розрізняють:

- болти (гвинти) з нормальним стрижнем (ставлять в отвір із зазором);
- з потовщеним стрижнем;
- болти з підголовком;
- спеціальні болти.

Головки болтів бувають: шестигранні, квадратні, потайні, напівпотайні, напівкруглі, циліндричні з шестигранною або чотиригранною заглибиною під ключ тощо. Кінці кріпильних болтів виготовляють плоскими, з конічною фаскою, сферичними.

Форму перетину витка різьби (у результаті нарізування канавок) утвореного площиною, яка проходить через вісь гвинта, називають *профілем різьби*.

Залежно від форми профілю різьби поділяють на:

- трикутні (рисунок 7.7 а);
- упорні (рисунок 7.7 б);
- трапецеїдальні (рисунок 7.7 в);
- прямокутні (рисунок 7.7 г);
- круглі (рисунок 7.7 д).

Залежно від кількості заходів різьби поділяють на однозахідні і багатозахідні. Багатозахідні різьби утворюються під час переміщення декількох паралельно розташованих профілів по гвинтових лініях.

За призначенням різьби поділяють на:

- кріпильні (метрична, дюймова, годинникова);
- кріпильно-ущільнюючі (трубна циліндрична, конічна, кругла);

– ходові, тобто для передачі руху (прямокутна, трапецеїдальна, упорна).

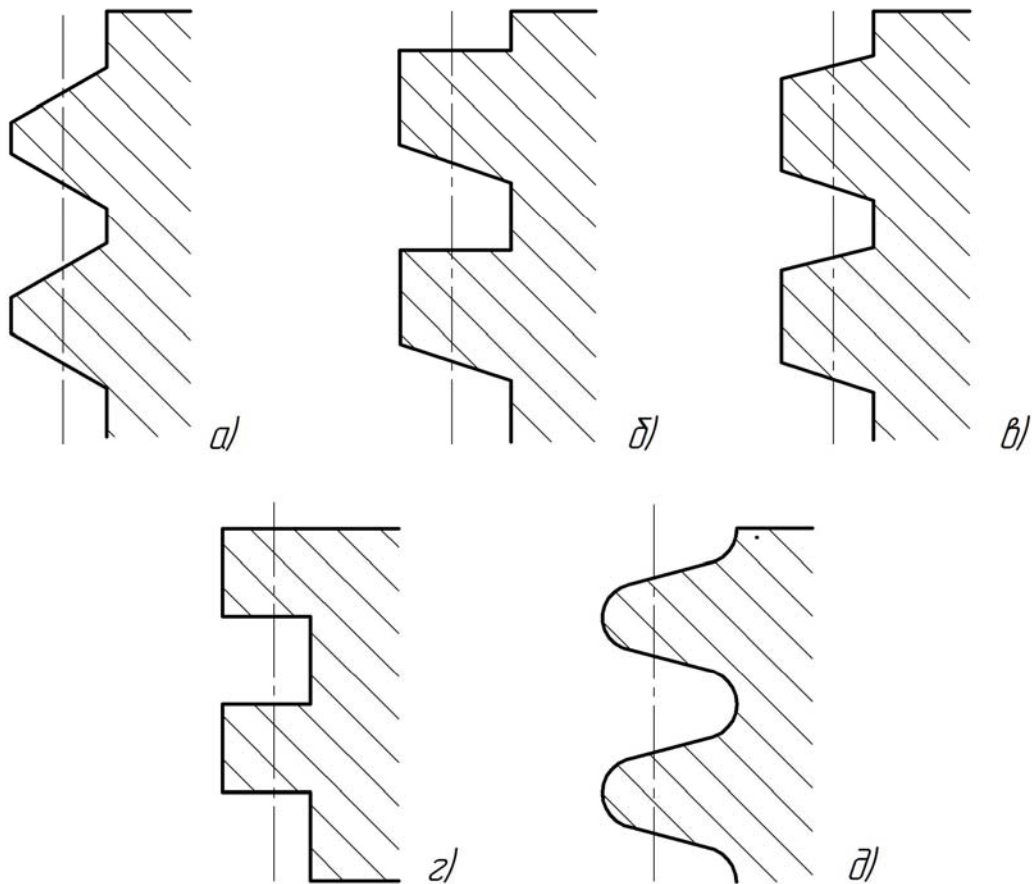


Рисунок 7.7 – Основні форми профілю різьби

Кріпильні різьби застосовують у деталях різьбових з'єднань. Вони мають трикутний профіль, який характеризується підвищеним тертям, що забезпечує самогальмування різьби, тобто відсутністю самовідгвинчування гайки, високою міцністю та технологічністю.

Кріпильно-ущільнюючі різьби застосовують у різьбових виробках, у яких потрібно забезпечити герметичність. Ці різьби бувають також трикутного профілю, але без радіальних зазорів як на циліндричній, так і на конічній поверхнях.

Різьби для передачі руху (ходові) застосовують у гвинтових механізмах і мають трапецеїдальний або рідше прямокутний профіль. Різьби гвинтових механізмів здебільшого несамогальмівні.

Різьби з трапецеїдальним несиметричним профілем, які називають **упорними**, здатні сприймати великі осьові навантаження, що діють в одному напрямку.

Основні геометричні параметри різьб стандартизовані.

3. Силіві співвідношення

та умови самогальмування у гвинтовій парі

Для дослідження силових співвідношень, які виникають у гвинтовій парі, тобто між гайкою і гвинтом під час закручування гайки, необхідно виток різьби розвернути по середньому діаметру d_2 в похилу площину, а гайку замінити повзуном (рисунок 7.8 а, б). Таким чином закручування гайки відповідає руху тіла по похилій площині. У болтовому з'єднанні взаємна нерухомість деталей забезпечується відповідною затяжкою болта.

Під час загвинчування гайки (рисунок 7.9) осьова сила F_0 у стрижні болта зростає, при цьому збільшується і момент $T_{ЗАГВ}$, який прикладають до гайки. **Момент загвинчування** (затягування) $T_{ЗАГВ}$ дорівнює сумі моментів у різьбі T_P і на торці гайки T_T

$$T_{ЗАГВ} = T_P + T_T. \quad (7.2)$$

Опорну поверхню гайки для технічних розрахунків приймають у вигляді кільця з зовнішнім діаметром D_1 (дорівнює розміру ключа) і внутрішнім діаметром d_0 , який дорівнює отвору під болт (див. рис. 7.9).

Для загвинчування гайки до ключа необхідно прикласти обертовий момент $T_{КЛ}$ (див. рис. 7.9), який дорівнює сумі моментів сил опору

$$T_{КЛ} = T_{ЗАГВ} = F_P \cdot L_{КЛ} = T_P + T_T, \quad (7.3)$$

де F_P – сила, прикладена на ручці ключа;

$L_{КЛ}$ – стандартна довжина ключа (див. рис. 7.9), $L_{КЛ} \approx 15 d$.

Момент сил тертя в різьбі визначають, розглядаючи гайку як повзун, який піднімається по витках різьби, як по похилій площині (див. рис. 7.8). Нормальна до робочої поверхні витка сила F_N створює у контакті витків гвинта та гайки силу тертя

$$F_{ТП} = F_N \cdot f_P; \quad (7.4)$$

$$f_P = \operatorname{arctg} \varphi, \quad (7.5)$$

де $F_{ТП}$ – сила тертя в різьбі;

F_N – нормальна сила на витках різьби від осьової сили F_0 (або сили попереднього затягування $F_{ЗАТ}$);

f_P – коефіцієнт тертя в різьбі;

φ – кут тертя.

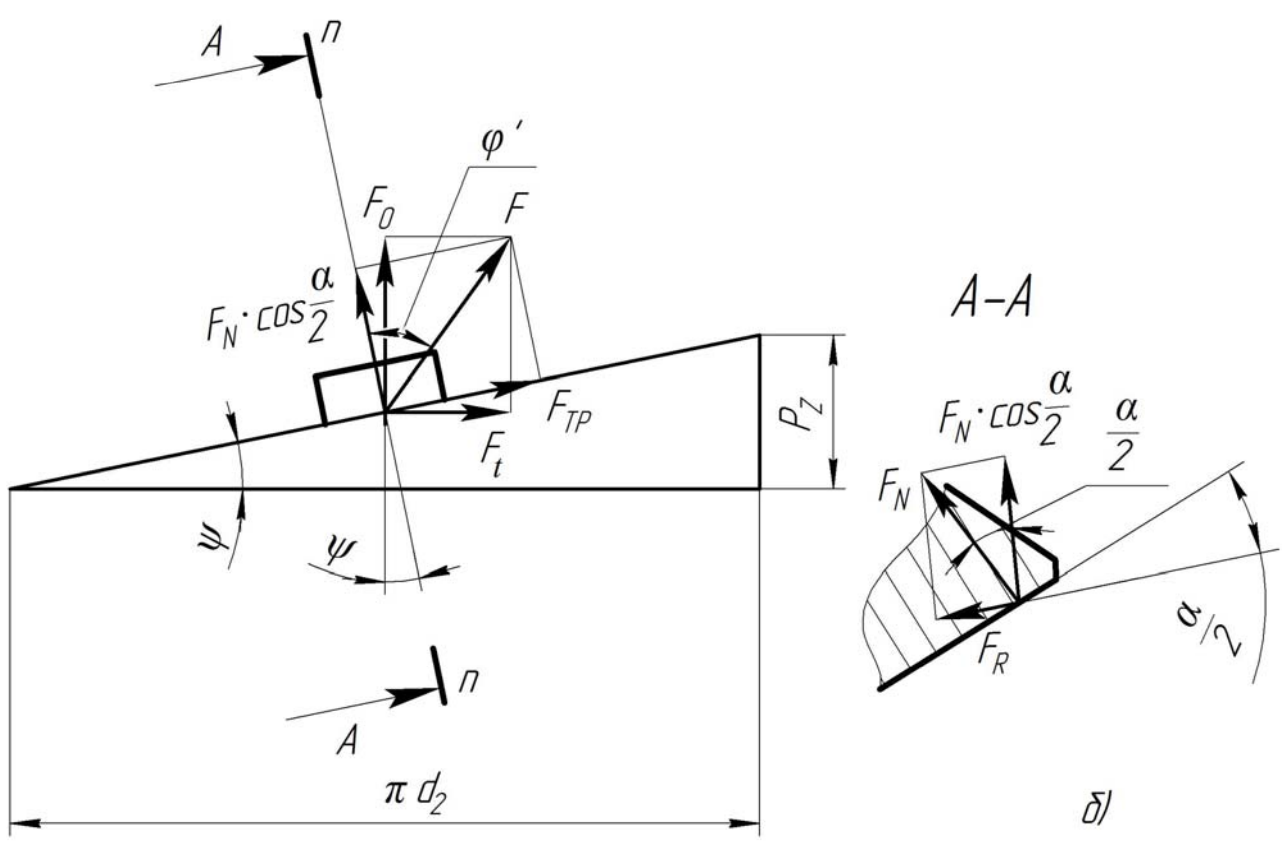
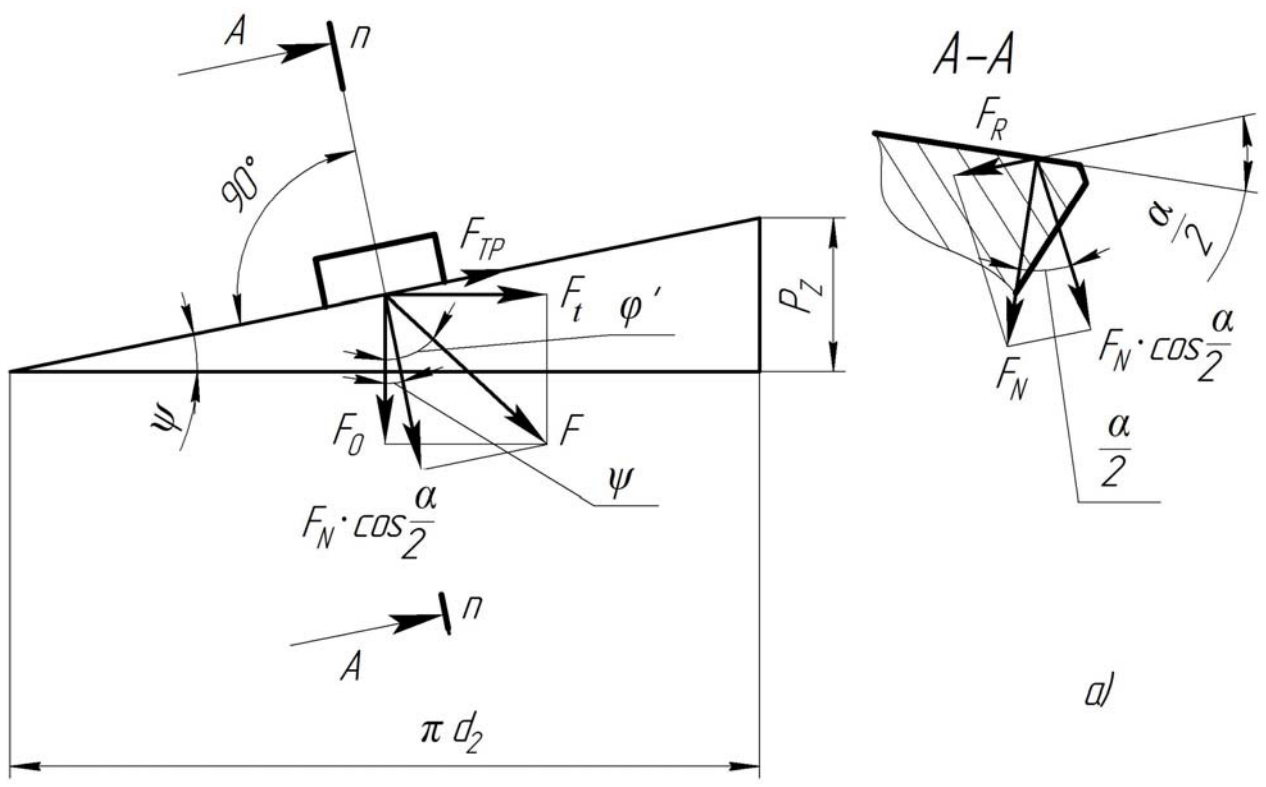


Рисунок 7.8 – Схема сил у гвинтовій парі

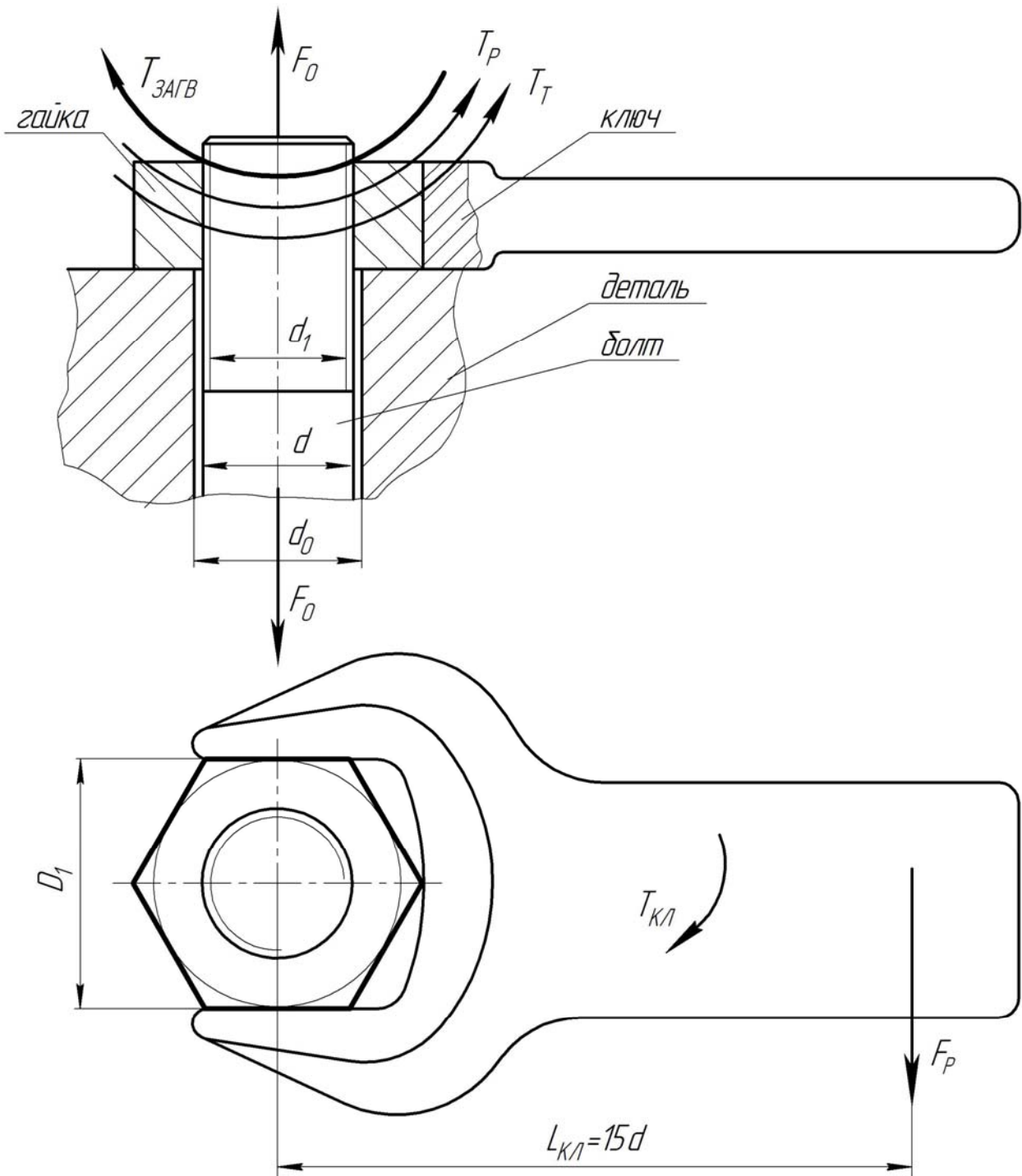


Рисунок 7.9 – Схема навантаження пари болт-гайка

Складова $F_N \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$ нормальної сили та сили тертя F_{TP} у сумі дають силу F , що лежить у площині дотичній, до середнього циліндра гвинта (рисунок 7.8 б).

Повзун знаходиться у рівновазі, якщо рівнодійна сила F від зовнішніх сил F_t і F_0 відхилена від нормалі $n-n$ на кут φ' .

Оскільки **колова** (рушійна) **сила**:

$$F_t = \frac{2 T_P}{d_2} \quad \text{і} \quad F_t = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'), \quad (7.6)$$

то момент у різьбі

$$T_P = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) = F_{3AT} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'), \quad (7.7)$$

де F_0 – осьова сила у стрижні гвинта;

ψ – кут підйому гвинтової лінії різьби по середньому діаметру;

φ' – зведений кут тертя в різьбі, який враховує вплив кута профілю різьби;

$f_{3B.P}$ – зведений коефіцієнт тертя в різьбі, визначають так

$$f_{3B.P} = \operatorname{tg} \varphi' = \frac{F_{TP}}{F_N \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{f_P}{\cos \frac{\alpha}{2}}; \quad \operatorname{tg} \psi = \frac{P_Z}{\pi \cdot d_2}. \quad (7.8)$$

При малих кутах підйому витків можна брати такі значення кутів профілю різьби α і зведеного коефіцієнта тертя в різьбі $f_{3B.P}$:

– для кріпильної метричної різьби

$$\frac{\alpha}{2} = 30^\circ \quad \text{і} \quad f_{3B.P} = 1,15 f;$$

– для ходової трапецеїдальної симетричної різьби

$$\frac{\alpha}{2} = 15^\circ \quad \text{і} \quad f_{3B.P} = 1,03 f;$$

– для ходової упорної різьби

$$\alpha = 3^\circ \quad \text{і} \quad f_{3B.P} \approx f;$$

– для прямокутної різьби

$$\alpha = 0^\circ \quad \text{і} \quad f_{3B.P} = f.$$

Отже, у **кріпильній метричній різьбі сили тертя** на 15...12 % **більші, ніж у ходових різьбах.**

Формула (7.7) справедлива для випадку, коли осьова сила F_0 на гвинті протилежна до напрямку швидкості V його поступального руху, тобто під час загвинчування гайки. Якщо напрями F_0 і V збігаються (рисунок 7.8 б), тобто під час відгвинчування гайки (для випадку $\varphi' > \psi$), то вираз для визначення T'_P буде мати вигляд

$$T'_P = F_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi' - \psi). \quad (7.9)$$

З формули (7.9) видно, що при великих кутах підйому витків різьби $\psi > \varphi'$ момент у різьбі T'_P – від'ємний, тобто **передача гвинт-гайка стає несамогальмівною**.

Умову самогальмування можна записати у вигляді

$$T'_P > 0. \quad (7.10)$$

Розглядаючи самогальмування тільки у різьбі без урахування тертя на торці гайки, отримаємо

$$\operatorname{tg}(\varphi' - \psi) > 0, \text{ або } \psi < \varphi'. \quad (7.11)$$

Для кріпильних різьб значення кута підйому ψ лежить у межах $2^\circ 30'' \dots 3^\circ 30''$, а зведений кут тертя φ' змінюється залежно від коефіцієнта тертя в межах від 6° (при $f_P \approx 0,1$) до 16° (при $f_P \approx 0,3$).

Отже, **всі кріпильні різьби – самогальмівні**.

Для самогальмування у гвинтовій парі необхідним є забезпечення умови:

- для прямокутної різьби $\psi < \varphi$;
- для трикутної різьби $\psi < \varphi'$;
- для кріпильних різьб $\psi = \varphi'$, а зведений кут тертя $\varphi' \geq 8^\circ$.

Ходові різьби бувають як самогальмівними, так і несамогальмівними.

Момент сил тертя в торці гайки залежить від конструкції гвинта або гайки. Опорна торцева поверхня гайки має форму кільця, обмеженого діаметрами D_1 і d_0 (див. рис. 7.9). Тому момент сил тертя на такій площині за рівномірного розподілу тиску можна визначити за формулою

$$T_T = F_0 \cdot f_T \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} = F_0 \cdot f_T \cdot R_{3B}, \quad (7.12)$$

де f_T – коефіцієнт тертя в торці гайки;

R_{3B} – зведений радіус сил тертя на кільцевій площині торця гайки, визначають за формулою

$$R_{3B} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2}; \quad (7.13)$$

D_1 – розмір «під ключ» (рожеквий), тобто діаметр захвату гайкового ключа (опорного торця гайки);

d_0 – діаметр отвору під болт, $d_0 = d + 2$ мм.

Підставивши вирази (7.7) і (7.12) у залежність (7.2), отримаємо формулу для визначення **моменту**, який потрібно прикласти до гайки **для створення осьової сили**, тобто моменту загвинчування (моменту рушійних сил)

$$T_{ЗАГВ} = T_P + T_T = F_0 \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + f_T \cdot R_{ЗВ} \right]. \quad (7.14)$$

За формулами (7.3) і (7.14) можна визначити відношення осьової сили гвинта F_0 до сили F_P , прикладеної на ручці ключа, тобто $\frac{F_0}{F_P}$, яке

дає вигравш у силі.

При стандартній довжині ключа $L_{КЛ} \approx 15 d$ і коефіцієнтові тертя в різьбі f_P відношення

$$\frac{F_0}{F_P} = 70 \dots 80.$$

Отримані залежності показують, що стрижень болта не тільки розтягується силою F_0 , але і закручується моментом T_P .

Коефіцієнт тертя в різьбі f_P може змінюватися у широких границях залежно від:

- матеріалів гвинта і гайки;
- стану їх поверхонь тертя;
- наявності змащування;
- реальної силової картини у гвинтовій парі. Вона визначається ступенем навантаженості контактуючих поверхонь гвинта і гайки і обумовлена величиною сили затягування F_0 при інших рівних умовах.

Використовуючи наведені вище залежності, можна отримати **формули для визначення величини коефіцієнтів тертя:**

– у різьбі

$$f_P = \cos \alpha \cdot \operatorname{tg} \left(\operatorname{arctg} \frac{2 T_P}{F_0 \cdot d_2} - \varphi \right); \quad (7.15)$$

– на торці гайки

$$f_T = \frac{T_T}{F_0 \cdot R_{ЗВ}}. \quad (7.16)$$

Кут підйому гвинтової лінії різьби по її середньому діаметру (рисунок 7.8) визначають за формулою

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P \cdot z}{\pi \cdot d_2}. \quad (7.17)$$

Під час виконання лабораторної роботи враховують рисунок 7.8 б і залежність (7.1).

Коефіцієнт корисної дії гвинтової пари має суттєве значення для гвинтових механізмів. Його можна визначити з відношення роботи, яка затрачена на загвинчування гайки без урахування сил тертя, до тієї ж роботи з врахуванням сил тертя. Робота загвинчування дорівнює добутку моменту загвинчування $T_{ЗАГВ}$ та кута повороту гайки. Так як кути повороту в обох випадках однакові, то відношення робіт дорівнює відношенню моментів $\frac{T'_{ЗАГВ}}{T_{ЗАГВ}}$.

За відомою осьовою силою F_0 і коловою силою F_t можна визначити корисну роботу $A_{кор}$ і затрачену $A_{затр}$.

Коефіцієнт корисної дії гвинтового механізму є відношення корисної роботи до затраченої

$$\eta_{ГМ} = \frac{A_{кор}}{A_{затр}} = \frac{T'_{ЗАГВ}}{T_{ЗАГВ}} = \frac{F_0 \cdot P_Z}{F_t \cdot \pi \cdot d_2} = \frac{F_0 \cdot \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \psi}{F_0 \cdot \operatorname{tg} (\psi + \varphi') \cdot \pi \cdot d_2}, \quad (7.18)$$

де P_Z – хід різьби, $P_Z = \pi \cdot d_2 \cdot \operatorname{tg} \psi$;

ψ – кут підйому гвинтової лінії різьби по її середньому діаметру d_2 ;

φ' – зведений кут тертя в різьбі, який враховує кут профілю різьби α

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f}{\cos \frac{\alpha}{2}}. \quad (7.19)$$

Отже,

$$\eta_{ГМ} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} (\psi + \varphi')}. \quad (7.20)$$

На рисунку 7.10 представлено графік теоретичної залежності η від функції ψ при постійному значенні φ' .

Якщо $\psi < \varphi'$, маємо зону самогальмування (кріпильні різьби), при $\varphi' < \psi < 45^\circ - \frac{\varphi'}{2}$ – зону значень ходових різьб.

З формули (7.18) видно, що $\eta_{ГМ}$ збільшується зі збільшенням φ і зменшенням φ' . *Для збільшення кута підйому різьби ψ у гвинтових механізмах застосовують багатозахідні різьби.* На практиці рідко застосовують гвинти, в яких ψ більше $20...25^\circ$, оскільки виготовлення таких різьб пов'язане з певними труднощами, а ріст ККД незначний. Крім того при великих ψ стає меншим виграш у силі.

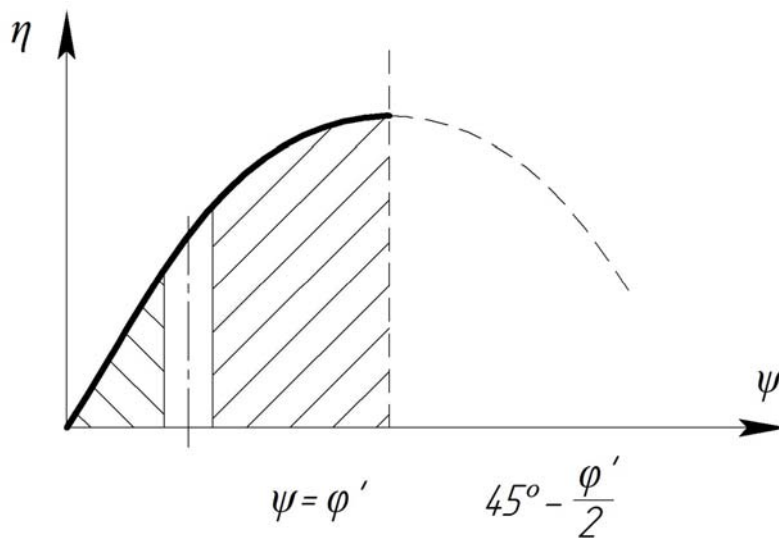


Рисунок 7.10 – Графік залежності коефіцієнта корисної дії гвинтової пари від кута підйому нитки різьби ψ

Для різних параметрів та матеріалів гвинта і гайки ККД передачі може коливатися в межах $0,6...0,8$.

Під час використання самогальмівної передачі гвинт-гайка ($\psi < \varphi'$) ККД буде менший від $0,5$.

4. Будова і принцип роботи експериментальної установки

Лабораторну роботу з визначення ККД гвинтових механізмів виконують на установці ТММ-33М (рисунок 7.11). Основою експериментальної установки ТММ-33М (рисунок 7.12) є змінні гвинтові пари – гвинт 1 і гайка 2.

Використовують три змінні гвинти з такими нарізками:

- трикутна М $42 \times 4,5$;
- прямокутна однозахідна «прям. $42 \times 4,5$ »;
- прямокутна тризахідна «прям. $42 \times 3 \times 8$ ».

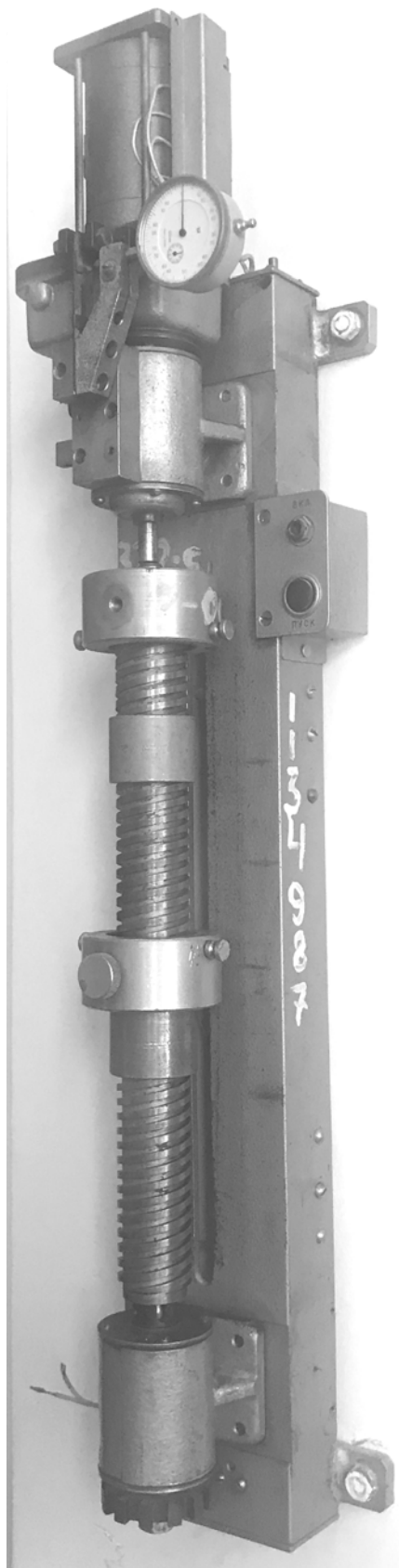


Рисунок 7.11 – Експериментальна установка типу ТММ-33М для дослідження ККД гвинтових механізмів

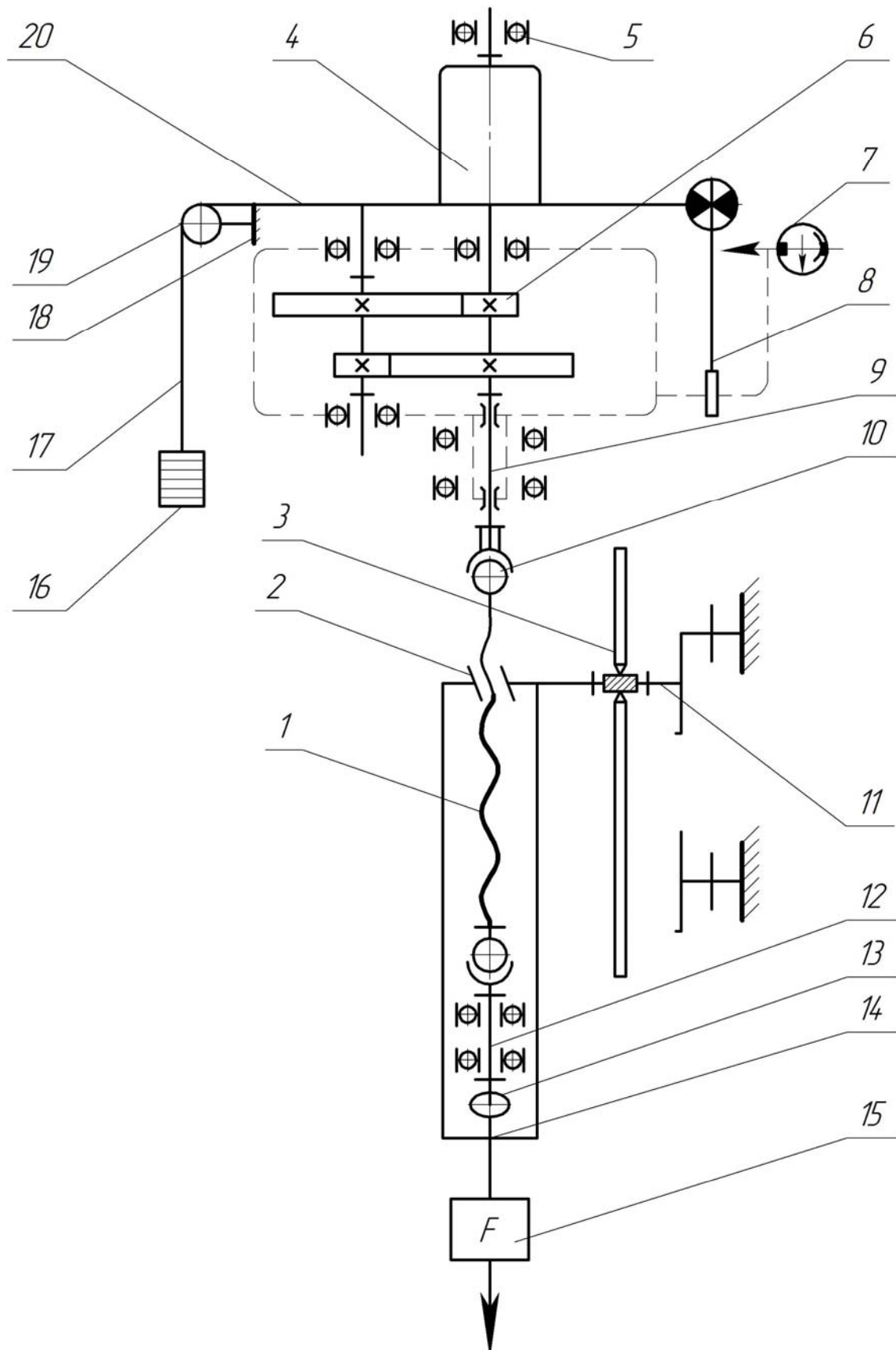


Рисунок 7.12 – Схема експериментальної установки типу ТММ-33М для дослідження ККД гвинтових механізмів

Матеріал гвинтів – сталь 45.

Змінні гайки мають вкладиші зі сталі 20 і бронзи ОЦС 5-5-5.

Установка ТММ-33М (див. рис. 7.12) змонтована на станині 3. Станина виготовлена зі швелера, закріпленого вертикально стаціонарно на стіні. У верхній частині станини на кронштейні змонтований вузол електродвигуна 4 з редуктором 6, який може повертатися навколо своєї осі спільно із статором електродвигуна відносно станини на підшипниках кочення 5, впираючись при цьому в тензометричну пружину 8 з індикатором годинникового типу 7 (на рисунку 7.12 умовно повернуто на 90°).

Вихідний вал редуктора 9 за допомогою муфти 10 з'єднують з гвинтом 1 досліджуваної гвинтової пари. Отже, в процесі роботи обертається гвинт, а гайка 2 здійснює лише поступальне переміщення вгору-вниз. Від провертання гайку захищає повзун у вигляді радіального стрижня, який переміщується вздовж глухого паза станини. Для зменшення тертя повзун контактує з гранями паза через кульковий підшипник 11. Нижньою опорою гвинта є під'ятник 12 кронштейна з гніздом для встановлення цапфи гвинта. Осьове навантаження на гайку випробуваної гвинтової пари здійснюється підвішуванням до неї вантажів 15. Пристрій для їх кріплення з'ємний, складається з двох тяг 13 з траверсою 14 і підставкою для вантажів, які переміщуються вгору-вниз з гайкою під час роботи установки.

Під час роботи установки (при обертанні гвинта) статор двигуна деформує пластинчасту пружину 8. Індикатор годинникового типу, маючи силове замикання на пружину, показує величину прогину пружини від її реактивного моменту. За показами індикатора і тарувальним графіком (рисунок 7.13) визначають прикладений до гвинта момент.

Тарувальний графік будують зі знятою опорою вимірювального пристрою. Виконують це за допомогою такого пристрою. Ролик 19 (див. рис. 7.12) на опорі, розташований зліва від редуктора на кронштейні 18 станини. Під час тарування міцну гнучку нитку з гачком 17 (або тонкий шнур) закріплюють петлею в проточці головки гвинта (виступає з-під редуктора), охоплюють ниткою тарувальний шків 20 $D = 60$ мм, який знаходиться під дном редуктора по канавці і далі перекидають нитку через тарувальний ролик. Навантажуючи звисаючий кінець нитки вантажем 16, визначають момент і співставляють його з показами індикатора, і відтак отримують дані для тарувального графіка. Під час тарування робочий гвинт 1 з гайкою 2 повинен бути знятий з установки.

Керування установкою автоматизоване і робочий цикл – хід гайки вгору, реверсування двигуна, хід гайки вниз, вимкнення при досягненні вихідного положення – здійснюється початковим натискуванням кнопки при підключеному з допомогою тумблера електроживленні. Кнопка і

тумблер розташований на спеціальному щитку вгорі справа.

Установка дозволяє досліджувати динамічний режим, пов'язаний з переміщенням гайки по гвинту, з використанням сучасних електричних методів дослідження. Для цього вона обладнана тензометричними датчиками опору для осцилографування кривої крутного моменту і електромагнітним датчиком кута повороту гвинта відносно гайки. Для затискування наконечників проводів датчиків і з'єднання їх з такими елементами тензометричної електричної схеми (підсилювач, осцилограф і т.ін.) є відповідні клеми. Запобіжник електроживлення розташований на нижній панелі станини.

Під час загвинчування гайок на тризахідний гвинт мітку гайки необхідно суміщати з міткою на витку різьби гвинта (притертий захід).

Гвинти, кріпильні гайки – вкладиші в обоймах, повинні бути завжди закручені до відказу, щоб уникнути утворення забоїв на різьбах основних гвинтів.

Технічна характеристика установки ТММ-33М

Напруга живлення	127 В
Струм змінний	50 Гц
Потужність, яка споживається	5,0 Вт
Частота обертання гвинта	60 об/хв
Робочий хід гайки	300 мм
Максимальний момент на вихідному валу редуктора	100 Нмм
Осьове навантаження	30, 50, 80, 100 Н
Габаритні розміри (довжина×ширина×висота)	175×200×1440 мм

5. Порядок виконання лабораторної роботи

5.1. Вивчити методичні вказівки до лабораторної роботи.

5.2. Підготувати таблицю 7.1.

5.3. Вивчити будову, принцип роботи та технічну характеристику установки ТММ-33М. З'ясувати завдання досліджень.

5.4. Встановити в установку гвинт М42×4,5 з гайкою зі сталі 20, закріпивши верхню висувну муфту затискним гвинтом.

5.5. Гайку опустити в нижнє положення, підвісити до неї вантаж 30 Н, увімкнути тумблером живлення.

5.6. Натиском на кнопку «пуск» увімкнути двигун. За час руху гайки вгору три рази зняти заміри за шкалою індикатора і записати їх у таблицю.

5.7. Змінити послідовно вантажі Q – на 50, 80, 100 Н (комбінуючи додатковими вантажами 20 і 50 Н), зняти заміри зі зміненими осьовими навантаженнями. Вимкнути тумблер. Вирахувати середні заміри

відхилення стрілки індикатора для кожного вантажу.

5.8. За тарувальним графіком (рисунок 7.13) визначити прикладені до гвинта відповідні моменти T , Нмм (для кожного вантажу Q).

5.9. Визначити роботи:

– рухомих сил

$$A_{PC} = 2 \pi \cdot T, \quad (7.21)$$

– сил корисного опору

$$A_{KO} = Q \cdot P, \quad (7.22)$$

де P – крок різьби, $P = 4,5$ мм.

Визначити значення ККД гвинтового механізму для різних осьових навантажень

$$\eta_{ГМ} = \frac{A_{PC}}{A_{KO}}. \quad (7.23)$$

5.10. Накреслити графік зміни ККД залежно від осьового навантаження.

5.11. ККД гвинтового механізму описують аналітичною залежністю

$$\eta_{ГМ} = \frac{\operatorname{tg} \psi}{\operatorname{tg} (\psi + \varphi')}. \quad (7.24)$$

Визначити за формулою (7.24) ККД гвинтової пари. Для цього прийняти: кількість заходів різьби $z = 1$; її середній діаметр $d_2 = 39,077$ мм; коефіцієнт тертя $f = 0,15$ (пара сталь по сталі без змащування), кут профілю різьби $\alpha = 60^\circ$.

5.12. Замінити гайку (взяти гайку із бронзи ОЦС 5-5-5). Повторити пункти 5.5...5.11. Коефіцієнт тертя пари сталь-бронза в п. 5.11 прийняти $f = 0,12$.

5.13. Вставити в установку гвинт з прямокутною однозахідною різьбою «прям. 42×4,5» з гайкою із сталі 20, проробити пункти 5.5...5.11.

5.14. Замінити сталеву гайку на гайку із бронзи ОЦС 5-5-5 і повторити пункти 5.5...5.11.

5.15. Виконати пункти 5.4...5.11 з гвинтом, який має прямокутну тризахідну різьбу «прям. 42×3×8».

5.16. Проаналізувати результати теоретичних розрахунків та експериментальних даних, зробити висновки.

5.17. Оформити звіт.

Таблиця 7.1 – Результати досліджень

Параметри для досліджень	Гвинт M42×4,5		Гвинт «прям. 42×4,5»		Гвинт «прям. 42×3×8»	
	Гайка сталь 20	Гайка ОЦС 5-5-5	Гайка сталь 20	Гайка ОЦС 5-5-5	Гайка сталь 20	Гайка ОЦС 5-5-5
	осьове наванта- ження, Н	осьове наванта- ження, Н	осьове наванта- ження, Н	осьове наванта- ження, Н	осьове наванта- ження, Н	осьове наванта- ження, Н
	30, 50, 80, 100	30, 50, 80, 100	30, 50, 80, 100	30, 50, 80, 100	30, 50, 80, 100	30, 50, 80, 100
Значення на шкалі індикатора за відповідних осьових навантажень, мм						
Середнє відхилення стрілки індикатора, мм						
Момент, прикладений до гвинта (відповідає середньому відхиленню стрілки індикатора), T , Нмм						
Робота рухомих сил, A_{PC} (ф.7.21), Нмм						
Робота сил корисного опору, A_{KO} (ф.7.22), Нмм						
Значення ККД, η_{GM} (формула 7.23)						
Аналітичне значення, η_{GM} (формула 7.24)						
Кількість заходів різьби, z	1		1		3	
Крок різьби P , мм	4,5		4,5		8	
Середній діаметр різьби, d_2 , мм	39,077		39,75		38,0	
Кут профілю різьби, α	60		0		0	
Коефіцієнт тертя в різьбі без змащування, f	0,15	0,12	0,15	0,12	0,15	0,12
Коефіцієнт тертя в різьбі при ощадному змащуванні, f''	0,1		0,1		0,1	

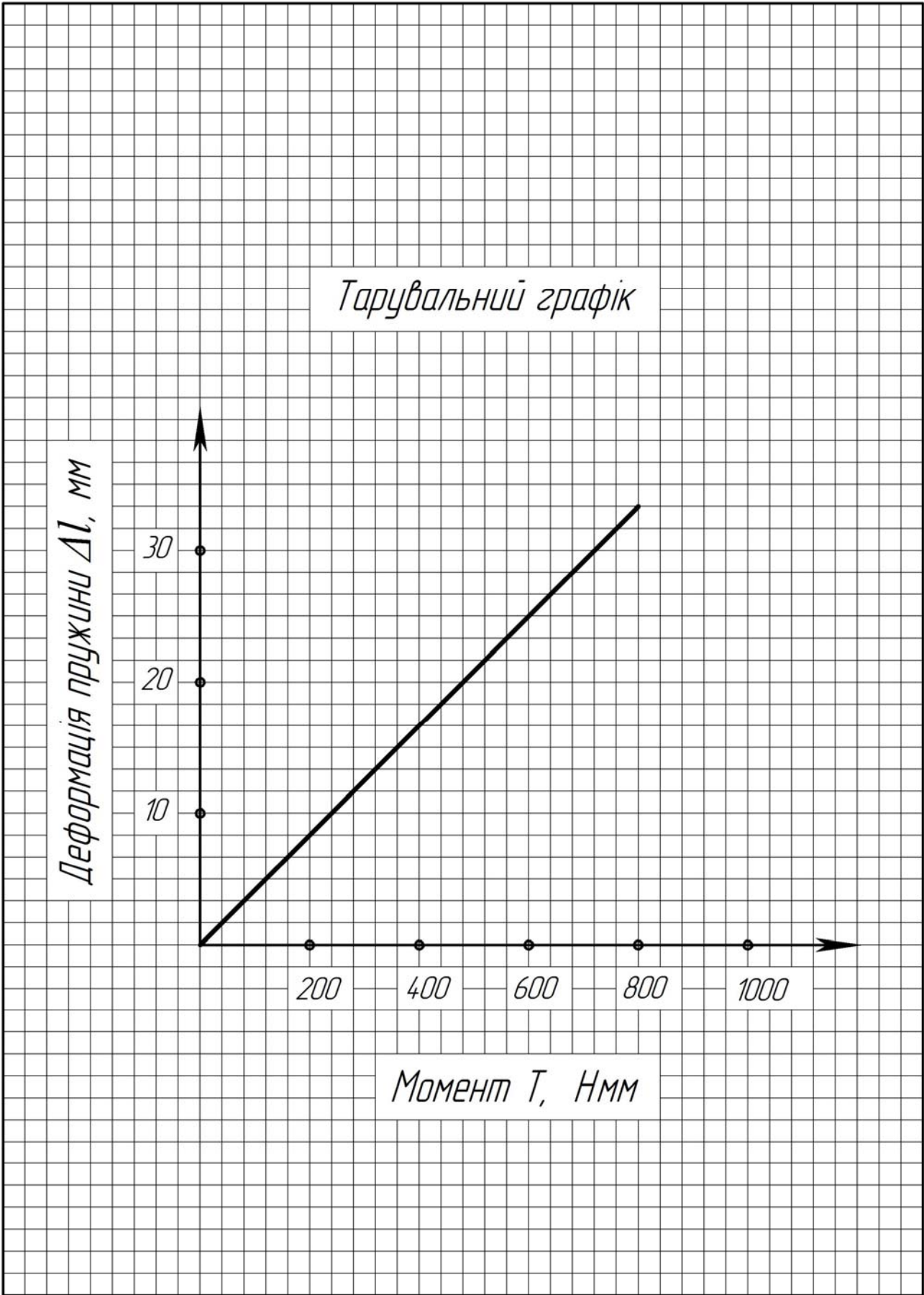


Рисунок 7.13 – Тарувальний графік

**Питання для самоперевірки
під час підготовки до лабораторної роботи**

1. Для чого використовують гвинтові механізми?
2. У чому різниця кріпильних різьб від різьб, які використовують у передачі гвинт-гайка?
3. Які різьби використовують у передачі гвинт-гайка для створення великих зусиль, для точних і повільних переміщень?
4. Які недоліки характерні для прямокутного профілю різьби?
5. Що таке кут профілю різьби і чому він дорівнює в стандартних ходових різьбах?
6. Як залежить ККД гвинтової пари від геометрії гвинтової лінії?
7. При якому куті підйому гвинтової лінії гвинтова пара має максимальний ККД, якщо вважати незмінним коефіцієнт тертя в ній?
8. Що таке приведений (зведений) кут тертя? Від чого він залежить?
9. У яких співвідношеннях знаходиться кут підйому гвинтової лінії і зведений кут тертя в кріпильних і ходових різьбах?
10. Що таке самогальмування? Які різьби називають самогальмівними?
11. Що таке середній і внутрішній діаметр різьби в стандартних різьбах?
12. Як впливає кількість заходів, крок і профіль різьби на ККД гвинтової пари?
13. Які є способи підвищення ККД гвинтових механізмів.
14. Через яку основну причину виходять з ладу передачі гвинт-гайка?
15. Як розраховують різьбу гвинт-гайка на міцність?

Рекомендована література

1. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1976. С. 37-38; 301-302.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. С. 126-130.
3. Техническое описание установки ТММ-33М М.: СКБ Минвуза СССР, 1967.

Лабораторна робота № 8 ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТА ТЕРТЯ В РІЗЬБІ І НА ТОРЦІ ГАЙКИ

Мета роботи: Експериментальне визначення коефіцієнтів тертя в різьбі і на торці гайки.

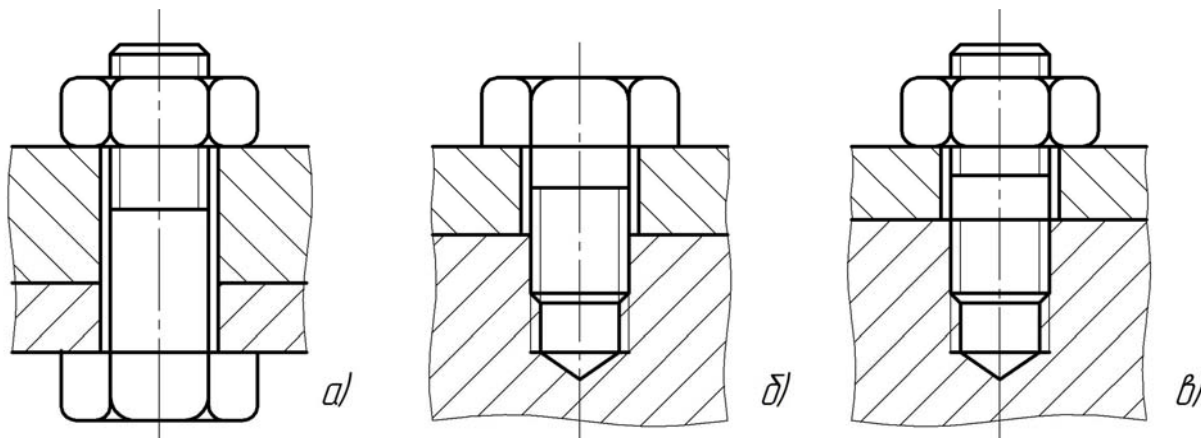
Матеріальне забезпечення: установка ДМ-27, динамометричний ключ, набір ключів, технічна документація, навчальні плакати, методичне забезпечення, відеоматеріали.

1. Теоретичні відомості до вивчення теми

Різьбовими називають з'єднання (рисунок 8.1), які виконують за допомогою деталей, що мають різьбу, тобто болтами, гвинтами, шпильками, гайками тощо. У сучасних машинах деталі, що мають різьбу, становлять більше 60 % від загальної кількості деталей.

Переваги різьбових з'єднань:

- простота;
- висока несуча здатність;
- надійність;
- зручність з'єднання та роз'єднання деталей.



a – болтом; *б* – гвинтом; *в* – шпилькою

Рисунок 8.1 – Основні типи різьбових кріпильних з'єднань

Різьбові з'єднання – це найбільш поширені роз'ємні з'єднання в машино- і приладобудуванні. Основним елементом такого з'єднання є **різьба** – **зовнішня** (болти, гвинти, шпильки) і **внутрішня** (гайки), яка утворюється нарізуванням канавок на циліндричній або конічній поверхні деталей по гвинтовій лінії.

Найбільш поширеними кріпильними деталями є **болти (гвинти)** і **гайки** (рисунок 8.2).



Рисунок 8.2 – Деталі різбових з'єднань

За конфігурацією стрижня розрізняють:

- болти (гвинти) з нормальним стрижнем (ставлять в отвір із зазором);
- з потовщеним стрижнем (діаметр стрижня підганяють без зазору в отвір);
- болти з підголовком;
- спеціальні болти.

Головки болтів бувають: шестигранні, квадратні, потайні, напівпотайні, напівкруглі, циліндричні з шестигранною або чотиригранною заглибиною під ключ тощо. Кінці кріпильних болтів бувають плоскими, з конічною фаскою, сферичними.

Форму перетину витка різьби (у результаті нарізання канавок), утвореного площиною, яка проходить через вісь гвинта, називають **профілем різьби**.

Залежно від форми профілю різьби поділяють на:

- трикутні (рисунок 8.3 *а*);
- упорні (рисунок 8.3 *б*);
- трапецеїдальні (рисунок 8.3 *в*);
- прямокутні (рисунок 8.3 *г*);
- круглі (рисунок 8.3 *д*).

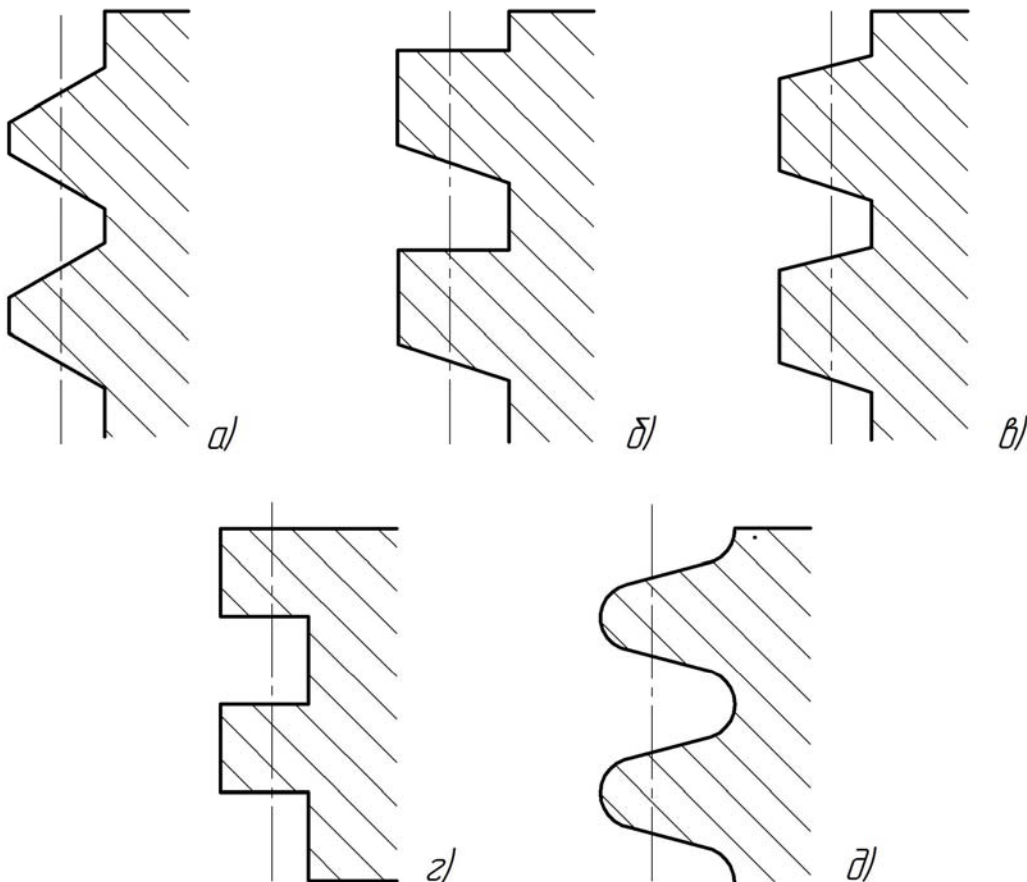


Рисунок 8.3 – Основні форми профілю різьби

Гвинтова лінія (а відповідно і різьба) може бути *правою* і *лівою*. Права гвинтова лінія йде зліва направо і вгору, ліва – справа наліво і вгору. Найбільш поширена у машинобудуванні – права різьба.

Залежно від кількості заходів різьби поділяють на однозахідні і багатозахідні. Багатозахідні різьби утворюються під час переміщення декількох паралельно розташованих профілів по гвинтових лініях.

За призначенням різьби поділяють на:

- кріпильні (метрична, дюймова, годинникова);
- кріпильно-ущільнюючі (трубна циліндрична, конічна, кругла);
- ходові, тобто для передачі руху (прямокутна, трапецеїдальна, упорна).

Кріпильні різьби застосовують у деталях різьбових з'єднань. Вони мають трикутний профіль, який характеризується підвищеним тертям, що забезпечує самогальмування різьби, тобто відсутністю самовідгвинчування гайки, високою міцністю та технологічністю.

Кріпильно-ущільнюючі різьби застосовують у різьбових виробках, у яких потрібно забезпечити герметичність. Ці різьби бувають також трикутного профілю, але без радіальних зазорів як на циліндричній, так і на конічній поверхнях.

Різьби для передачі руху (ходові) застосовують у гвинтових механізмах і мають трапецеїдальний або рідше прямокутний профіль. Різьби гвинтових механізмів здебільшого несамогальмівні.

Різьби з трапецеїдальним несиметричним профілем, які називають **упорними**, здатні сприймати великі осьові навантаження, що діють в одному напрямку.

Основні геометричні параметри різьб стандартизовані.

Геометричні параметри різьби показані на рисунку 8.4.

- d – зовнішній (номінальний) діаметр різьби;
- d_1 – внутрішній діаметр;
- d_2 – середній діаметр (діаметр уявного циліндра, поверхня якого перетинає витки різьби по висоті, так що ширина витка дорівнює ширині впадин);
- P – крок різьби (відстань між однойменними точками двох сусідніх витків, виміряна в напрямі осі гвинта);
- H – теоретична висота профілю витка різьби (висота вихідного трикутника), $H = 0,866 P$;
- H_1 – робоча висота профілю витка різьби, тобто висота, на якій дотикаються витки гвинта і гайки, $H_1 = 0,541 P$;
- P_Z – хід різьби (відстань між однойменними точками одного і того ж витка в осьовому напрямі); для однозахідної різьби $P_Z = P$; для багатозахідних

$$P_z = P \cdot z; \quad (8.1)$$

- α – кут профілю різьби;
 ψ – кут підйому гвинтової лінії різьби по її середньому діаметру;
 z – кількість заходів різьби.

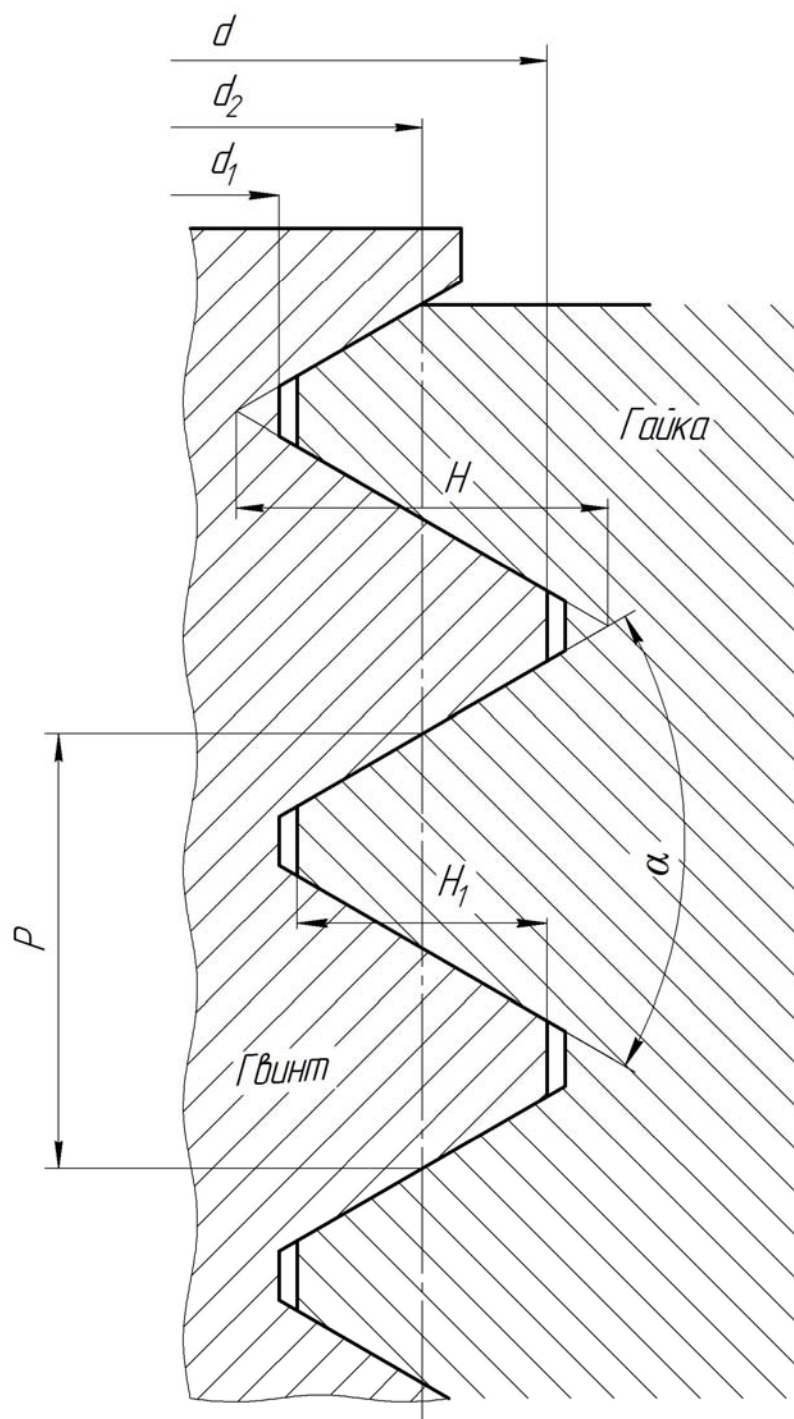


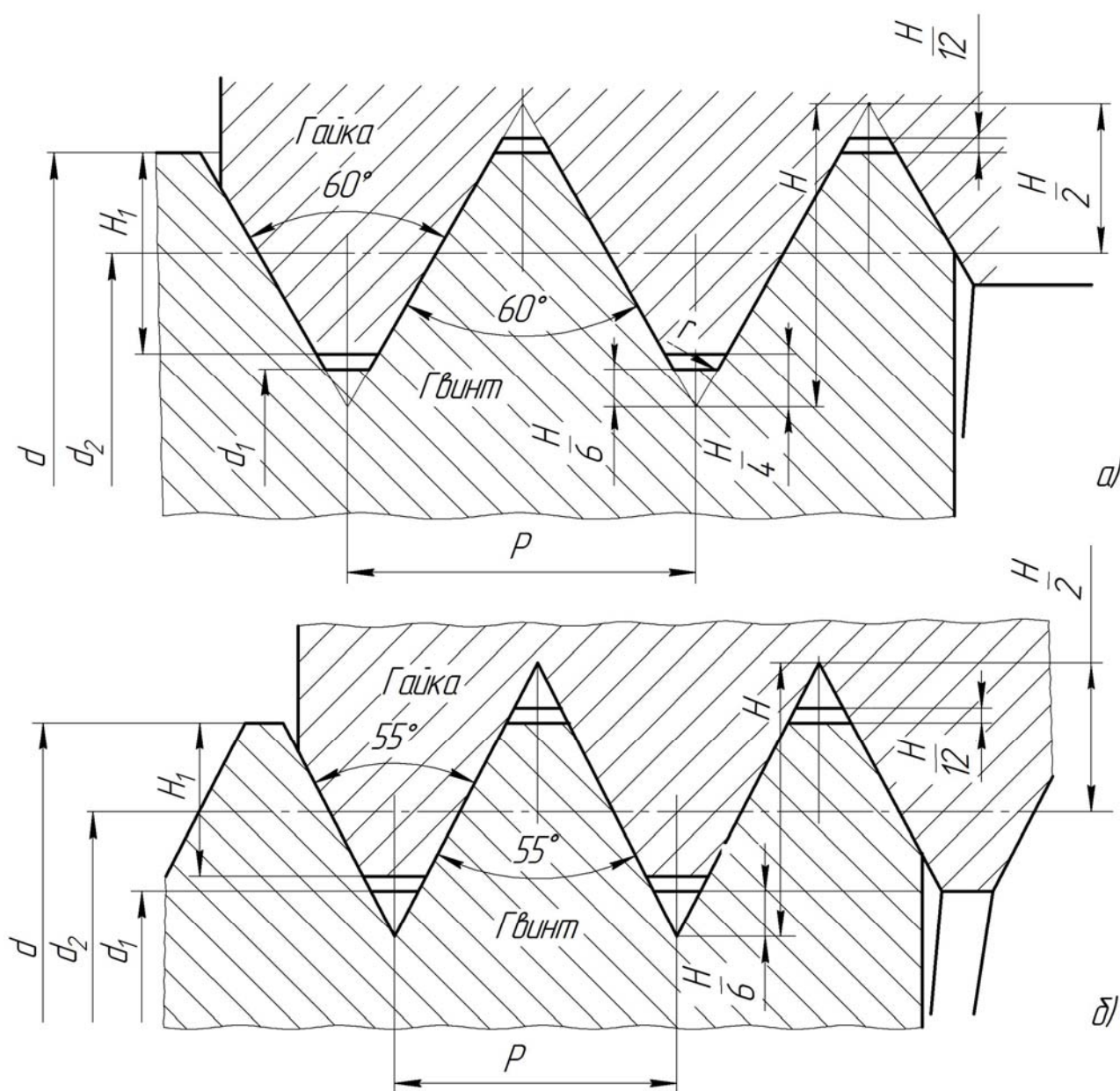
Рисунок 8.4 – Геометричні параметри циліндричної різьби

Кут підйому гвинтової лінії різьби по її середньому діаметру (рисунок 8.9) визначають за формулою

$$\psi = \arctg \frac{P \cdot z}{\pi \cdot d_2}. \quad (8.2)$$

У машинобудуванні **основною кріпильною різьбою є метрична різьба з профілем у вигляді рівностороннього трикутника** (рисунок 8.5 а) і кутом профілю $\alpha = 60^\circ$. Таку назву ця різьба отримала через те, що всі її розміри задають у міліметрах. Вершини витків та впадин метричної різьби притуплені по прямій або по дузі кола. По вершинах та впадинах утворений зазор, що робить її негерметичною. Така конструкція полегшує обробку різьби, зменшує концентрацію напружень та запобігає пошкодженням різьби під час виконання складальних робіт та експлуатації різьбових з'єднань.

Метричні різьби бувають з нормальним і малим кроком.



а – трикутна метрична; б – дюймова

Рисунок 8.5 – Кріпильні різьби та їх параметри

За основну різьбу прийнята різьба з нормальним кроком. При зменшенні кроку відповідно зменшується глибина різьби на кут підйому гвинтової лінії ψ , що визначає область її застосування. Так, для різьби із зовнішнім діаметром $d = 16$ мм за стандартом, крім різьби з нормальним кроком $P = 2$ мм, передбачені різьби з малими кроками: 1,5; 1; 0,75; 0,5 мм.

Позначення метричної різьби: M16 – метрична різьба з нормальним кроком і зовнішнім діаметром $d = 16$ мм; M16×1,5 – метрична різьба з малим кроком витків $P = 1,5$ мм і зовнішнім діаметром $d = 16$ мм.

Основні геометричні параметри метричних різьб регламентовані стандартами ГОСТ 9150-81, ГОСТ 8724-81.

У машинобудуванні для різьбових з'єднань застосовують переважно однозахідні метричні різьби ($\alpha = 60^\circ$). Крім метричної є також різьби: дюймова ($\alpha = 55^\circ$), трубна ($\alpha = 55^\circ$) і кругла ($\alpha = 30^\circ$). Як ходові використовують прямокутну ($\alpha = 0^\circ$), трапецеїдальну ($\alpha = 30^\circ$) та упорну різьби ($\alpha = 3^\circ$).

Дюймова кріпильна різьба є подібною до метричної кріпильної різьби з трикутним профілем і кутом профілю $\alpha = 55^\circ$ (рисунок 8.5 б). Дюймову різьбу застосовують у з'єднаннях деталей машин у країнах, в яких діє дюймова система мір (США, Англія та ін.). Дюймова різьба стандартизована в діапазоні діаметрів від 3/16" до 4" з профілем, який має притуплення по прямих. У дюймовій різьбі замість кроку задають кількість витків на 1" від 28 до 3.

Трубну різьбу (рисунок 8.6) використовують для герметичного з'єднання труб і арматури, оскільки вона є **кріпильно-ущільнюючою**. Кут профілю витків заокруглений і відсутній зазор між вершинами та впадинами, що надає з'єднанню деталей високу щільність.

Діапазон номінальних розмірів діаметрів труб і арматури трубопроводів з внутрішнім діаметром $d_{mp} = 1/8" \dots 6"$.

Трубна різьба – це дюймова різьба з малим кроком, оскільки її нарізають на трубі з малою товщиною стінки.

За номінальний діаметр трубної різьби, що характеризує різьбу і вказується в позначенні різьби, прийнятий умовний внутрішній діаметр різьби в дійсності більший від номінального на дві товщини стінки труби. Позначення трубної різьби в технічній документації таке: G 1 3/4"-A. Буква G означає, що це трубна циліндрична різьба, 1 3/4" – розмір різьби, A – клас точності різьби.

Профіль та основні розміри трубної різьби регламентовані стандартом ГОСТ 6357-81.

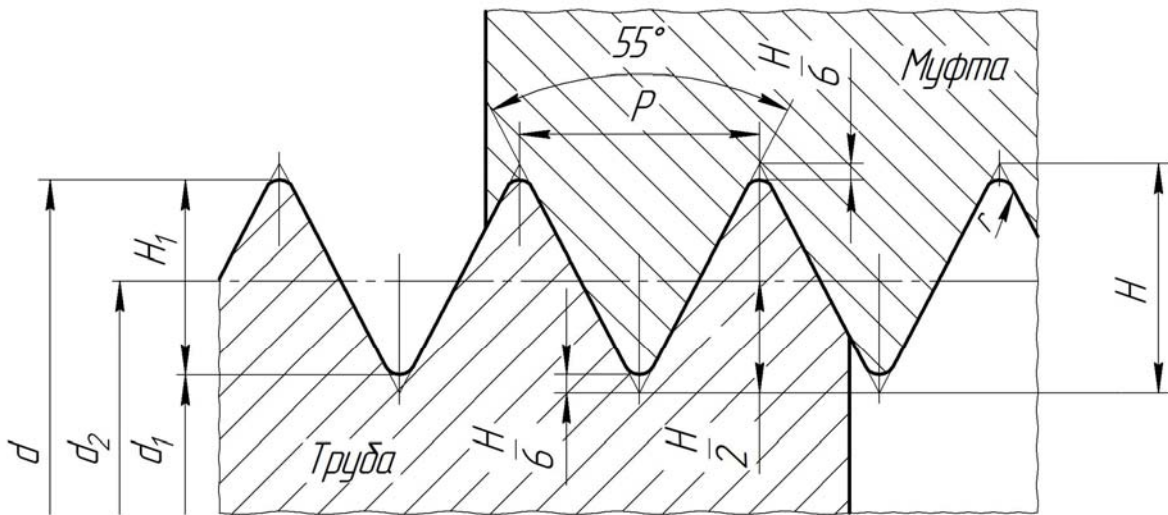


Рисунок 8.6 – Трубна різьба та їх параметри

Трапецеїдальну різьбу (рисунок 8.7 а) використовують для передачі руху (в передачах гвинт-гайка). Її профіль – рівнобедрена трапеція з кутом $\alpha = 30^\circ$ (для черв'яків черв'ячних передач кут профілю $\alpha = 40^\circ$). Вона характеризується меншими витратами на тертя, ніж в різьбі з трикутним профілем, вищим коефіцієнтом корисної дії порівняно з різьбами з трикутним профілем, технологічніша у виготовленні та міцніша. Трапецеїдальна різьба буває однозахідною і багатозахідною. Такі різьби є з малим, середнім і нормальним кроками.

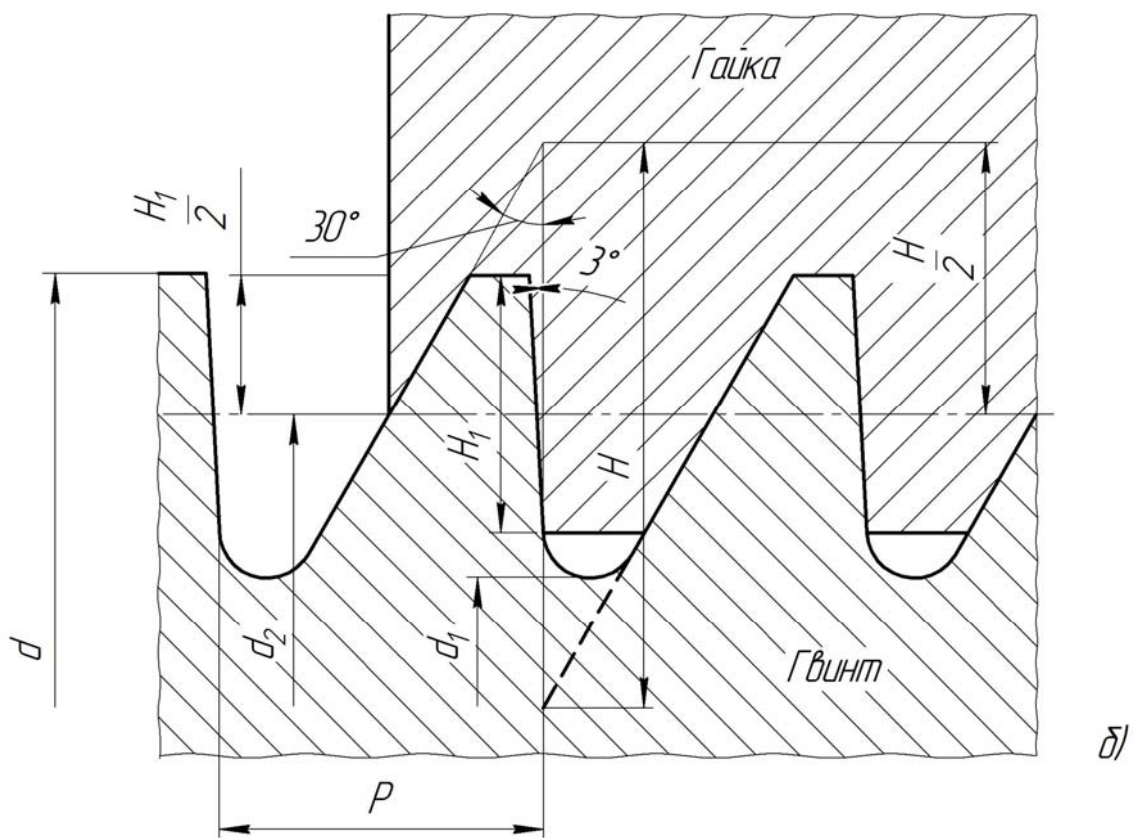
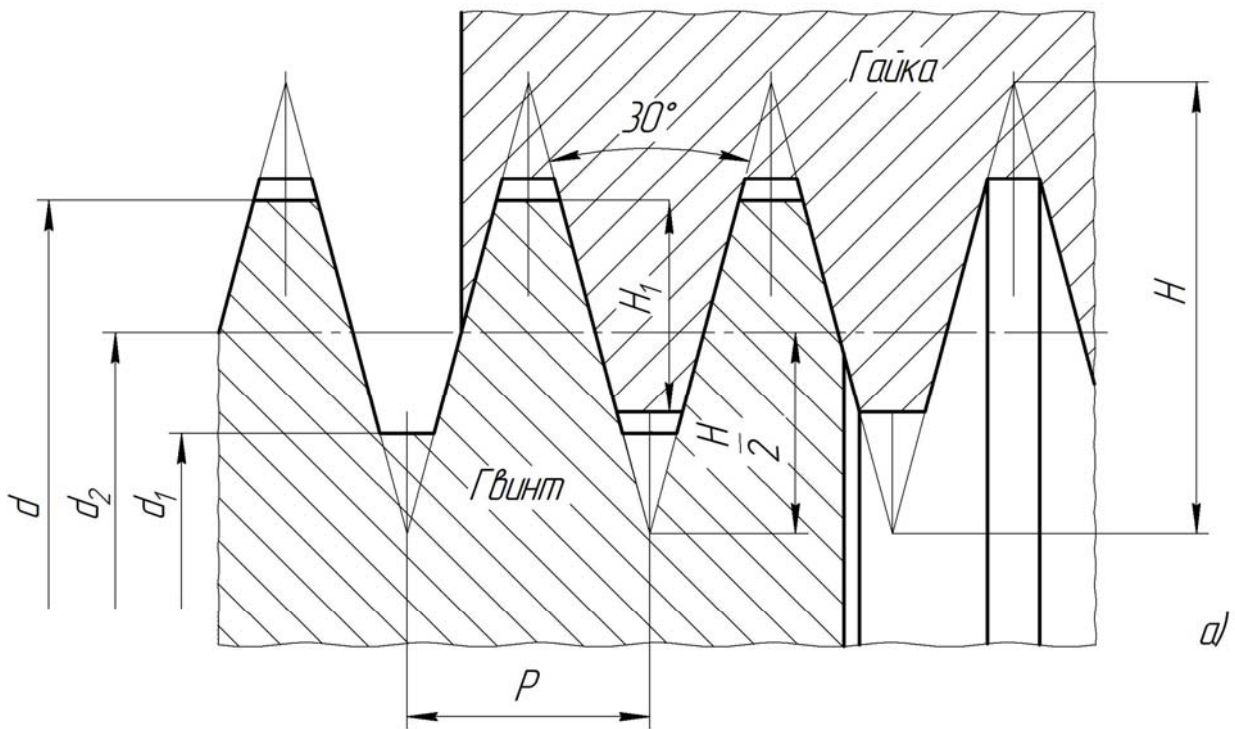
Основний профіль різьби і розміри його елементів регламентує стандарт ГОСТ 9484-81, ГОСТ 24737-81. Стандарт ГОСТ 24738-81 регламентує номінальні діаметри і кроки різьби. Номінальні діаметри, крок, хід і допуски трапецеїдальної багатозахідної різьби встановлює ГОСТ 24739-81. Умовне позначення трапецеїдальної однозахідної зовнішньої різьби з діаметром 50 мм і кроком 8 мм: Tr 50×8.

Упорну різьбу (рисунок 8.7 б) застосовують для гвинтів з великим одностороннім осьовим навантаженням, наприклад, у пресах, притискних пристроях прокатних станів, у гаках монтажопідіймальних машин і т.ін. Профіль витків упорної різьби – несиметричний трапецеїдальний, кут нахилу робочої частини профілю – 3° , неробочої – 30° .

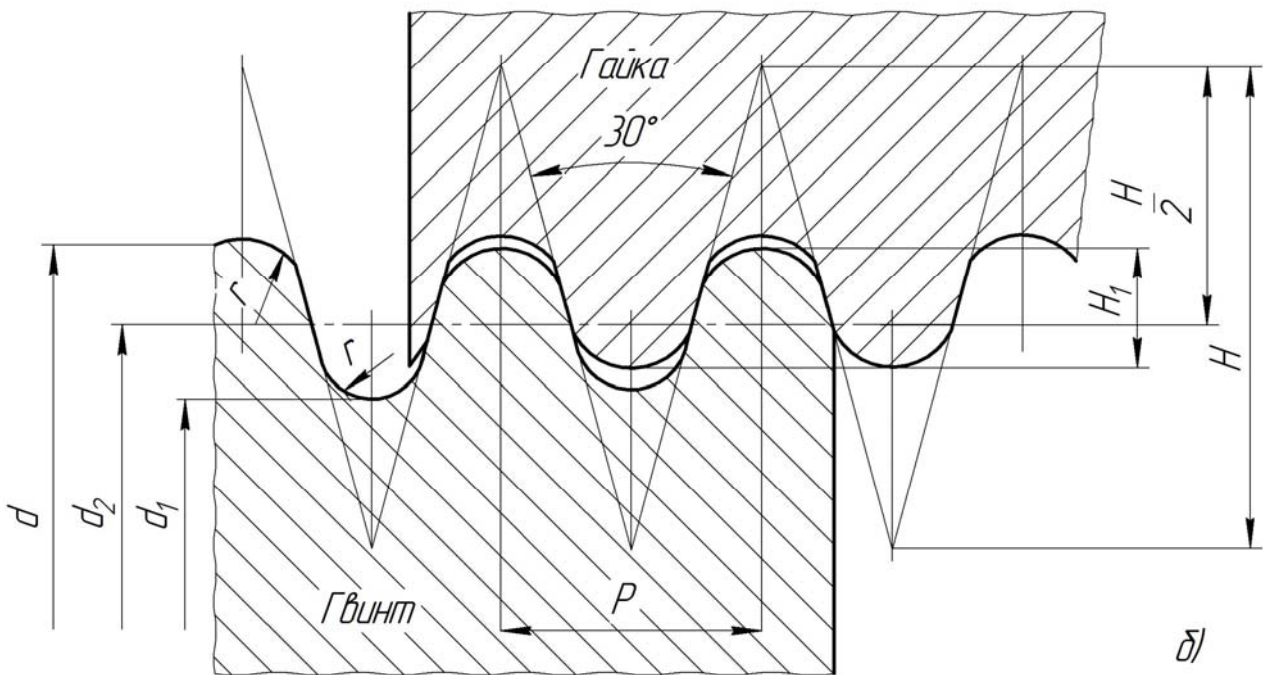
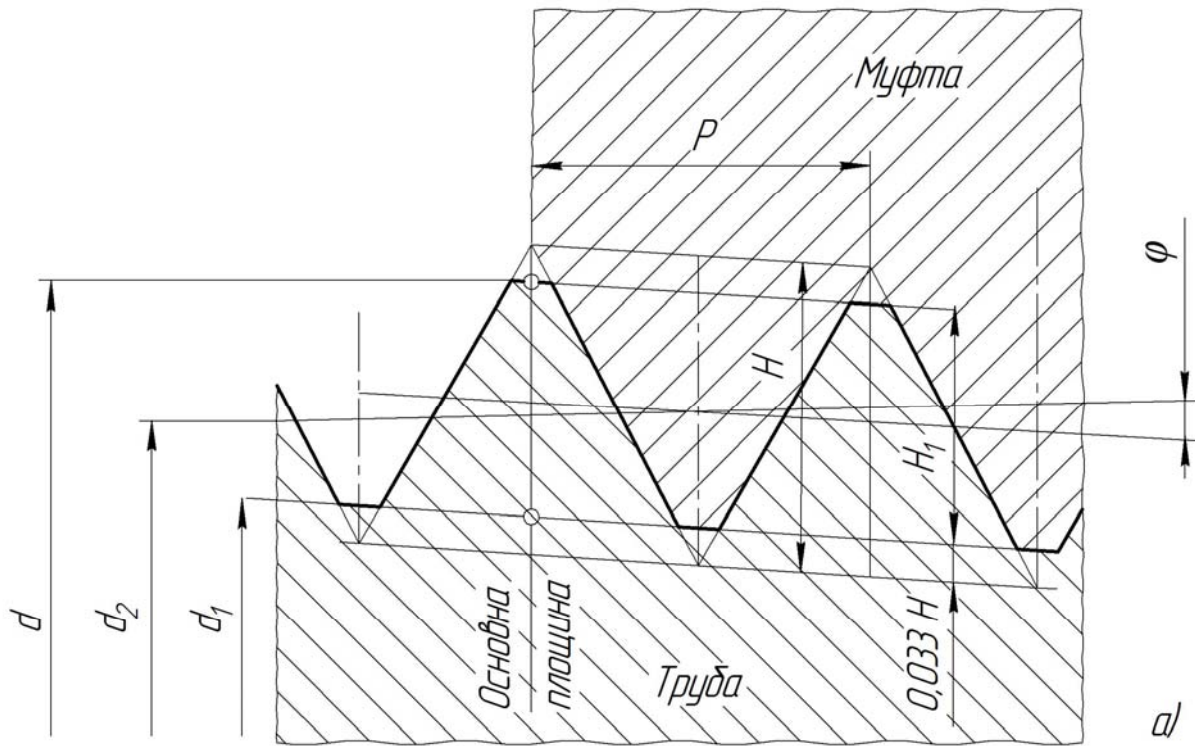
Профілі, діаметри, кроки і основні розміри упорної різьби встановлює стандарт ГОСТ 10177-82. Умовне позначення упорної різьби складається із букви S, номінального діаметра і кроку, наприклад: S 50×8.

Упорна підсилена різьба з кутами нахилу бокових сторін профілю 45° і 3° регламентована стандартом ГОСТ 13535-87. Це однозахідна різьба з діаметрами від 80 до 2000 мм. В умовне позначення упорної підсиленої різьби входить буква S, значення кута 45° , номінальний діаметр і крок, наприклад: S 45° 200×12.

Кріпильно-ущільнюючі різьби показані на рисунку 8.8.



а – трапецеїдальна; б – упорна
 Рисунок 8.7 – Ходові різьби та їх параметри



a – конічна; *б* – кругла

Рисунок 8.8 – Кріпильно-ущільнюючі різьби та їх параметри

Конічна метрична різьба (рисунок 8.8 а) забезпечує герметичність без спеціальних ущільнень. Її застосовують для з'єднання труб, встановлення пробок, мастильних тощо. Герметичність досягається щільним приляганням профілів по вершинах. Затягуванням конічної різьби можна компенсувати спрацювання і створювати необхідний натяг. Щоб конічні різьби можна було з'єднати з циліндричними, профілі конічних різьб нарізують з бісектрисою кута профілю перпендикулярною до осі гвинта.

Метричну конічну різьбу виконують з конусністю 1:16 і номінальним діаметром від 6 до 60 мм за стандартом ГОСТ 25229-82.

Умовне позначення конічної різьби складається з букв МК, номінального діаметра і кроку, наприклад: МК 16×1,5.

Круглу різьбу (рисунок 8.8 б) застосовують для різьбових з'єднань, які сприймають великі динамічні навантаження (вагонні стяжки), таких, які часто загвинчують та відгвинчують в умовах забруднення (пожежна арматура), а також у тонкостінних виробках, які потребують герметичності або надійного контакту робочих поверхонь (цоколі і патрони електролампочок).

Профіль круглої різьби складається з дуг, спряжених короткими прямими лініями. Кут профілю становить 30°. Великі радіуси заокруглення знижують концентрацію напружень.

Кругла різьба зручна для виготовлення накатуванням або витискуванням на тонкостінних металевих та пластмасових деталях, а також відливанням на чавунних, скляних, пластмасових та ін.

Профіль, основні розміри, допуски круглої різьби для санітарно-технічної арматури встановлює ГОСТ 13536-68.

Умовне позначення круглої різьби складається з букв Кр, номінального діаметра різьби, кроку і позначення стандарту, наприклад: Кр 12×2,54 ГОСТ 13536-68.

2. Силіві співвідношення

та умови самогальмування у гвинтовій парі

Для дослідження силових співвідношень, які виникають у гвинтовій парі, тобто між гайкою і гвинтом під час закручування гайки, необхідно виток різьби розвернути по середньому діаметру d_2 в похилу площину, а гайку замінити повзуном (рисунок 8.9 а, б). Таким чином закручування гайки відповідає руху тіла по похилій площині. *Взаємодію тіла з похилою площиною з урахуванням сил тертя вивчав ще в епоху середньовіччя видатний італійський учений Леонардо да Вінчі.*

У болтовому з'єднанні взаємна нерухомість деталей забезпечується відповідною затяжкою болта.

Під час загвинчування гайки (рисунок 8.10) осьова сила F_0 у стрижні болта зростає, при цьому збільшується і момент $T_{ЗАГВ}$, який прикладають до гайки. **Момент загвинчування (затягування) $T_{ЗАГВ}$ дорівнює сумі моментів у різьбі T_P і на торці гайки T_T**

$$T_{ЗАГВ} = T_P + T_T. \quad (8.3)$$

Опорну поверхню гайки для технічних розрахунків приймають у вигляді кільця з зовнішнім діаметром D_1 (дорівнює розміру ключа) і внутрішнім діаметром d_0 , який дорівнює отвору під болт (див. рис. 8.10).

Для загвинчування гайки до ключа необхідно прикласти обертовий момент $T_{КЛ}$ (див. рис. 8.10), який дорівнює сумі моментів сил опору

$$T_{КЛ} = T_{ЗАГВ} = F_P \cdot L_{КЛ} = T_P + T_T, \quad (8.4)$$

де F_P – сила, прикладена на ручці ключа;

$L_{КЛ}$ – стандартна довжина ключа (див. рис. 8.10), $L_{КЛ} \approx 15 d$.

Момент сил тертя в різьбі визначають, розглядаючи гайку як повзун, який піднімається по витках різьби, як по похилій площині (див. рис. 8.9). Нормальна до робочої поверхні витка сила F_N створює у контакті витків гвинта та гайки силу тертя

$$F_{TP} = F_N \cdot f_P; \quad (8.5)$$

$$f_P = \operatorname{arctg} \varphi, \quad (8.6)$$

де F_{TP} – сила тертя в різьбі;

F_N – нормальна сила на витках різьби від осьової сили F_0 (або сили попереднього затягування $F_{ЗАТ}$);

f_P – коефіцієнт тертя в різьбі;

φ – кут тертя.

Складова $F_N \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$ нормальної сили та сили тертя F_{TP} у сумі дають силу F , що лежить у площині, дотичній до середнього циліндра гвинта (рисунок 8.9 б).

Повзун знаходиться у рівновазі, якщо рівнодійна сила F від зовнішніх сил F_t і F_0 відхилена від нормалі $n-n$ на кут φ' .

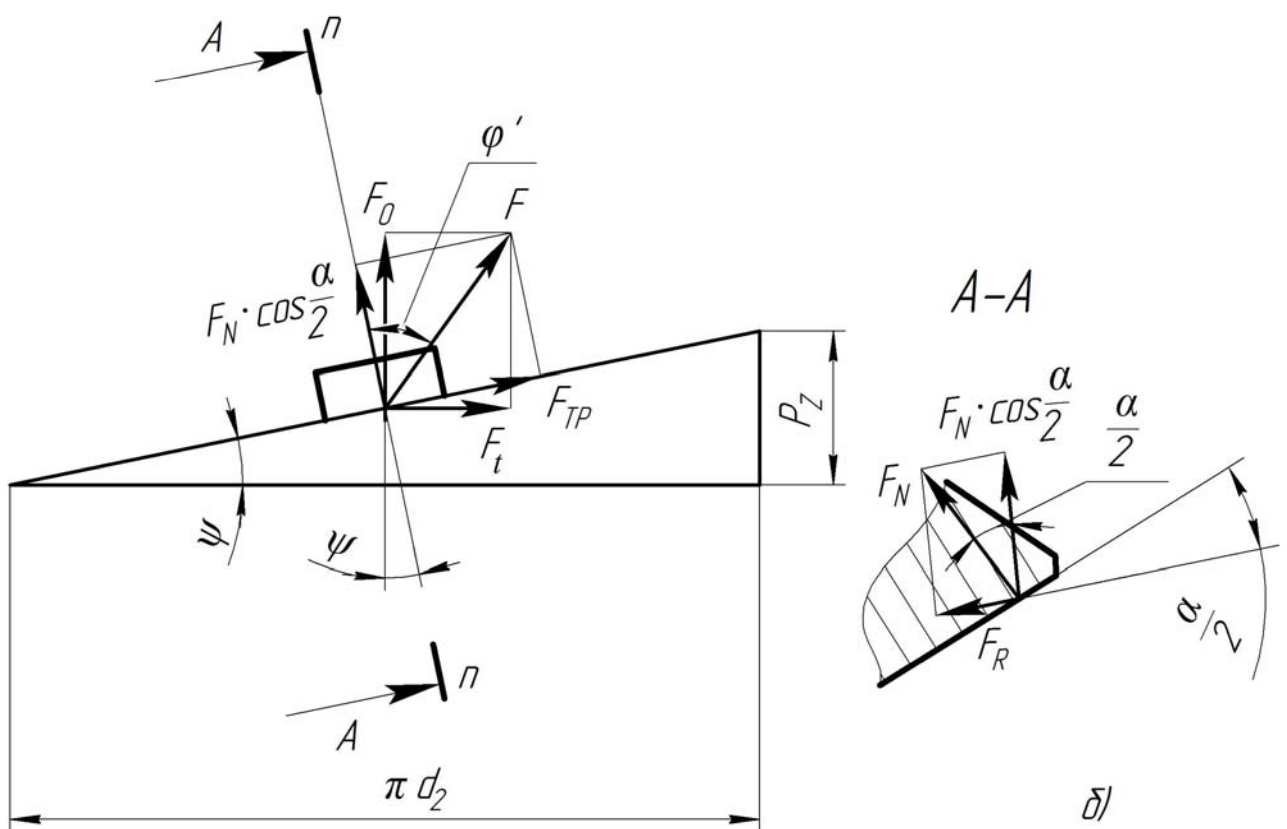
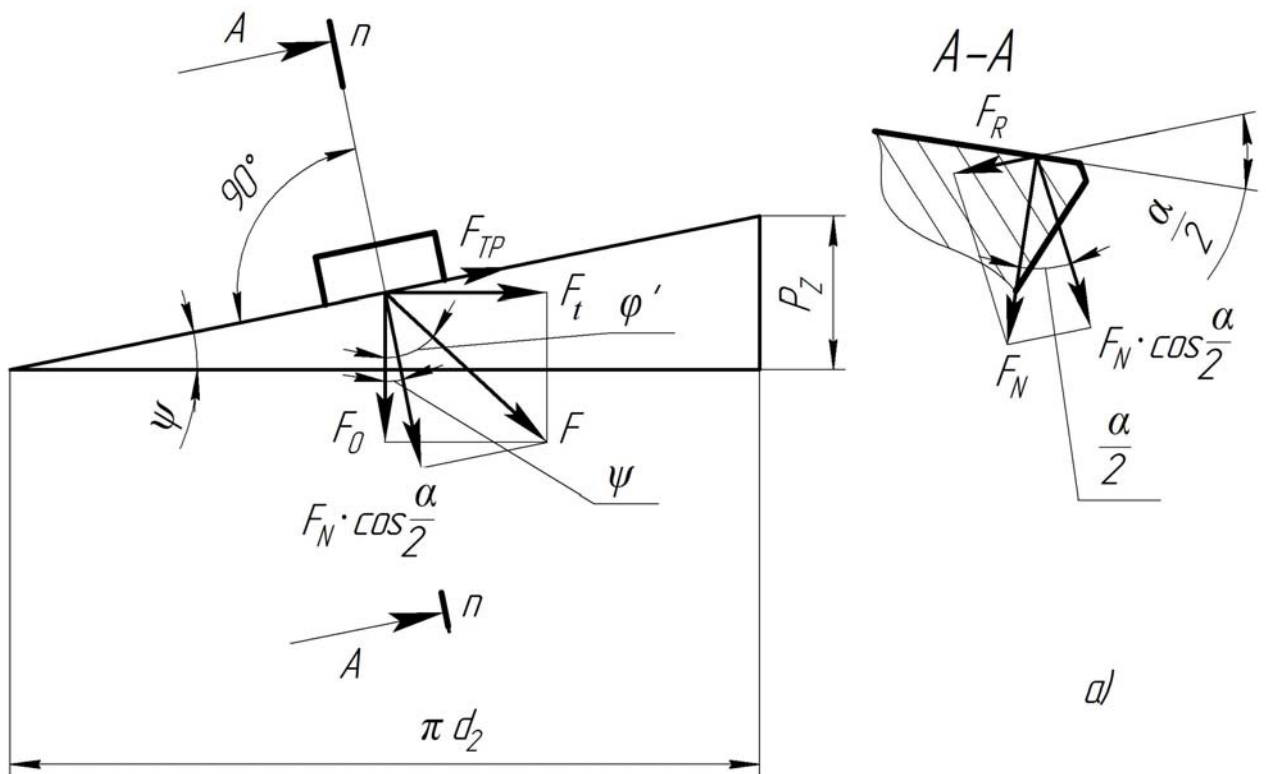


Рисунок 8.9 – Схема сил у гвинтовій парі

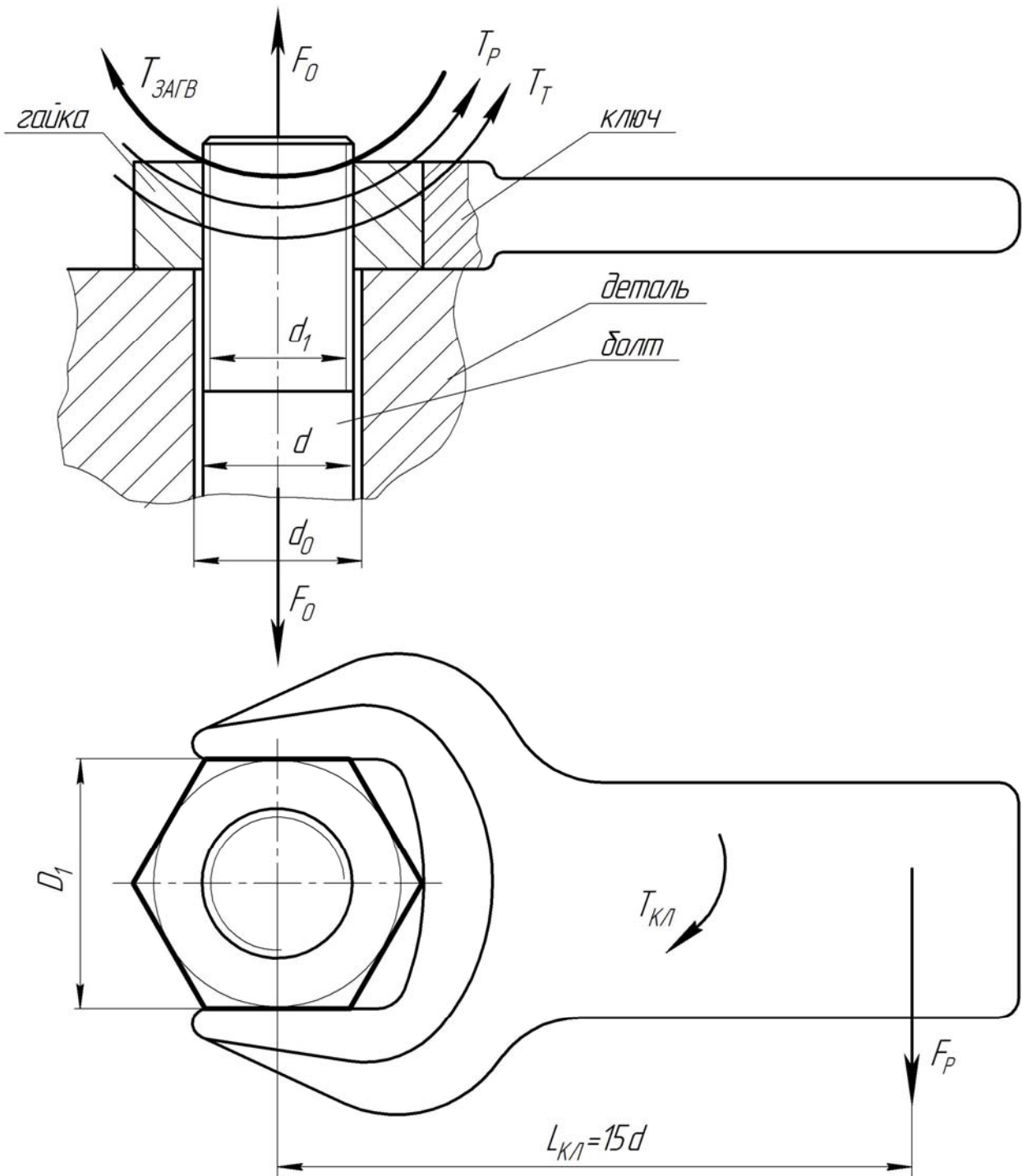


Рисунок 8.10 – Схема навантаження пари болт-гайка

Оскільки **колова** (рушійна) **сила**:

$$F_t = \frac{2 T_P}{d_2} \quad \text{і} \quad F_t = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'), \quad (8.7)$$

то **момент у різьбі**

$$T_P = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) = F_{ЗАГВ} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'), \quad (8.8)$$

де F_0 – осьова сила у стрижні гвинта;
 ψ – кут підйому гвинтової лінії різьби по середньому діаметру;
 φ' – зведений кут тертя в різьбі, який враховує вплив кута профілю різьби;
 $f_{ЗВ.Р}$ – зведений коефіцієнт тертя в різьбі, визначають так

$$f_{ЗВ.Р} = \operatorname{tg} \varphi' = \frac{F_{TP}}{F_N \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{f_P}{\cos \frac{\alpha}{2}}; \quad \operatorname{tg} \psi = \frac{P_Z}{\pi \cdot d_2}. \quad (8.9)$$

При малих кутах підйому витків (рисунки 8.5, 8.6, 8.7) можна брати такі значення кутів профілю різьби α і зведеного коефіцієнта тертя в різьбі $f_{ЗВ.Р}$:

– для кріпильної метричної різьби

$$\frac{\alpha}{2} = 30^\circ \quad \text{і} \quad f_{ЗВ.Р} = 1,15f;$$

– для ходової трапецеїдальної симетричної різьби

$$\frac{\alpha}{2} = 15^\circ \quad \text{і} \quad f_{ЗВ.Р} = 1,03f;$$

– для ходової упорної різьби

$$\alpha = 3^\circ \quad \text{і} \quad f_{ЗВ.Р} \approx f;$$

– для прямокутної різьби

$$\alpha = 0^\circ \quad \text{і} \quad f_{ЗВ.Р} = f.$$

Отже, у **кріпильній метричній різьбі сили тертя** на 15...12 % **більші, ніж у ходових різьбах.**

Формула (8.8) справедлива для випадку, коли осьова сила F_0 на гвинті протилежна до напрямку швидкості V його поступального руху, тобто під час загвинчування гайки. Якщо напрями F_0 і V збігаються (рисунок 8.9 б), тобто під час відгвинчування гайки (для випадку $\varphi' > \psi$), то вираз для визначення T'_P буде мати вигляд

$$T'_P = F_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg} (\varphi' - \psi). \quad (8.10)$$

З формули (8.10) видно, що при великих кутах підйому витків різьби $\psi > \varphi'$ момент у різьбі T'_P – від'ємний, тобто **передача гвинт-гайка стає несамогальмівною.**

Умову самогальмування можна записати у вигляді

$$T'_P > 0. \quad (8.11)$$

Розглядаючи самогальмування тільки у різьбі без урахування тертя на торці гайки, отримаємо

$$\operatorname{tg}(\varphi' - \psi) > 0, \text{ або } \psi < \varphi'. \quad (8.12)$$

Для кріпильних різьб значення кута підйому ψ лежить у межах $2^\circ 30'' \dots 3^\circ 30''$, а зведений кут тертя φ' змінюється залежно від коефіцієнта тертя в межах від 6° (при $f_P \approx 0,1$) до 16° (при $f_P \approx 0,3$).

Отже, всі кріпильні різьби – самогальмівні.

Для самогальмування у гвинтовій парі необхідним є забезпечення умови:

- для прямокутної різьби $\psi < \varphi$;
- для трикутної різьби $\psi < \varphi'$;
- для кріпильних різьб $\psi = \varphi'$, а зведений кут тертя $\varphi' \geq 8^\circ$.

Ходові різьби бувають як самогальмівними, так і несамогальмівними.

Момент сил тертя в торці гайки залежить від конструкції гвинта або гайки. Опорна торцева поверхня гайки має форму кільця, обмеженого діаметрами D_1 і d_0 (див. рис. 8.10). Тому момент сил тертя на такій площині за рівномірного розподілу тиску можна визначити за формулою

$$T_T = F_0 \cdot f_T \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} = F_0 \cdot f_T \cdot R_{3B}, \quad (8.13)$$

де f_T – коефіцієнт тертя в торці гайки;

R_{3B} – зведений радіус сил тертя на кільцевій площині торця гайки, визначають за формулою

$$R_{3B} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2}; \quad (8.14)$$

D_1 – розмір «під ключ» (рожковий), тобто діаметр захвату гайкового ключа (опорного торця гайки);

d_0 – діаметр отвору під болт, $d_0 = d + 2$ мм.

Підставивши вирази (8.8) і (8.13) у залежність (8.3), отримаємо формулу для визначення **моменту**, який потрібно прикласти до гайки **для створення осьової сили**, тобто моменту загвинчування (моменту рушійних сил)

$$T_{ЗАГВ} = T_P + T_T = F_0 \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + f_T \cdot R_{ЗВ} \right]. \quad (8.15)$$

За формулами (8.4) і (8.15) можна визначити відношення осьової сили гвинта F_0 до сили F_P , прикладеної на ручці ключа, тобто $\frac{F_0}{F_P}$, яке

дає виграти у силі.

При стандартній довжині ключа $L_{КЛ} \approx 15 d$ і коефіцієнтові тертя в різьбі f_P відношення

$$\frac{F_0}{F_P} = 70 \dots 80.$$

Отримані залежності показують, що стрижень болта не тільки розтягується силою F_0 (силою затягування $F_{ЗАТ}$), але й закручується моментом T_P .

Коефіцієнт тертя в різьбі f_P може змінюватися у широких границях залежно від:

- матеріалів гвинта і гайки;
- стану поверхонь тертя гвинта і гайки;
- наявності змащування;

– реальної силової картини у гвинтовій парі. Вона визначається ступенем навантаженості контактуючих поверхонь гвинта і гайки і обумовлена величиною сили затягування $F_{ЗАТ}$ (F_0) за інших рівних умов.

Використовуючи наведені вище залежності, можна отримати **формули для визначення величини коефіцієнтів тертя:**

– у різьбі

$$f_P = \cos \frac{\alpha}{2} \cdot \operatorname{tg} \left(\operatorname{arctg} \frac{2 T_P}{F_0 \cdot d_2} - \psi \right); \quad (8.16)$$

– на торці гайки

$$f_T = \frac{T_T}{F_{ЗАТ} \cdot R_{ЗВ}}. \quad (8.17)$$

3. Будова і принцип роботи експериментальної установки

Вивчаючи матеріал теми, необхідно враховувати, що **момент загвинчування гайки складається з моментів тертя у різьбі і на торці гайки**. Значення цих моментів залежить від:

- сили попереднього затягування (осьової сили);
- коефіцієнта тертя f_T на торці;
- коефіцієнта тертя f_P в різьбі;
- виду різьби.

Виконуючи лабораторну роботу, визначають експериментально моменти опору в різьбі і на торці гайки.

Тертя в трикутній різьбі буде більшим порівняно з іншими видами різьб. Це пояснюється впливом профілю різьби і пов'язаної з цим зміни нормальних тисків на її робочих поверхнях.

Коефіцієнт тертя в різьбі може змінюватися у досить великих межах залежно від:

- поєднань матеріалів гвинта і гайки;
- стану поверхонь гвинта і гайки;
- наявності змащування;
- реальної силової картини у гвинтовому з'єднанні.

Силова картина у гвинтовому з'єднанні визначається ступенем навантаженості контактуючих поверхонь гвинта і гайки і обумовлена, за інших різних умов, величиною сили затягування $F_{ЗАТ}$. Тому ***величину коефіцієнтів тертя в різьбі і на торці гайки визначають експериментально за фактичними значеннями момента загвинчування і сили попереднього затягування***.

Лабораторну роботу з визначення коефіцієнтів тертя в різьбі і на торці гайки виконують на установці типу ДМ-27 (рисунок 8.11).

Принципова схема установки показана на рисунку 8.12.

Установка ДМ-27 (див. рис. 8.12) складається з корпусу 1, динамометричної скоби 2, індикатора 3, комплекту болтів 5 з гайками, змінних втулок 6, підшипників 7 і головок 8 для випробування болтів різних діаметрів. Головка 8 запобігає провертанню болтів.

Коефіцієнти тертя визначають на основі вимірювань моментів загвинчування гайки і сили затягування болта.

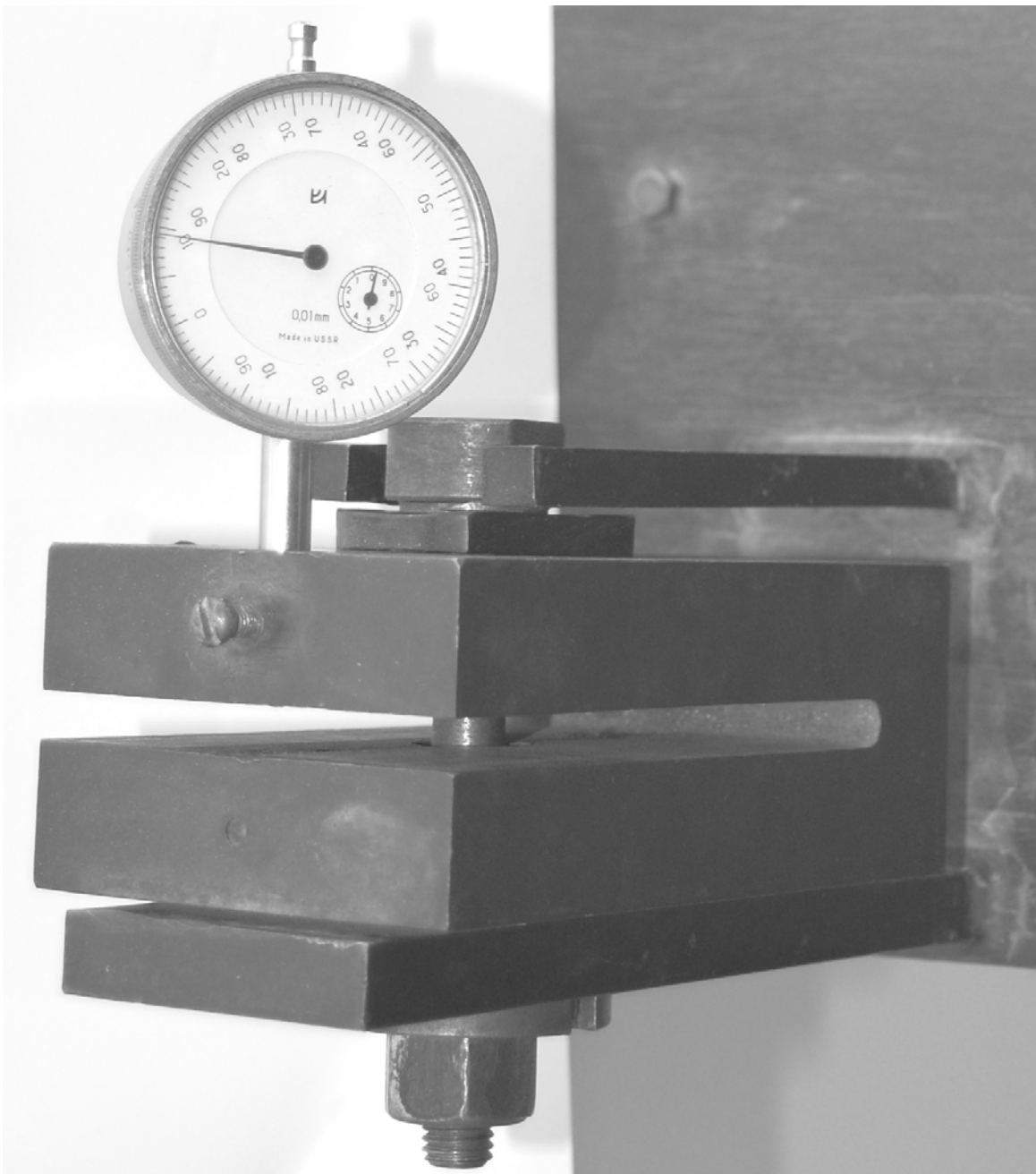


Рисунок 8.11 – Експериментальна установка типу ДМ-27 для дослідження коефіцієнтів тертя в різьбі і на торці гайки

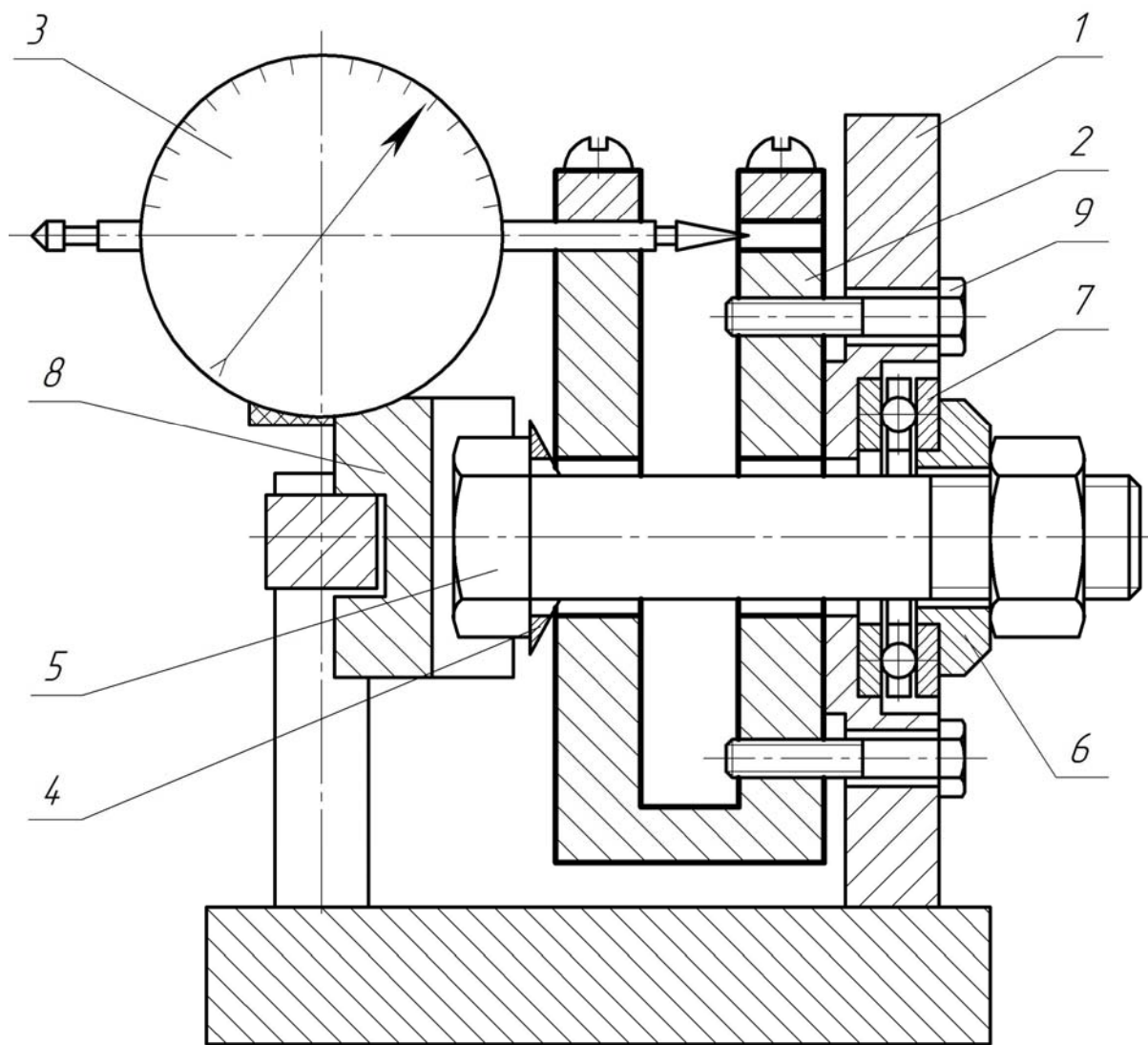


Рисунок 8.12 – Будова експериментальної установки типу ДМ-27 для дослідження коефіцієнтів тертя в різьбі і на торці гайки

Момент загвинчування вимірюють динамометричним ключем, а силу затягування болта – за його деформацією за допомогою динамометричної скоби 2, яка прикріплена до корпусу 1 двома гвинтами 9. Величину цієї деформації вимірюють індикатором 3.

Для визначення коефіцієнта тертя в торці гайки в установці є обмежувач, який блокує роботу підшипника 7. Сферична шайба 4 призначена для вирівнювання тиску на опорній поверхні головки випробуваного болта при деформації скоби 2.

Установка дозволяє досліджувати болти діаметром від 12 до 20 мм при різній шорсткості поверхонь тертя, силі затягування до 40 кН і крутному моменті до 8 кНмм.

4. Порядок виконання лабораторної роботи

4.1. Опрацювати методичні вказівки до лабораторної роботи.

4.2. Підготувати таблиці 8.1 і 8.2.

4.3. Вивчити будову і принцип роботи установки типу ДМ-27. З'ясувати завдання досліджень.

4.4. Для виконання експериментальних досліджень виміряти такі геометричні параметри:

d – зовнішній (номінальний) діаметр різьби;

P – крок різьби;

H – висоту гайки, $H = 0,866 P$;

D_1 – зовнішній діаметр опорної поверхні гайки (~розмір під ключ);

d_0 – діаметр отвору під болт;

l_0 – довжину отвору під болт.

Внутрішній діаметр d_1 і середній діаметр d_2 різьби уточнити за стандартом.

4.5. Підрахувати з умови міцності болта на розтяг допустиму силу затягування за формулою

$$[F_{ЗАТ}] = \left(\frac{k_1 \cdot \pi \cdot d_1^2}{4} \right) \cdot [\sigma]_p, \quad (8.18)$$

де $[\sigma]_p$ – допустиме напруження на розтяг для матеріалу болта (для сталі Ст. 4, $[\sigma]_p = 120 \text{ Н/мм}^2$);

k_1 – коефіцієнт, який враховує напруження кручення у гвинті, $k_1 = 1,3$.

4.6. Визначити експериментально момент тертя в різьбі в такому порядку:

– вмонтувати досліджуваний болт в установку (кульковий упорний підшипник поз. 7 (див. рис. 8.12) повинен при цьому обертатися вільно);

– виставити положення стрілок індикаторів установки і динамометричного ключа на нульову поділку;

– динамометричним ключем затягнути послідовно болт до сили затягування

$$F_{ЗАТ} = 0,25 [F_{ЗАТ}];$$

$$F_{ЗАТ} = 0,5 [F_{ЗАТ}];$$

$$F_{ЗАТ} = 0,75 [F_{ЗАТ}];$$

$$F_{ЗАТ} = [F_{ЗАТ}],$$

записуючи кожен раз покази стрілок індикаторів на ключі та установці.

Примітка. Враховуючи ціну поділки індикатора 3, визначити, скільки поділок буде становити кожне значення сили затягування болта, вказане вище. Для цього за тарувальним графіком (рисунок 8.13) за даного значення сили затягування болта визначити його деформацію, а потім з врахуванням ціни поділки індикатора 3 кількість поділок, які відповідають цьому значенню сили затягування. Аналогічно за кожного значення сили затягування болта на індикаторі динамометричного ключа зафіксувати кількість поділок і з урахуванням ціни поділки визначити момент закручування гайки.

4.7. Для кожного значення $F_{ЗАТ}$, використавши залежність (8.8), визначити коефіцієнт тертя в різьбі f_P

$$f_P = \cos \frac{\alpha}{2} \cdot \operatorname{tg} \left(\operatorname{arctg} \frac{2 T_P}{F_{ЗАТ} \cdot d_2} - \psi \right). \quad (8.19)$$

4.8. Визначити момент тертя на торці гайки:

– втулку 6 (див. рис. 8.12) заблокувати від прокручування (замінити втулку на обмежувач обертання підшипника, цим буде блокована робота підшипника і до тертя в різьбі додасться тертя на торці гайки). Під час прокручування гайки у такому випадку момент закручування $T_{ЗАГВ}$ буде зрівноважуватися моментом тертя в різьбі і моментом тертя на торці гайки;

– виставити положення стрілок індикаторів установки і ключа на нульові поділки;

– динамометричним ключем затягнути послідовно болт до значень сили затягування

$$F_{ЗАТ} = 0,25 [F_{ЗАТ}];$$

$$F_{ЗАТ} = 0,5 [F_{ЗАТ}];$$

$$F_{ЗАТ} = 0,75 [F_{ЗАТ}];$$

$$F_{ЗАТ} = [F_{ЗАТ}],$$

записуючи кожен раз значення моменту закручування гайки (під час роботи керуватися вказівками примітки п. 4.6);

– визначити момент тертя на торці гайки T_T як різницю значень момента загвинчування $T_{ЗАГВ}$ і момента в різьбі T_P , тобто

$$T_T = T_{ЗАГВ} - T_P. \quad (8.20)$$

Момент тертя в різьбі взяти згідно з дослідями п. 4.6, а момент $T_{ЗАГВ}$ за формулою (8.4).

4.9. Для кожного значення сили затягування $F_{ЗАТ}$ визначити коефіцієнт тертя на торці гайки f_T за формулою

$$f_T = \frac{T_T}{F_{ЗАТ} \cdot R_{ЗВ}}. \quad (8.21)$$

4.10. Досліди згідно з пп. 4.6...4.8 виконати для змащених або сухих поверхонь (варіант дослідів задає викладач). Знежирення поверхонь тертя виконують протиранням деталей бензином, ацетоном або метиловим спиртом.

4.11. Результати дослідів і розрахунків записати у таблицю 8.2.

4.12. Побудувати графіки залежностей коефіцієнтів тертя в різьбі і на торці гайки від питомого тиску, тобто

$$f_T = f(p_T); \quad (8.22)$$

$$f_P = f(p_P); \quad (8.23)$$

визначивши попередньо середній тиск
– на витках різьби

$$p_P = \left[\frac{4 F_{ЗАТ}}{\pi (d^2 - d_1^2) \cdot k} \right]; \quad (8.24)$$

– на торці гайки

$$p_T = \left[\frac{4 F_{ЗАТ}}{\pi (D_1^2 - d_0^2) \cdot k} \right]; \quad (8.25)$$

де k – кількість витків (ниток) різьби

$$k = \frac{H}{P}. \quad (8.26)$$

4.11. Визначити деформацію болта Δ , мм, за формулою

$$\Delta = \frac{4 \cdot F_{ЗАТ} \cdot l_0}{\pi \cdot E \cdot d_2}, \quad (8.27)$$

де E – модуль пружності матеріалу болта, $E = 2 \cdot 10^5$ МПа.

4.12. Проаналізувати результати експериментів, зробити висновки.

4.13. Оформити звіт.

Таблиця 8.1 – Параметри болтового з'єднання

Параметри для досліджень		Значення
Параметри болга	Зовнішній діаметр, d , мм	
	Внутрішній діаметр, d_1 , мм	
	Середній діаметр, d_2 , мм	
	Крок різьби, P , мм	
	Хід різьби, P_Z , мм, формула (8.1)	
	Висота вихідного трикутника, $H = 0,866 P$, мм	
	Кут підйому гвинтової лінії різьби, ψ , формула (8.2)	
Параметри з'єднання	Діаметр отвору під болт, $d_0 = d + 2$, мм	
	Діаметр під ключ, D_1 , мм	
	Кількість витків (ниток) різьби, k , мм, формула (8.26)	
	Допустима сила затягування, $[F_{ЗАТ}]$, Н, формула (8.18)	

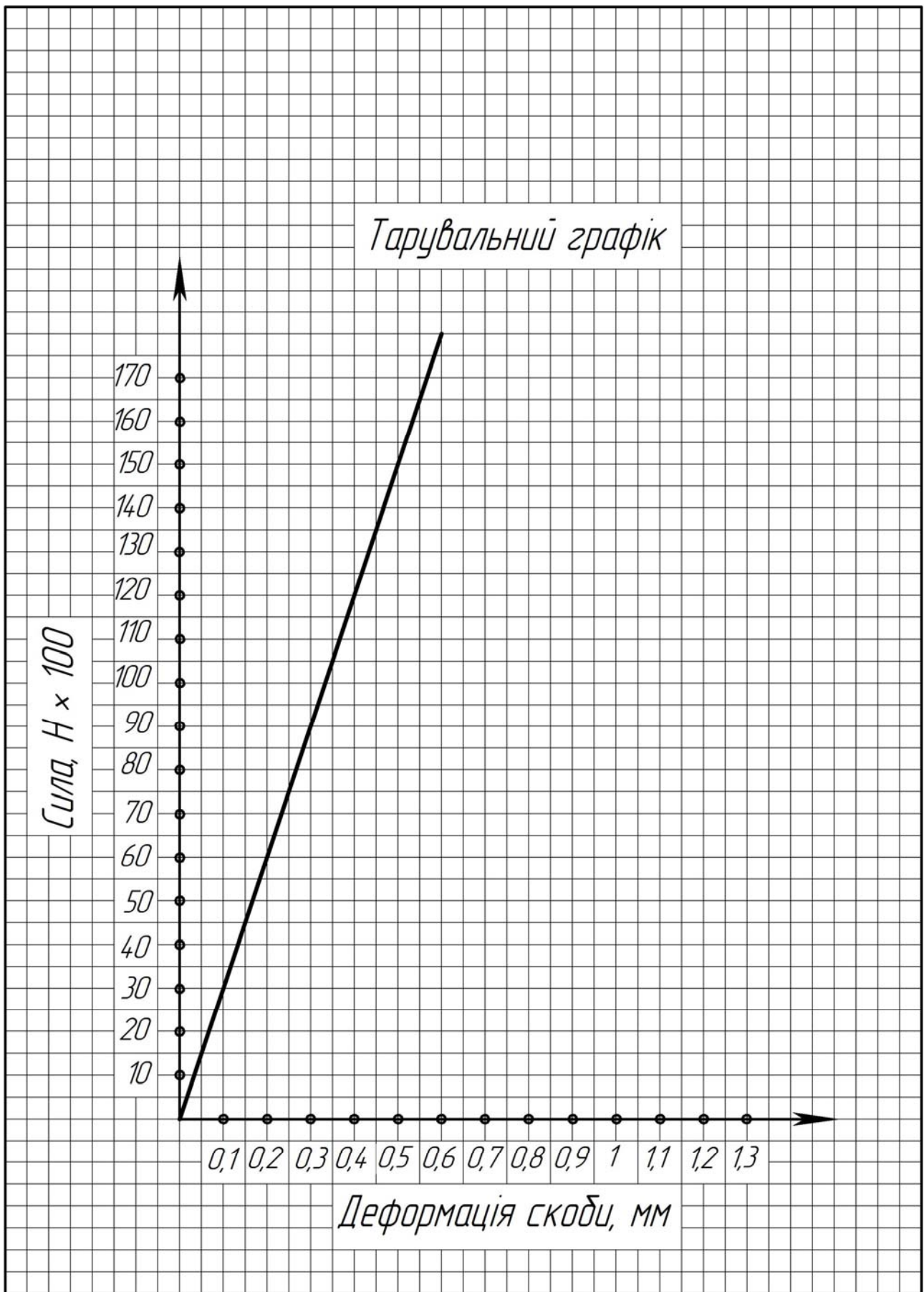


Рисунок 8.13 – Тарувальний графік

Таблиця 8.2 – Результати досліджень

Сила затягування болта, F_{3AT} , Н	Дані експериментів і результати розрахунків									
	Покази індикатора установки, кількість поділок	Покази індикатора ключа, кількість поділок	Значення момента в різьбі (за показами динамометричного ключа), T_P , Нмм	Коефіцієнт тертя в різьбі, f_P , формула (8.19)	Значення момента в різьбі, який потрібно прикласти до гайки для створення осьової сили при різних значеннях сили затягування, T_P , Нмм, формула (8.8)	Момент тертя на торці гайки, T_T , Нмм, формула (8.13)	Коефіцієнт тертя на торці гайки, f_T , формула (8.21)	Питомий тиск на нитках різьби, p_P , Н/мм ² , формула (8.24)	Питомий тиск на торці гайки, p_T , Н/мм ² , формула (8.25)	Деформація болта, Δ , мм, формула (8.27)
$F_{3AT} = 0,25 [F_{3AT}]$										
$F_{3AT} = 0,5 [F_{3AT}]$										
$F_{3AT} = 0,75 [F_{3AT}]$										
$F_{3AT} = [F_{3AT}]$										

Питання для самоперевірки під час підготовки до лабораторної роботи

1. Назвіть основні типи кріпильних різьб і їх параметри.
2. Чому в різьбових з'єднаннях найчастіше використовують трикутний профіль різьби?
3. Зобразіть розрахункову схему, яка дозволяє встановити співвідношення сил у гвинтовій парі, поясніть її.
4. Якими моментами зрівноважується момент загвинчування гайки? Чому вони дорівнюють?
5. Що таке приведений (зведений) кут і коефіцієнт тертя в трикутній різьбі? Поясніть умову самогальмування.
6. Запишіть залежність між силою затягування $F_{ЗАТ}$ і моментом загвинчування $T_{ЗАГВ}$ гайки.
7. Запишіть формули для визначення коефіцієнта тертя в різьбі і на торці гайки, які використовують у лабораторній роботі.
8. Як визначають кут підйому різьби?
9. Які види стопорних пристроїв використовують проти самовідгвинчування гвинтів і гайок?
10. Як розподіляється навантаження на нитках (витках) різьби?
11. Як враховують момент тертя в різьбі під час розрахунку болтів на міцність?
12. У чому різниця розрахунку на міцність незатягнутих і затягнутих болтів під час дії зсуваючої сили на різьбове з'єднання.

Рекомендована література

1. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1984. С. 22-27.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989.
3. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высшая школа, 1982. С. 62-81.

Лабораторна робота № 9 ДОСЛІДЖЕННЯ БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ЗСУВ

Мета роботи: дослідити залежність зсуваючої сили від сили затягування болта і шорсткості контактуючих поверхонь.

Матеріальне забезпечення: установка ДМ-30М, пристосування ДМ-23М, набір пластин і повзуни, динамометричний ключ, набір ключів, технічна документація, навчальні плакати, методичне забезпечення, відео-матеріали.

1. Теоретичні відомості до вивчення теми

Різьбовими називають з'єднання (рисунок 9.1), які виконують за допомогою деталей, що мають різьбу, тобто болтами, гвинтами, шпильками, гайками тощо. У сучасних машинах деталі, що мають різьбу, становлять більше 60 % від загальної кількості деталей.

Переваги різьбових з'єднань:

- простота;
- висока несуча здатність;
- надійність;
- зручність з'єднання та роз'єднання деталей.

Різьбові з'єднання – це найбільш поширені роз'ємні з'єднання в машино- і приладобудуванні. Основним елементом такого з'єднання є **різьба – зовнішня** (болти, гвинти, шпильки) і **внутрішня** (гайки), яка утворюється нарізуванням канавок на циліндричній або конічній поверхні деталей по гвинтовій лінії.

Найбільш поширеними кріпильними деталями є **болти (гвинти) і гайки** (рисунок 9.1).

За конфігурацією стержня розрізняють:

- болти (гвинти) з нормальним стрижнем (ставлять в отвір із зазором);
- з потовщеним стрижнем;
- болти з підголовком;
- спеціальні болти.

Головки болтів бувають: шестигранні, квадратні, потайні, напівпотайні, напівкруглі, циліндричні з шестигранною або чотиригранною заглибиною під ключ тощо. Кінці кріпильних болтів бувають плоскими, з конічною фаскою, сферичними.

Форму перетину витка різьби (у результаті нарізання канавок), утвореного площиною, яка проходить через вісь гвинта, називають **профілем різьби**.

Залежно від форми профілю різьби поділяють на:

- трикутні;
- упорні;
- трапецеїдальні;
- прямокутні;
- круглі.

Гвинтова лінія (а відповідно і різьба) може бути *правою* і *лівою*. Права гвинтова лінія йде зліва направо і вгору, ліва – справа наліво і вгору. Найбільш поширена у машинобудуванні – права різьба.

Залежно від кількості заходів, різьби поділяють на однозахідні і багатозахідні. Багатозахідні різьби утворюються під час переміщення декількох паралельно розташованих профілів по гвинтових лініях.

За призначенням різьби поділяють на:

- кріпильні (метрична, дюймова, годинникова);
- кріпильно-ущільнюючі (трубна циліндрична, конічна, кругла);
- ходові, тобто для передачі руху (прямокутна, трапецеїдальна, упорна).

Кріпильні різьби застосовують у деталях різьбових з'єднань. Вони мають трикутний профіль, який характеризується підвищеним тертям, що забезпечує самогальмування різьби, тобто відсутністю самовідгвинчування гайки, високою міцністю та технологічністю.

Кріпильно-ущільнюючі різьби застосовують у різьбових виробках, у яких потрібно забезпечити герметичність. Ці різьби бувають також трикутного профілю, але без радіальних зазорів як на циліндричній, так і на конічній поверхнях.

Різьби для передачі руху (ходові) застосовують у гвинтових механізмах і мають трапецеїдальний або рідше прямокутний профіль. Різьби гвинтових механізмів здебільшого несамогальмівні.

Різьби з трапецеїдальним несиметричним профілем, які називають *упорними*, здатні сприймати великі осьові навантаження, що діють в одному напрямку.

Основні геометричні параметри різьб стандартизовані.

У машинобудуванні *основною кріпильною різьбою є метрична різьба з профілем у вигляді рівностороннього трикутника* і кутом профілю $\alpha = 60^\circ$. Таку назву ця різьба отримала, тому що всі її розміри задають у міліметрах. Вершини витків та впадин метричної різьби притуплені по прямій або по дузі кола. По вершинах та впадинах утворений зазор, що робить її негерметичною. Така конструкція полегшує обробку різьби, зменшує концентрацію напружень та запобігає пошкодженням різьби під час виконання складальних робіт та експлуатації з'єднання.

Геометричні параметри різьби показані на рисунку 9.2.

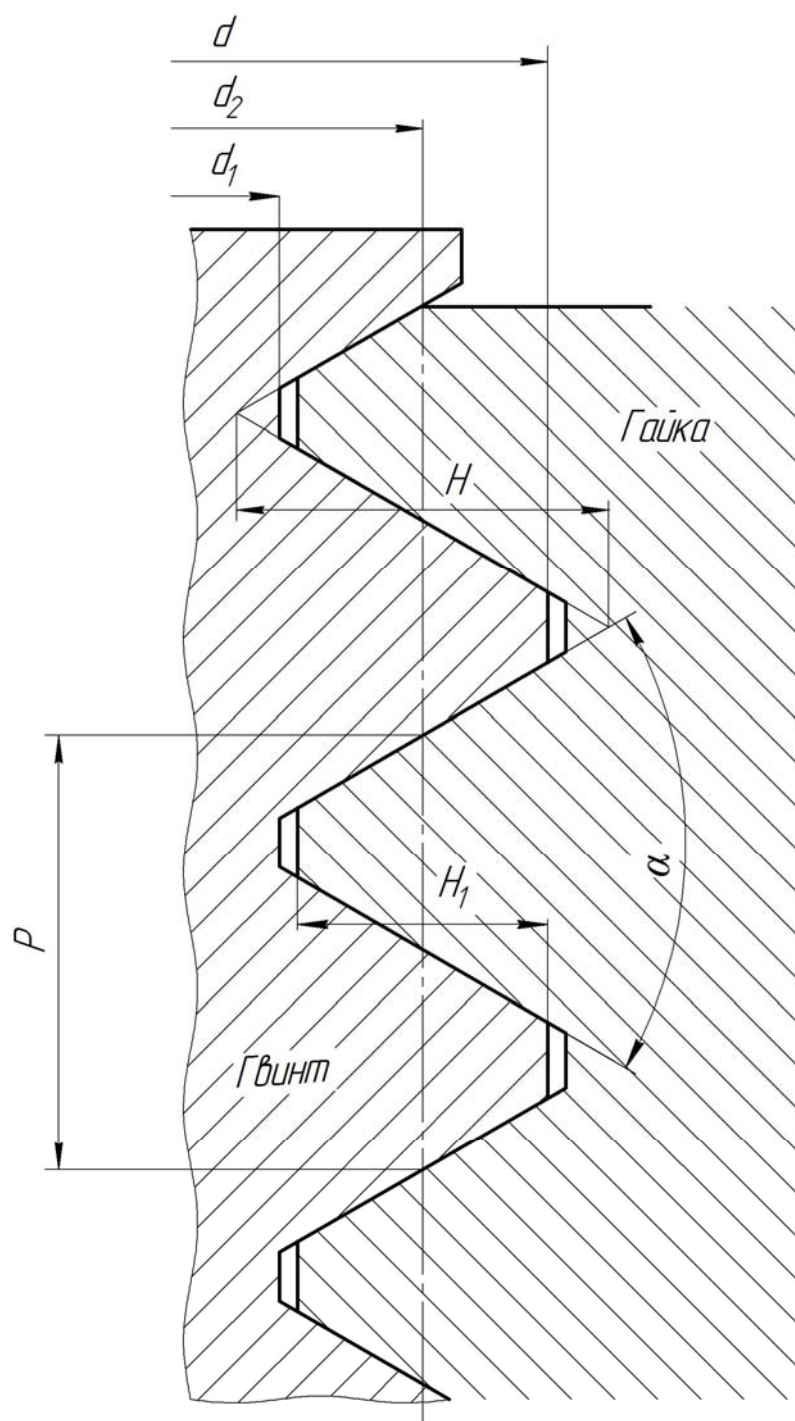


Рисунок 9.2 – Геометричні параметри циліндричної різьби

- d – зовнішній (номінальний) діаметр різьби;
- d_1 – внутрішній діаметр;
- d_2 – середній діаметр (діаметр уявного циліндра, поверхня якого перетинає витки різьби по висоті, так що ширина витка дорівнює ширині впадин);

- P – крок різьби (відстань між однойменними точками двох сусідніх витків, виміряна в напрямі осі гвинта);
- H – теоретична висота профілю витка різьби (висота вихідного трикутника), $H = 0,866 P$;
- H_1 – робоча висота профілю витка різьби, тобто висота, на якій дотикаються витки гвинта і гайки, $H_1 = 0,541 P$;
- P_Z – хід різьби (відстань між однойменними точками одного і того ж витка в осьовому напрямі); для однозахідної різьби $P_Z = P$; для багатозахідних

$$P_Z = P \cdot z; \quad (9.1)$$

- α – кут профілю різьби;
- ψ – кут підйому гвинтової лінії різьби по її середньому діаметру;
- z – кількість заходів різьби.

Кут підйому гвинтової лінії різьби по її середньому діаметру визначають за формулою

$$\psi = \arctg \frac{P \cdot z}{\pi \cdot d_2}. \quad (9.2)$$

Різьби поділяють за призначенням на:

- кріпильні (метрична, дюймова, годинникова);
- кріпильно-ущільнюючі (трубна, циліндрична, конічна, кругла);
- ходові (прямокутна, трапецеїдальна, упорна).

У машинобудуванні для різьбових з'єднань застосовують переважно однозахідні метричні різьби ($\alpha = 60^\circ$), а також різьби: дюймову ($\alpha = 55^\circ$), трубну ($\alpha = 55^\circ$) і круглу ($\alpha = 30^\circ$). Як ходові використовують різьби прямокутну, трапецеїдальну та упорну.

Найбільш поширеними кріпильними деталями є болти (гвинти) і гайки. За конструкцією стрижня розрізняють:

- болти (гвинти) з нормальним стрижнем (ставлять в отвір із зазором);
- болти з потовщеним стрижнем (діаметр стрижня підганяють без зазору в отвір);
- болти з підголовком;
- спеціальні болти.

Головки болтів (див. рис. 9.1) бувають шестигранні, циліндричні, квадратні, циліндричні зі сферою, напівпотайні, потайні, напівкруглі, циліндричні з шестигранною заглибиною під ключ тощо. Кінці кріпильних гвинтів бувають плоскими з фаскою, сферичні та інші.

2. Силіві співвідношення

та умови самогальмування у гвинтовій парі

Для дослідження силових співвідношень, які виникають у гвинтовій парі, тобто між гайкою і гвинтом під час закручування гайки, необхідно виток різьби розвернути по середньому діаметру d_2 в похилу площину, а гайку замінити повзуном (рисунок 9.3 а, б). Таким чином закручування гайки відповідає руху тіла по похилій площині.

У болтовому з'єднанні взаємна нерухомість деталей забезпечується відповідною затяжкою болта.

Під час загвинчування гайки (рисунок 9.4) осьова сила F_0 у стрижні болта зростає, при цьому збільшується і момент $T_{ЗАГВ}$, який прикладають до гайки.

Момент загвинчування (затягування) $T_{ЗАГВ}$ дорівнює сумі моментів у різьбі T_P і на торці гайки T_T

$$T_{ЗАГВ} = T_P + T_T. \quad (9.3)$$

Опорну поверхню гайки для технічних розрахунків приймають у вигляді кільця з зовнішнім діаметром D_1 (дорівнює розміру ключа) і внутрішнім діаметром d_0 , який дорівнює отвору під болт (див. рис. 9.4).

Для загвинчування гайки до ключа необхідно прикласти обертовий момент $T_{КЛ}$ (див. рис. 9.4), який дорівнює сумі моментів сил опору

$$T_{КЛ} = T_{ЗАГВ} = F_P \cdot L_{КЛ} = T_P + T_T, \quad (9.4)$$

де F_P – сила, прикладена на ручці ключа;

$L_{КЛ}$ – стандартна довжина ключа (див. рис. 9.4), $L_{КЛ} \approx 15 d$.

Момент сил тертя в різьбі визначають, розглядаючи гайку як повзун, який піднімається по витках різьби, як по похилій площині (див. рис. 9.3). Нормальна до робочої поверхні витка сила F_N створює у контакті витків гвинта та гайки силу тертя

$$F_{TP} = F_N \cdot f_P; \quad (9.5)$$

$$f_P = \operatorname{arctg} \varphi, \quad (9.6)$$

де F_N – нормальна сила на витках різьби від осьової сили F_0 (або сили попереднього затягування $F_{ЗАТ}$);

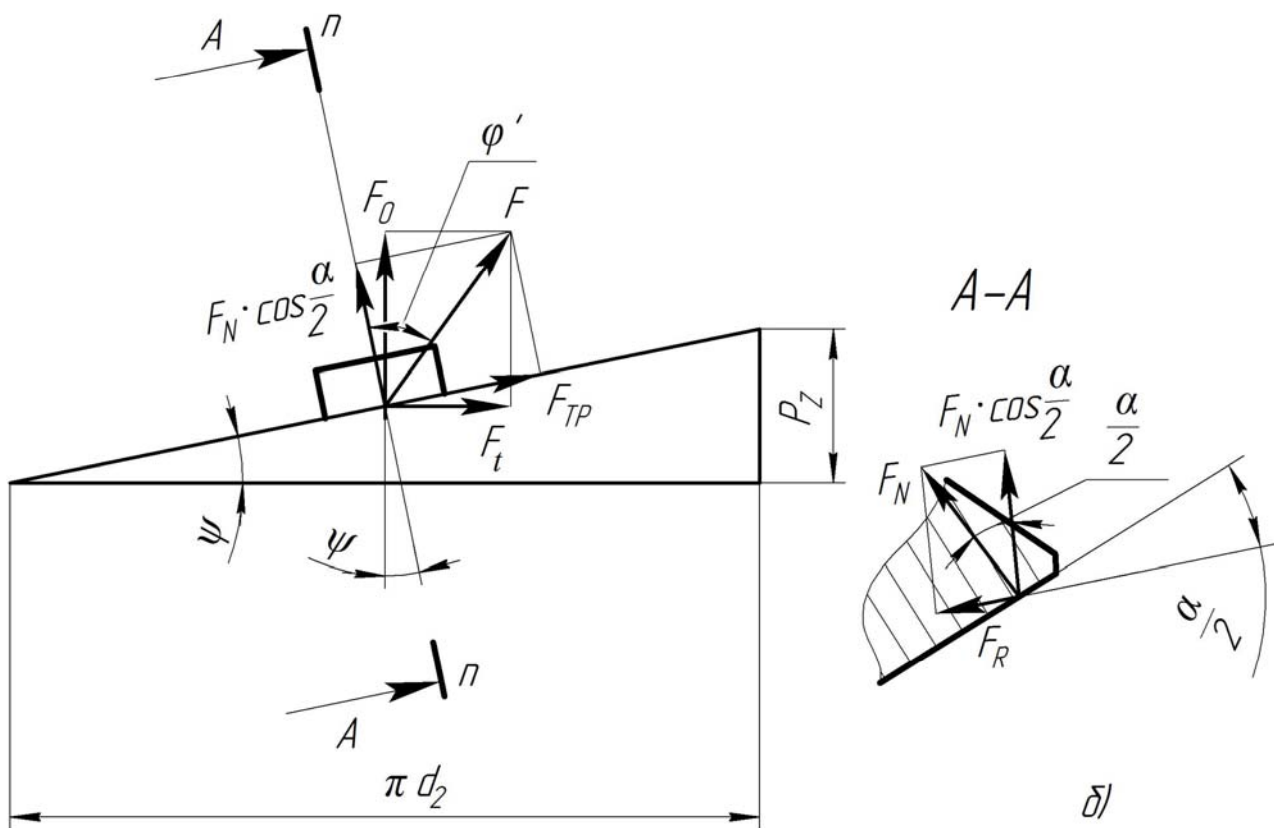
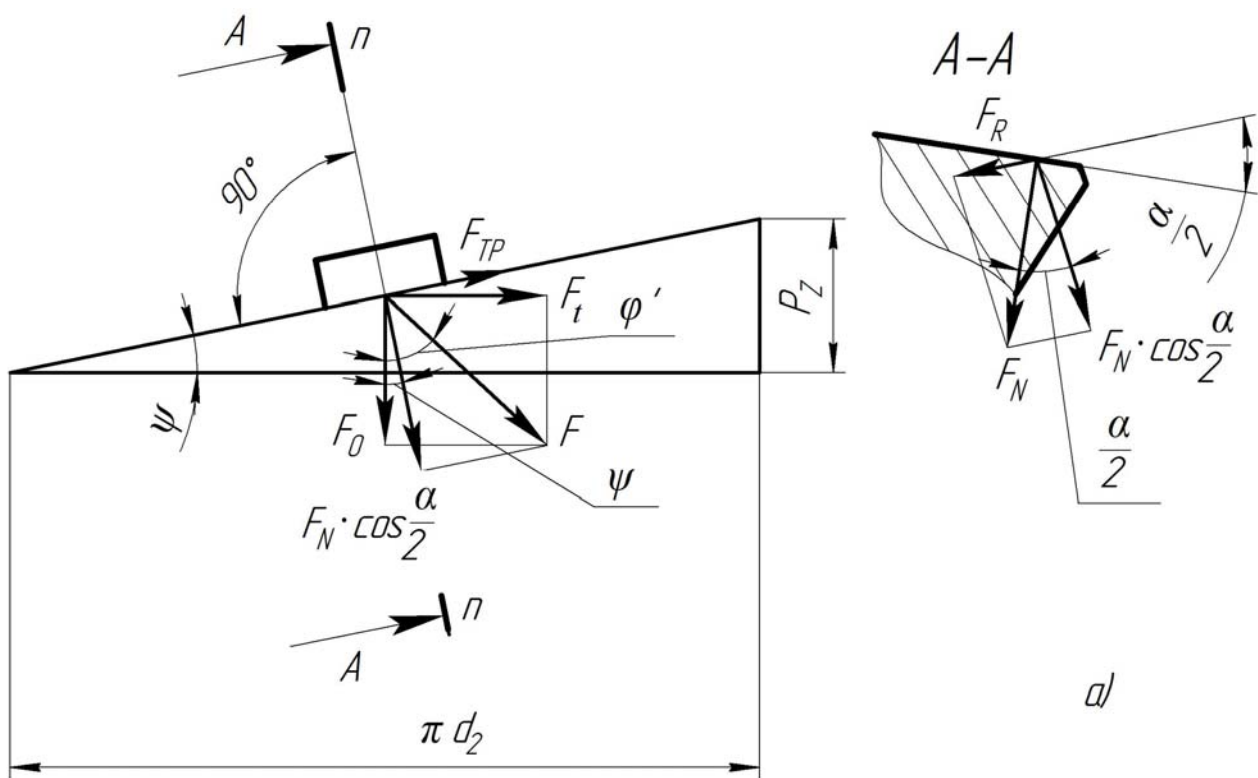


Рисунок 9.3 – Схема сил у гвинтовій парі

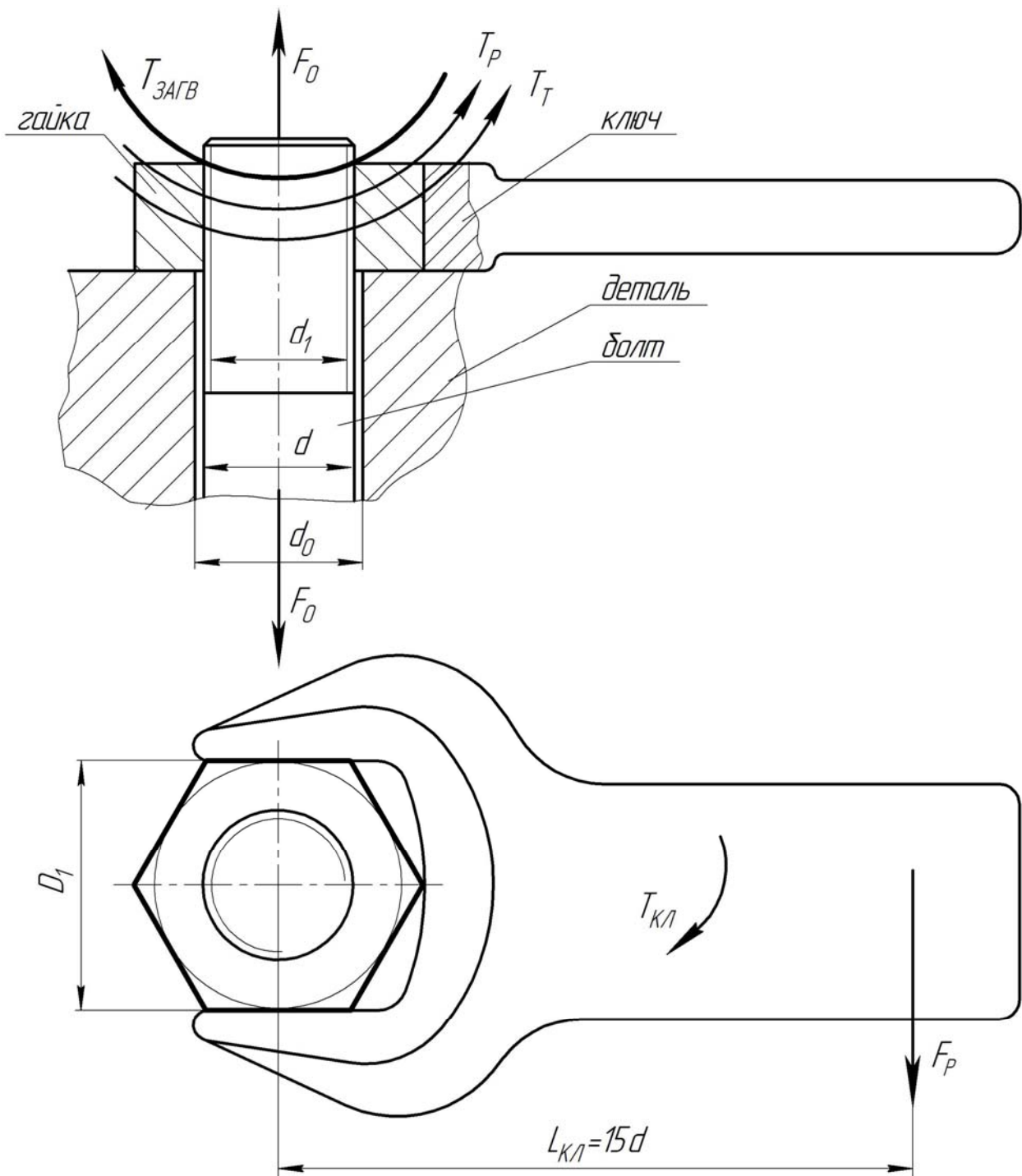


Рисунок 9.4 – Схема навантаження пари болт-гайка

- $F_{ТР}$ – сила тертя в різьбі;
- f_P – коефіцієнт тертя в різьбі;
- φ – кут тертя.

Складова $F_N \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$ нормальної сили та сили тертя $F_{ТР}$ у сумі дають силу F , що лежить у площині, дотичній до середнього циліндра гвинта (рисунок 9.3 а, б).

Повзун знаходиться у рівновазі, якщо рівнодійна сила F від зовнішніх сил F_t і F_0 відхилена від нормалі $n-n$ на кут φ' .

Оскільки **колова (рушійна) сила**:

$$F_t = \frac{2 T_P}{d_2} \quad \text{і} \quad F_t = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'), \quad (9.7)$$

то момент у різьбі

$$T_P = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) = F_{ЗАТ} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'), \quad (9.8)$$

де F_0 – осьова сила у стрижні гвинта;

ψ – кут підйому гвинтової лінії різьби по середньому діаметру;

φ' – зведений кут тертя в різьбі, який враховує вплив кута профілю різьби;

$f_{ЗВ.Р}$ – зведений коефіцієнт тертя в різьбі, визначають так

$$f_{ЗВ.Р} = \operatorname{tg} \varphi' = \frac{F_{ТП}}{F_N \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{f_P}{\cos \frac{\alpha}{2}}; \quad \operatorname{tg} \psi = \frac{P_Z}{\pi \cdot d_2}. \quad (9.9)$$

При малих кутах підйому витків можна брати такі **значення кутів профілю різьби α і зведеного коефіцієнта тертя в різьбі $f_{ЗВ.Р}$** :

– для кріпильної метричної різьби

$$\frac{\alpha}{2} = 30^\circ \quad \text{і} \quad f_{ЗВ.Р} = 1,15 f;$$

– для ходової трапецеїдальної симетричної різьби

$$\frac{\alpha}{2} = 15^\circ \quad \text{і} \quad f_{ЗВ.Р} = 1,03 f;$$

– для ходової упорної різьби

$$\alpha = 3^\circ \quad \text{і} \quad f_{ЗВ.Р} \approx f;$$

– для прямокутної різьби

$$\alpha = 0^\circ \quad \text{і} \quad f_{ЗВ.Р} = f.$$

Отже, у **кріпильній метричній різьбі сили тертя** на 15...12 % **більші, ніж у ходових різьбах.**

Формула (9.9) справедлива для випадку, коли осьова сила F_0 на гвинті протилежна до напрямку швидкості V його поступального руху, тобто під час загвинчування гайки. Якщо напрями F_0 і V збігаються (рисунок 9.3 б), тобто під час відгвинчування гайки (для випадку $\varphi' > \psi$), то вираз для визначення моменту тертя у різьбі T'_P буде мати вигляд

$$T'_P = F_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi' - \psi). \quad (9.10)$$

З формули (9.10) видно, що при великих кутах підйому витків різьби $\psi > \varphi'$ момент у різьбі T'_P – від'ємний, тобто **передача гвинт-гайка стає несамогальмівною.**

Умову самогальмування можна записати у вигляді

$$T'_P > 0. \quad (9.11)$$

Розглядаючи самогальмування тільки у різьбі без урахування тертя на торці гайки, отримаємо

$$\operatorname{tg}(\varphi' - \psi) > 0, \text{ або } \psi < \varphi'. \quad (9.12)$$

Для кріпильних різьб значення кута підйому ψ лежить у межах $2^\circ 30'' \dots 3^\circ 30''$, а зведений кут тертя φ' змінюється залежно від коефіцієнта тертя в межах від 6° (при $f_P \approx 0,1$) до 16° (при $f_P \approx 0,3$).

Отже, **всі кріпильні різьби – самогальмівні.**

Для самогальмування у гвинтовій парі необхідним є забезпечення умови:

- для прямокутної різьби $\psi < \varphi$;
- для трикутної різьби $\psi < \varphi'$;
- для кріпильних різьб $\psi = \varphi'$, а зведений кут тертя $\varphi' \geq 8^\circ$.

Ходові різьби бувають як самогальмівними, так і несамогальмівними.

Момент сил тертя в торці гайки залежить від конструкції гвинта або гайки. Опорна торцева поверхня гайки має форму кільця, обмеженого діаметрами D_1 і d_0 (див. рис. 9.4). Тому момент сил тертя на такій площині за рівномірного розподілу тиску можна визначити за формулою

$$T_T = F_0 \cdot f_T \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} = F_0 \cdot f_T \cdot R_{3B}, \quad (9.13)$$

де f_T – коефіцієнт тертя в торці гайки;

R_{3B} – зведений радіус сил тертя на кільцевій площині торця гайки, визначають за формулою

$$R_{3B} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2}; \quad (9.14)$$

D_1 – розмір «під ключ», тобто діаметр захвату гайкового ключа (опорного торця гайки);

d_0 – діаметр отвору під болт, $d_0 = d + 2$ мм.

Підставивши вирази (9.8) і (9.13) у залежність (9.3), отримаємо формулу для визначення **моменту**, який потрібно прикласти до гайки **для створення осьової сили**, тобто моменту загвинчування (моменту рушійних сил)

$$T_{ЗАГВ} = T_P + T_T = F_0 \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + f_T \cdot R_{3B} \right]. \quad (9.15)$$

За формулами (9.5) і (9.15) можна визначити відношення осьової сили гвинта F_0 до сили F_P , прикладеної на ручці ключа, тобто $\frac{F_0}{F_P}$, яке

дає виграв у силі.

При стандартній довжині ключа $L_{КЛ} \approx 15 d$ і коефіцієнтові тертя в різьбі f_P відношення

$$\frac{F_0}{F_P} = 70 \dots 80.$$

Отримані залежності показують, що стрижень болта не тільки розтягується силою F_0 (силою затягування $F_{ЗАТ}$), але й закручується моментом T_P .

Момент, який потрібно прикласти до гайки **для створення осьової сили**, тобто **момент загвинчування** (момент рушійних сил), буде таким

$$T_{ЗАГВ} = T_P + T_T = F_{ЗАТ} \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + \frac{1}{3} \cdot f_T \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \right]. \quad (9.16)$$

3. Розрахунок болтового з'єднання деталей, що навантажені силами зсуву

Основною умовою надійності болтового з'єднання навантаженого силами зсуву є відсутність відносного зсуву деталей 1, 2, 3 (рисунок 9.5 а, б). При цьому можливі два варіанти з'єднання.

Перший варіант. Болт встановлено в отвори деталей із зазором (рисунок 9.5 а). У цьому випадку зовнішню силу F зрівноважують силами тертя у стику F_{TP} , що утворюється від затягування болта. Щоб запобігти роботі болта на згин, його потрібно затягнути так сильно, щоб сили тертя на стиках деталей були більші від зсуваючих сил F_{3C} .

Умова відсутності зсуву деталей болтового з'єднання:

$$F < i \cdot F_{TP} = i \cdot f \cdot F_0 \quad \text{або} \quad \kappa \cdot F = i \cdot f \cdot F_0, \quad (9.17)$$

де F – зовнішня сила, яка діє на деталі з'єднання;
 F_{TP} – сила тертя в одній площині стику деталей;
 f – коефіцієнт тертя ковзання у стиках деталей;
 i – кількість площин стику;
 F_0 – сила затягування болта (осьова сила);
 κ – коефіцієнт надійності,
 $\kappa = 1,3 \dots 1,5$ – при статичному навантаженні,
 $\kappa = 1,8 \dots 2$ – при дії змінного навантаження.

З формули (9.17) отримаємо

$$F_0 = \frac{\kappa \cdot F}{i \cdot f}. \quad (9.18)$$

Для розглядуваного прикладу (див. рис. 9.5 а, б) кількість площин стику $i = 2$.

Сила затягування болта (осьова сила) F_0 дає змогу визначити потрібний внутрішній діаметр різьби d_1 з умови міцності болта на розтяг

$$\sigma_P = \frac{F_0}{A_P} \leq [\sigma], \quad \text{або} \quad \sigma_P = \frac{4 F_0}{\pi \cdot d_1^2} \leq [\sigma], \quad (9.19)$$

де A_P – площа розтягу болта, $A_P = \pi \cdot d_1^2 / 4$.

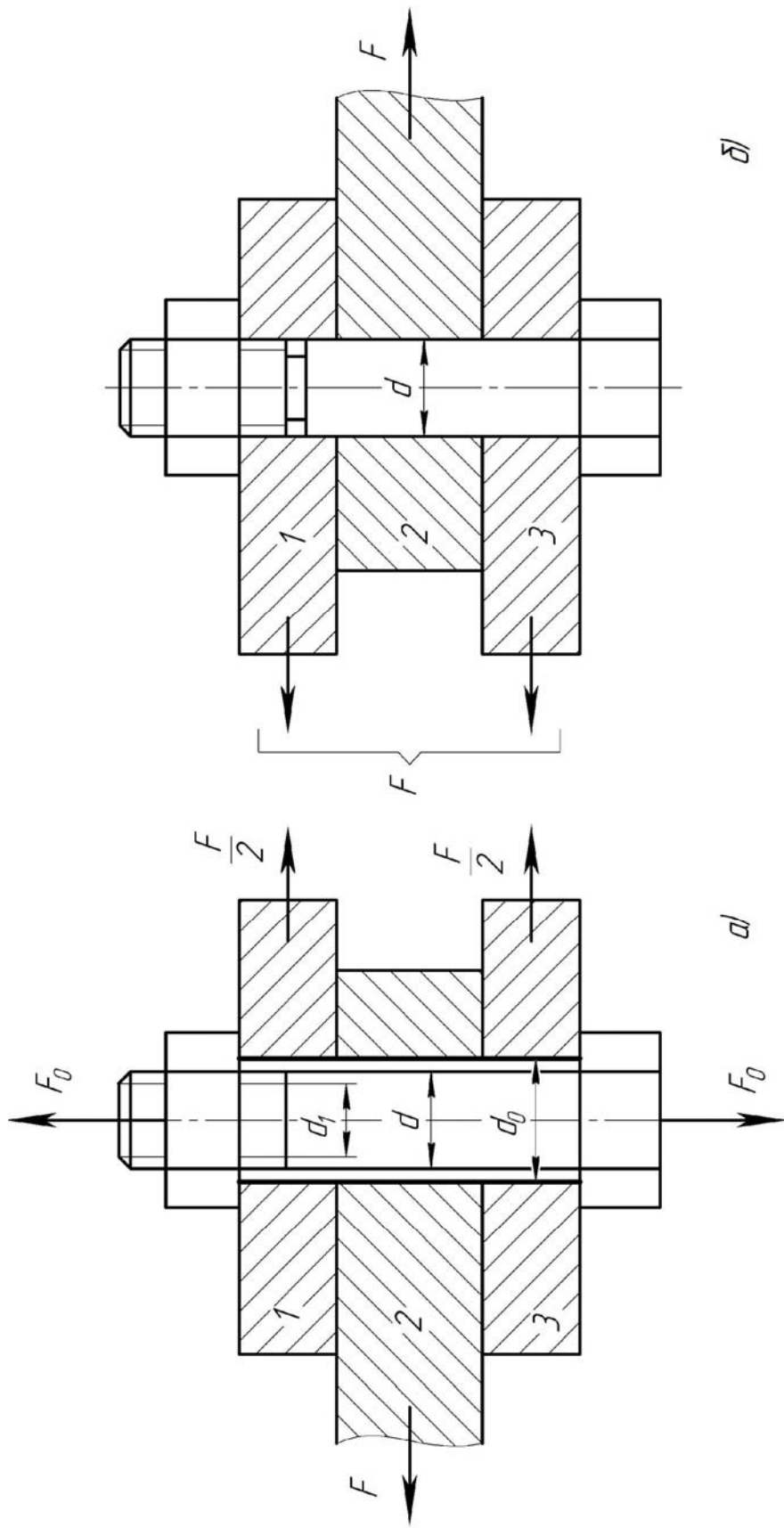


Рисунок 9.5 – 3'єднання болтом, поставленим із зазором і без зазору

Підставивши (9.18) у (9.19) отримаємо залежність для визначення внутрішнього діаметра різьби

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 F \cdot \beta}{\pi \cdot [\sigma] \cdot i \cdot f}}, \quad (9.20)$$

де β – коефіцієнт, що враховує скручування болта під час затягування.

Для стандартних метричних різьб $\beta = 1,3$. Тому болт, затягнутий у такому з'єднанні, можна розраховувати тільки на розтяг не за дійсною, а за збільшеною на 30 % силою затягування F_0 .

У розглядуваному з'єднанні (див. рис. 9.5 а) сила F (зовнішня сила) безпосередньо на болт не передається. Тому **болт розраховують тільки на статичну міцність** за потрібною силою затягування навіть під дією змінної в часі зовнішньої сили. Вплив змінного навантаження враховують, вибираючи підвищені значення коефіцієнта надійності k .

Другий варіант. Болт встановлено в отвори деталей без зазору (див. рис. 9.5 б). Зовнішня сила F безпосередньо передається на болт, тому сили тертя F_{TP} між деталями не враховують, а затягування болта не обов'язкове.

Болт розраховують за умовою міцності на зріз

$$\tau_{3P} = \frac{F}{A_{3P}} \leq [\tau]_{3P}, \quad \text{або} \quad \tau_{3P} = \frac{4 F_0 \cdot k}{\pi \cdot d^2 \cdot i} \leq [\tau]_{3P}, \quad (9.21)$$

де A_{3P} – площа зрізу болта, $A_{3P} = \pi \cdot d^2 / 4$.

Потрібний діаметр стрижня болта визначають за формулою

$$d = \sqrt{\frac{4 F}{\pi \cdot i \cdot [\tau]_{3P}}}. \quad (9.22)$$

Порівнюючи два варіанти встановлення болта (із зазором та без зазору), можна зробити висновок, що перший варіант дешевший від другого, оскільки не вимагає точних розмірів болта та отворів. Однак при тій самій зовнішній силі F , яка діє на з'єднання, потрібний діаметр болта, встановленого із зазором, суттєво більший (за умовою міцності), ніж діаметр болта, встановленого без зазору.

Виконуючи лабораторну роботу, використовують залежність (9.16) і рисунок 9.6. З рисунка можна записати, як визначити зсуваючу силу F_{3C}

$$F_{3C} = F_{3AT} \cdot f_T \cdot i, \quad (9.23)$$

де f_T – коефіцієнт тертя між повзуном і пластинами, $f_T = 0,12 \dots 0,15$;
 i – кількість робочих поверхонь тертя (площин зсуву), $i=2$.

Під час виконання лабораторної роботи силу затягування F_{3AT} задають, а момент загвинчування T_{3AGB} контролюють індикатором динамометричного ключа.

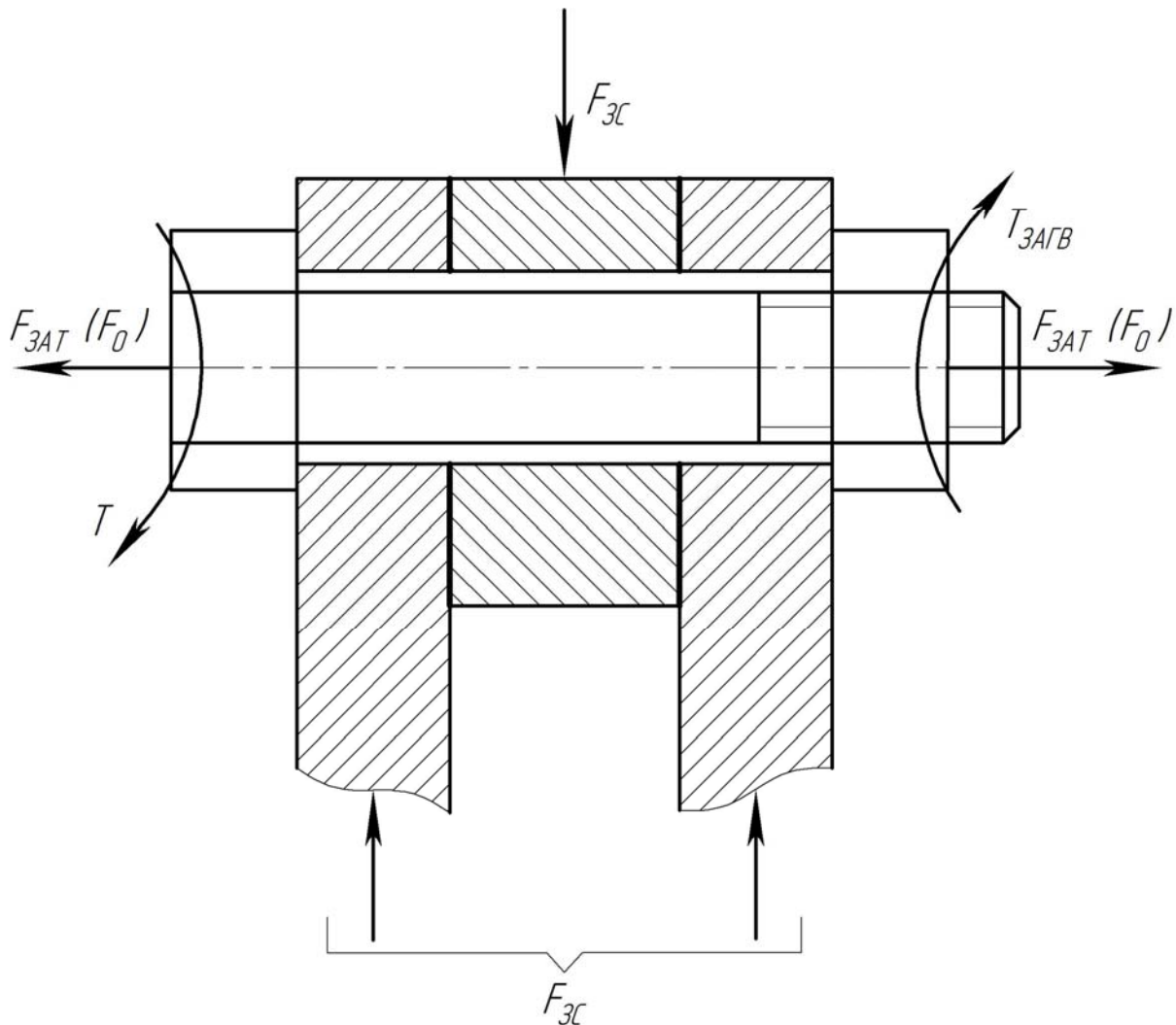


Рисунок 9.6

4. Будова і принцип роботи експериментальної установки

Лабораторну роботу з дослідження болтового з'єднання, що працює на зсув, виконують на машині ДМ-30М із застосуванням пристосування типу ДМ-23М (рисунок 9.7).

Спеціальне пристосування типу ДМ-23М (рисунок 9.8) призначене для вивчення залежності зсуваючої сили від сили затягування болта і від шорсткості контактуючих поверхонь у напруженому болтовому з'єднанні.

Пристосування ДМ-23М складається із основи 1 та двох щік 3, двох пластин 4, болта 5 з гайкою 10 і повзуна 7 з упором 8, головка болта спирається на втулку 6, а гайка – на втулку 9. Втулка 6 має виступ, який запобігає повороту болта під час обертання гайки. Щоки 3 з'єднанні з основою з допомогою осі 2, яка утримується від випадання тримачем 12.

Пластини і повзун, які використовують для досліджень у лабораторній роботі, промарковані. На них є позначення для правильного взаємного розташування під час затягування гайки. **Виконуючи дослідження, у початковому положенні повзун встановлюють так, щоб його мітка збігалася з верхньою міткою пластини.**

Пристосування ДМ-23М монтують на столі машини ДМ-30М (рисунок 9.9). Кінематична схема машини ДМ-30М зображена на рисунку 9.10. Машина ДМ-30М з допомогою пуансона, прикріпленого до динамометричного кільця, здійснює тиск на упор 8 повзуна 7 пристосування ДМ-23М і навантажує з'єднання зсуваючою силою.

Динамометричні кільця (рисунок 9.11) – це механічні силовимірювачі для ручного зняття показів. **Використовують їх для вимірювання навантаження на випробувальних машинах.** Виготовлені із загартованої легованої сталі з хромовим покриттям в комплекті з верхнім і нижнім парними блоками з гвинтовим з'єднанням М10. Точність – $\pm 1\%$ від прикладеного навантаження, відтворюваність – у межах 0,2%.

Під час виконання лабораторної роботи **момент, який виникає при загвинчуванні гайки $T_{ЗАГВ}$, визначають за індикатором динамометричного ключа, а зсуваючу силу – за допомогою індикатора динамометричного кільця** машини ДМ-30М.

Динамометричний ключ (рисунок 9.12) – це ручний інструмент, а саме гайковий ключ з вбудованим динамометром для контролю моменту затягування різьбових з'єднань. Динамометричні ключі застосовують під час збирання конструкцій, для яких встановлені норми напруження у з'єднаннях конструктивних елементів, та з метою запобігання пошкодженню (зрізанню) різі або руйнуванню головок болтів та гайок. Має два різновиди: з вимірювальною шкалою (механічною стрілковою або цифровою), дозволяє контролювати момент на різьбовому з'єднанні; з муфтою обігу (пружинний) – обмежує момент на різьбовому з'єднанні наперед встановленим значенням, застосовують у масовому збиранні.

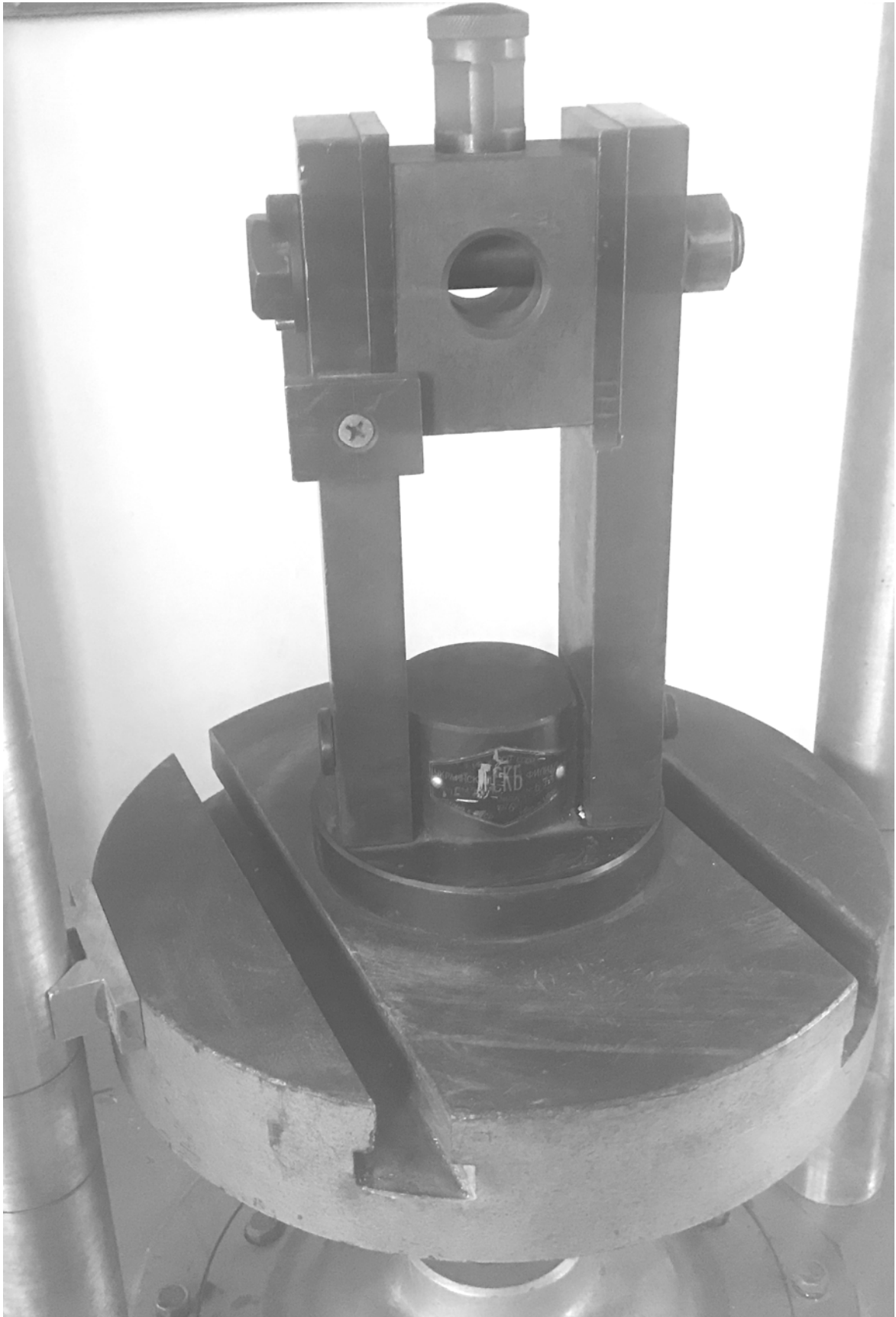


Рисунок 9.7 – Пристосування ДМ-23М

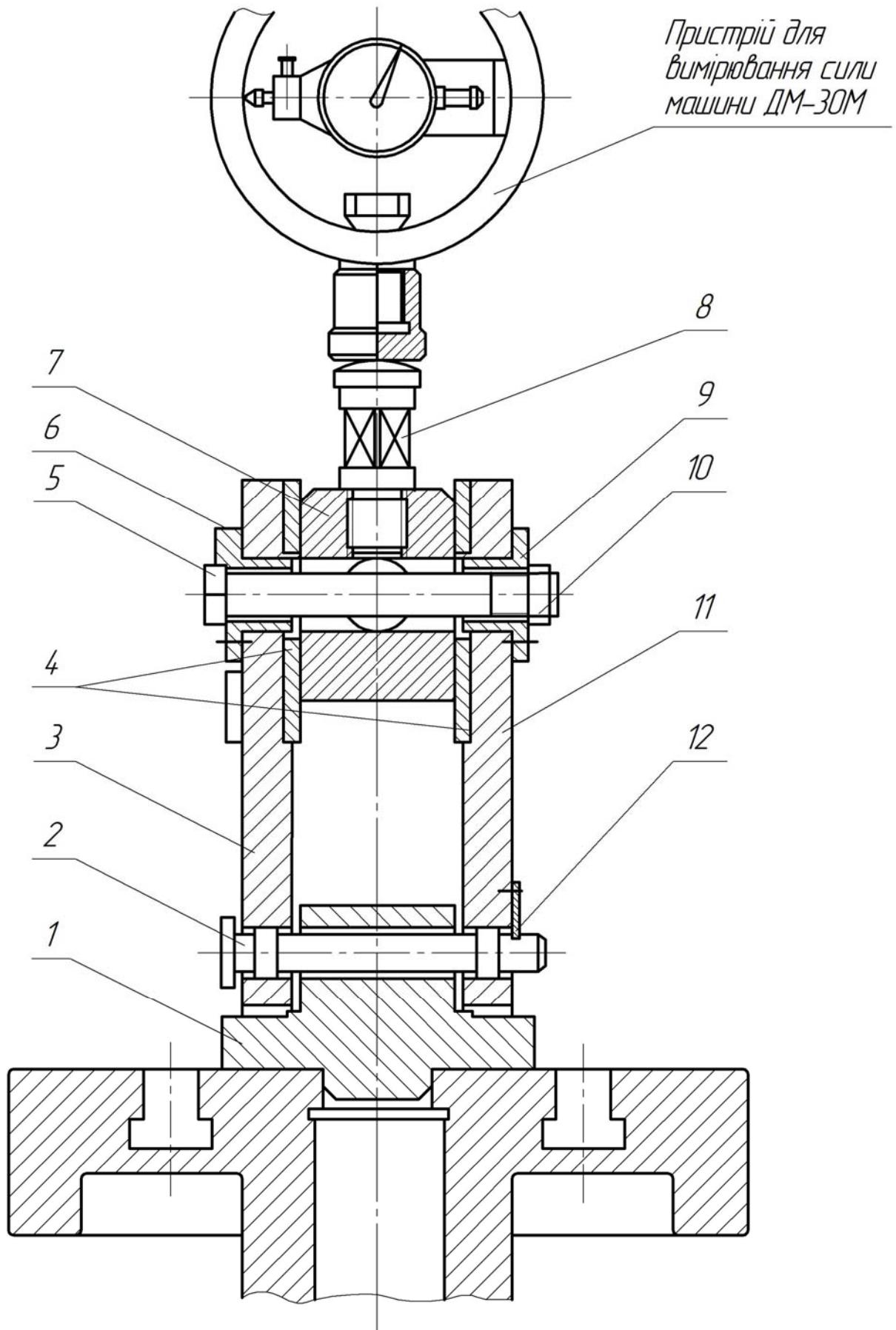


Рисунок 9.8 – Будова пристосування ДМ-23М

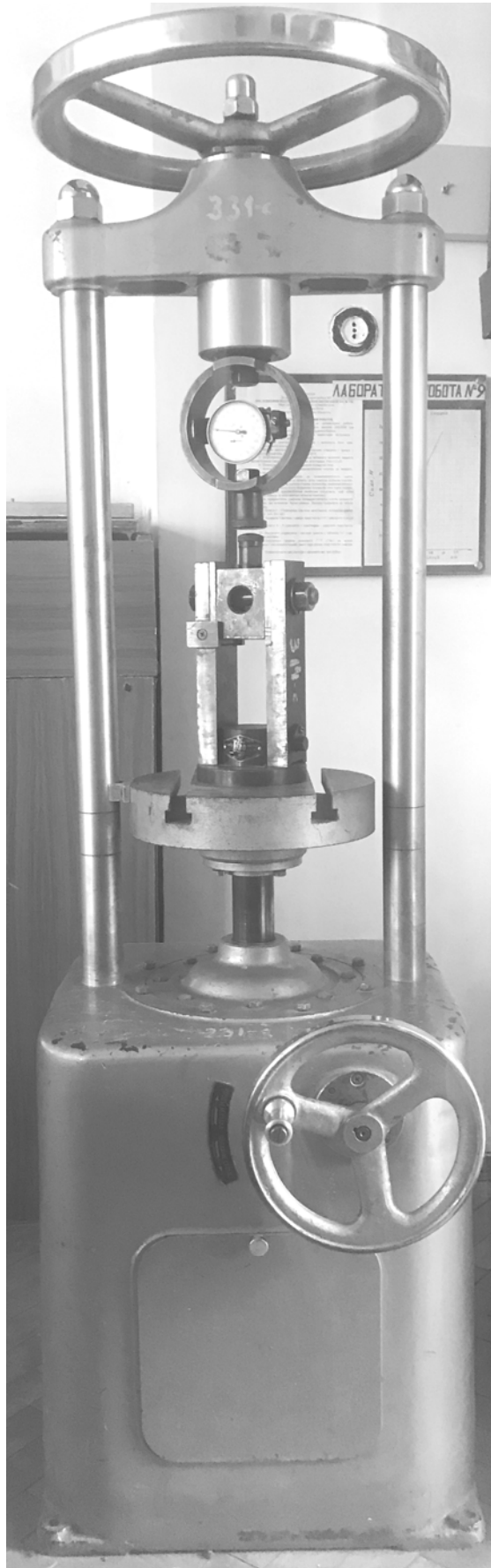


Рисунок 9.9 – Машина ДМ-30М у комплекті із пристосуванням ДМ-23М

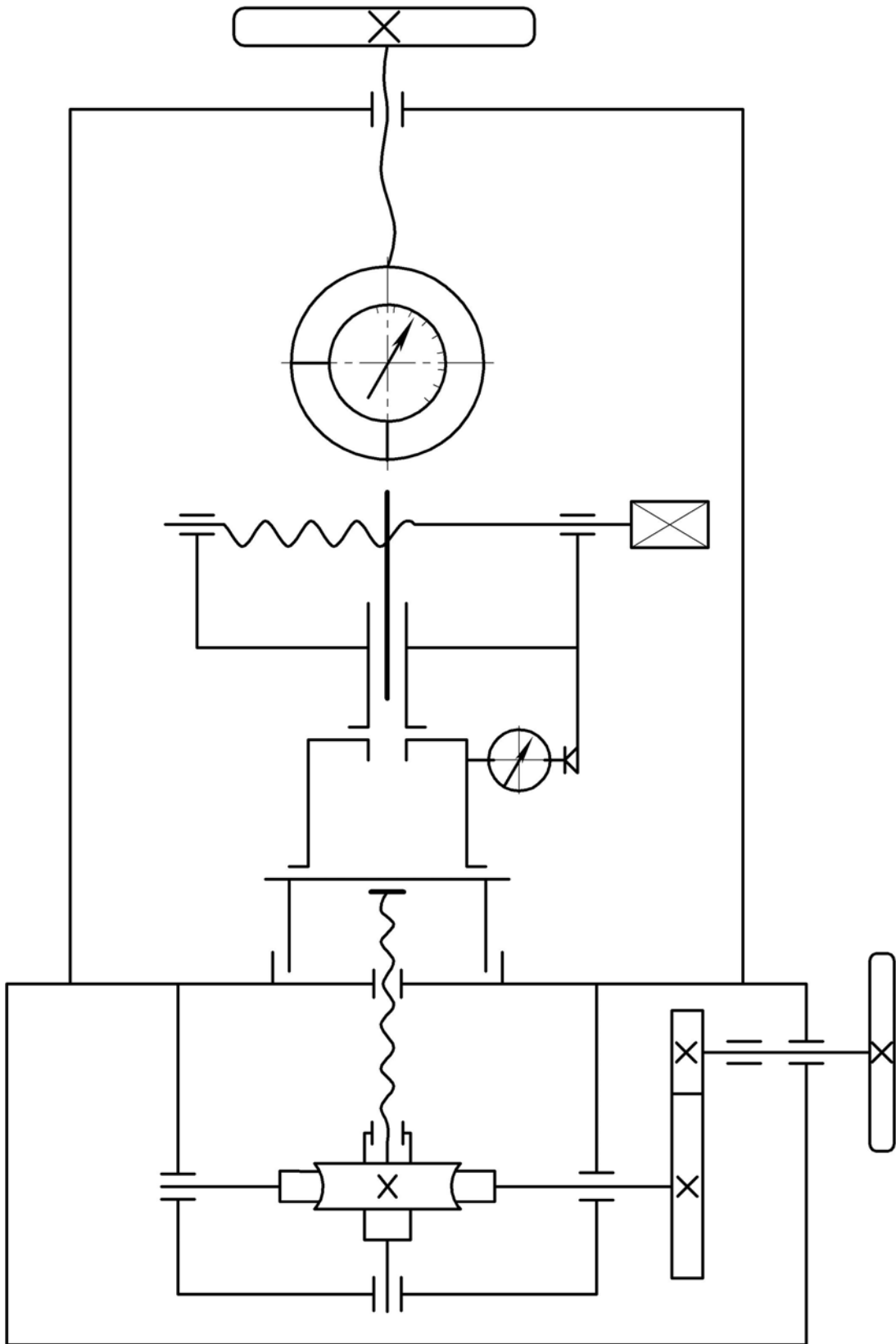


Рисунок 9.10 – Кінематична схема машини ДМ-30М

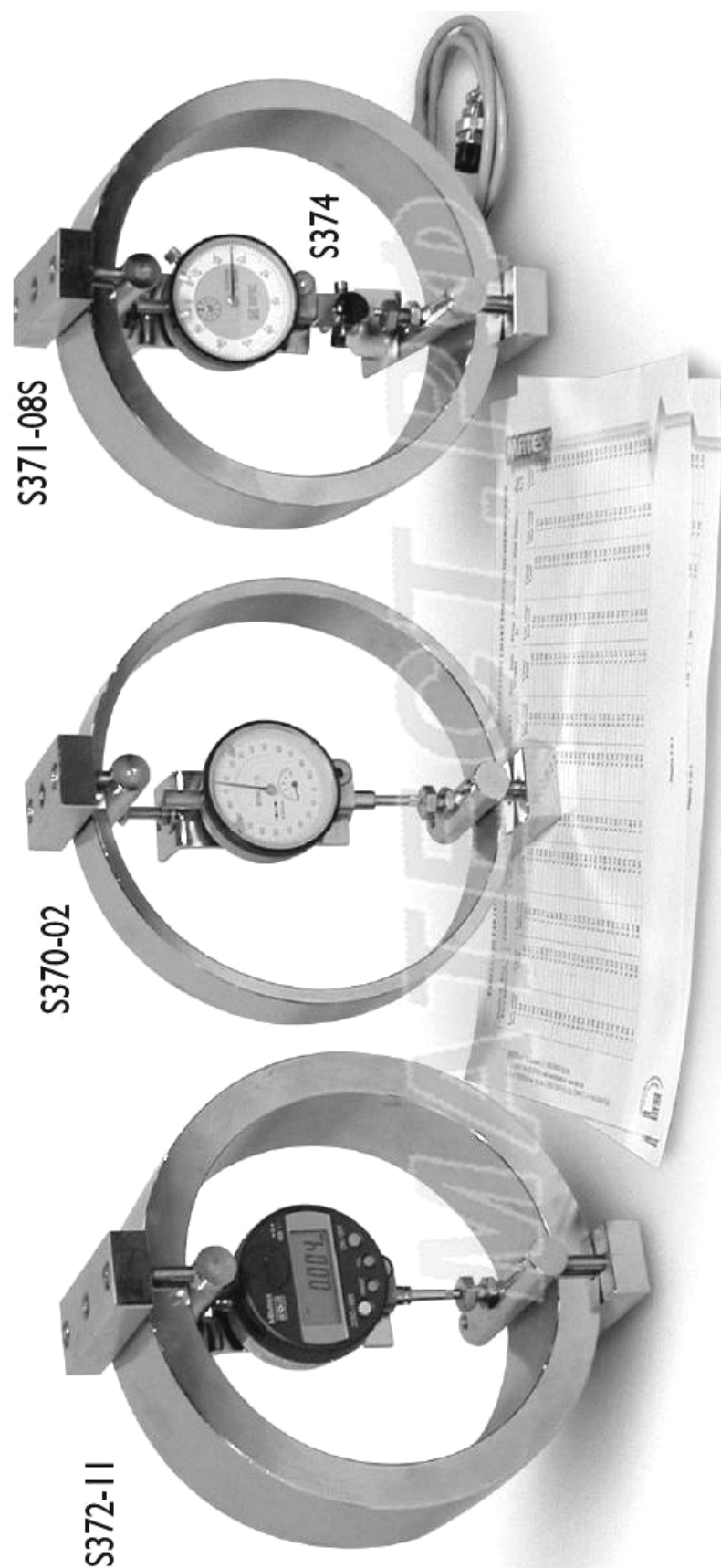
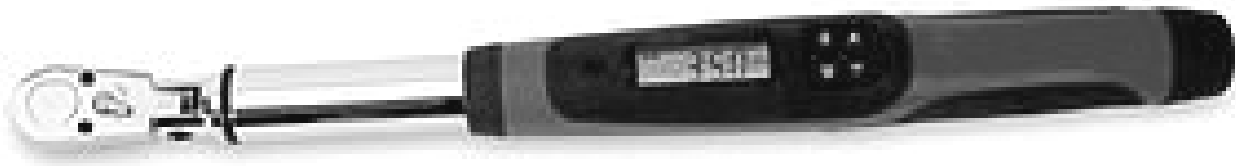
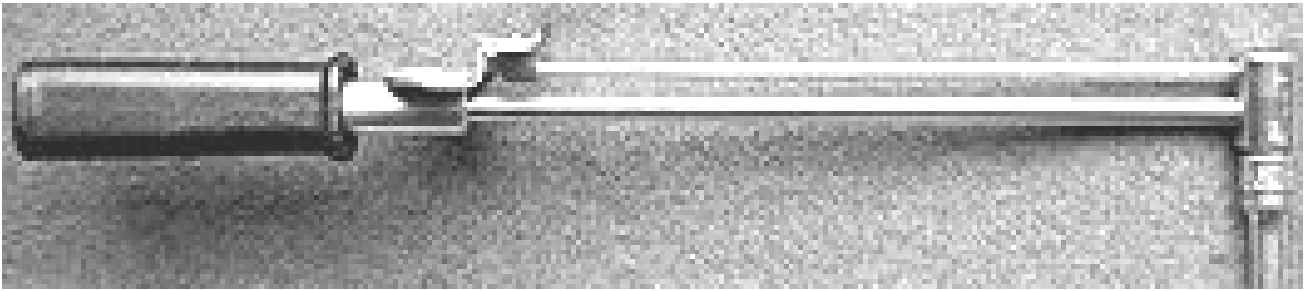


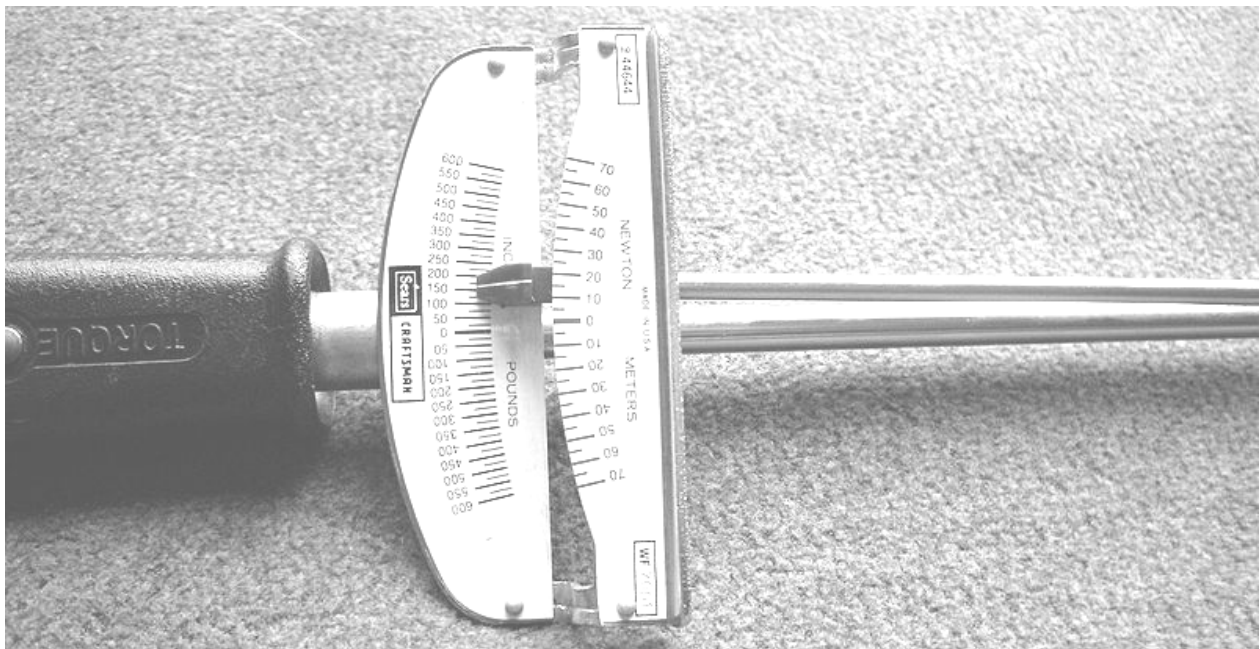
Рисунок 9.11 – Динамометричні кільця



a)



б)



в)

- a) цифровой динамометрический ключ;
 - б) стрілочний динамометричний ключ;
 - в) шкала стрілочного динамометричного ключа
- Рисунок 9.12 – Динамометричні ключі

5. Порядок виконання лабораторної роботи

5.1. Опрацювати методичні вказівки до лабораторної роботи.

5.2. Підготувати таблицю 9.1.

5.3. Вивчити будову та принцип роботи машини ДМ-30М для випробування на розтяг-стиск. З'ясувати завдання досліджень.

5.4. Ознайомитися з конструкцією пристосування ДМ-23М.

5.5. Отримати у викладача (лаборанта) необхідний інструмент і матеріали для виконання лабораторної роботи.

5.6. Виміряти зовнішній діаметр болта і визначити крок різьби, підібрати для нього відповідну гайку і втулку.

5.7. Зібрати пристосування ДМ-23М, використовуючи пластини і повзун з шорсткістю поверхонь $\sqrt{2,5}$ та болт і гайку з різьбою М16.

5.8. Для зібраного болтового з'єднання визначити величину моменту загвинчування гайки за формулою (9.16), який створює зусилля зтягування $F_{ЗАГ} = 12$ кН.

5.9. Визначити розрахункове значення зсуваючої сили $F_{ЗС}$ за формулою (9.23).

5.10. Зтягнути гайку болта динамометричним ключем до моменту, який дорівнює визначеному у п. 5.8.

5.11. Пуансоном, прикріпленим до динамометричного кільця, навантажити пристосування ДМ-23М до початку зсуву повзуна відносно пластин, фіксуючи початок зсуву за стрибком стрілки індикатора динамометричного ключа. Найбільший показник цього індикатора відповідає силі тертя спокою.

Примітка. Навантажуючи пристосування ДМ-23М, необхідно слідувати, щоб мітка повзуна не вийшла за межі нижньої мітки на пластині!

5.12. За тарувальним графіком (рисунок 9.13) динамометричного кільця визначити силу зсуву, що відповідає третю спокою.

Досліди проробити не менше трьох разів.

5.13. Пункти 5.8...5.12 повторити для сили зтягування, яка відповідно дорівнює $F_{ЗАГ} = 3,0; 6,0; 9,0$ кН.

5.14. Змінивши пластини і повзун з шорсткістю поверхонь $\sqrt{0,63}$ і потім з шорсткістю $\sqrt{0,16}$, повторити пп. 5.8-5.12 для обидвох наборів.

5.15. Результати розрахунків і дослідів внести в таблицю 9.1.

5.16. Побудувати графіки залежності сили зсуву від моменту загвинчування $F_{ЗС} = \varphi(T_{ЗАГВ})$ болтового з'єднання на основі теоретичних та експериментальних даних (при різних шорсткостях пластин і повзуна).

5.17. Проаналізувати отримані результати та зробити висновки.

5.18. Оформити звіт.

Таблиця 9.1 – Результати досліджень

Параметри для досліджень	Досліди											
	I			II			III			IV		
	1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
Сила затягування, $F_{ЗАТ}$, кН	3,0			6,0			9,0			12,0		
Момент загвинчування гайки, $T_{ЗАГВ}$, кНм, формула (9.16)												
Теоретичне значення зсуваючої сили, $F_{ЗСТ}$, кН, формула (9.23)												
Шорсткість пластин і повзуна $\sqrt{2,5}$												
Експериментальне значення зсуваючої сили, $F_{ЗСЕ}$, кН												
Середнє значення зсуваючої сили, $F_{ЗСср}$, кН												
Шорсткість пластин і повзуна $\sqrt{0,63}$												
Експериментальне значення зсуваючої сили, $F_{ЗСЕ}$, кН												
Середнє значення зсуваючої сили, $F_{ЗСср}$, кН												
Шорсткість пластин і повзуна $\sqrt{0,16}$												
Експериментальне значення зсуваючої сили, $F_{ЗСЕ}$, кН												
Середнє значення зсуваючої сили, $F_{ЗСср}$, кН												

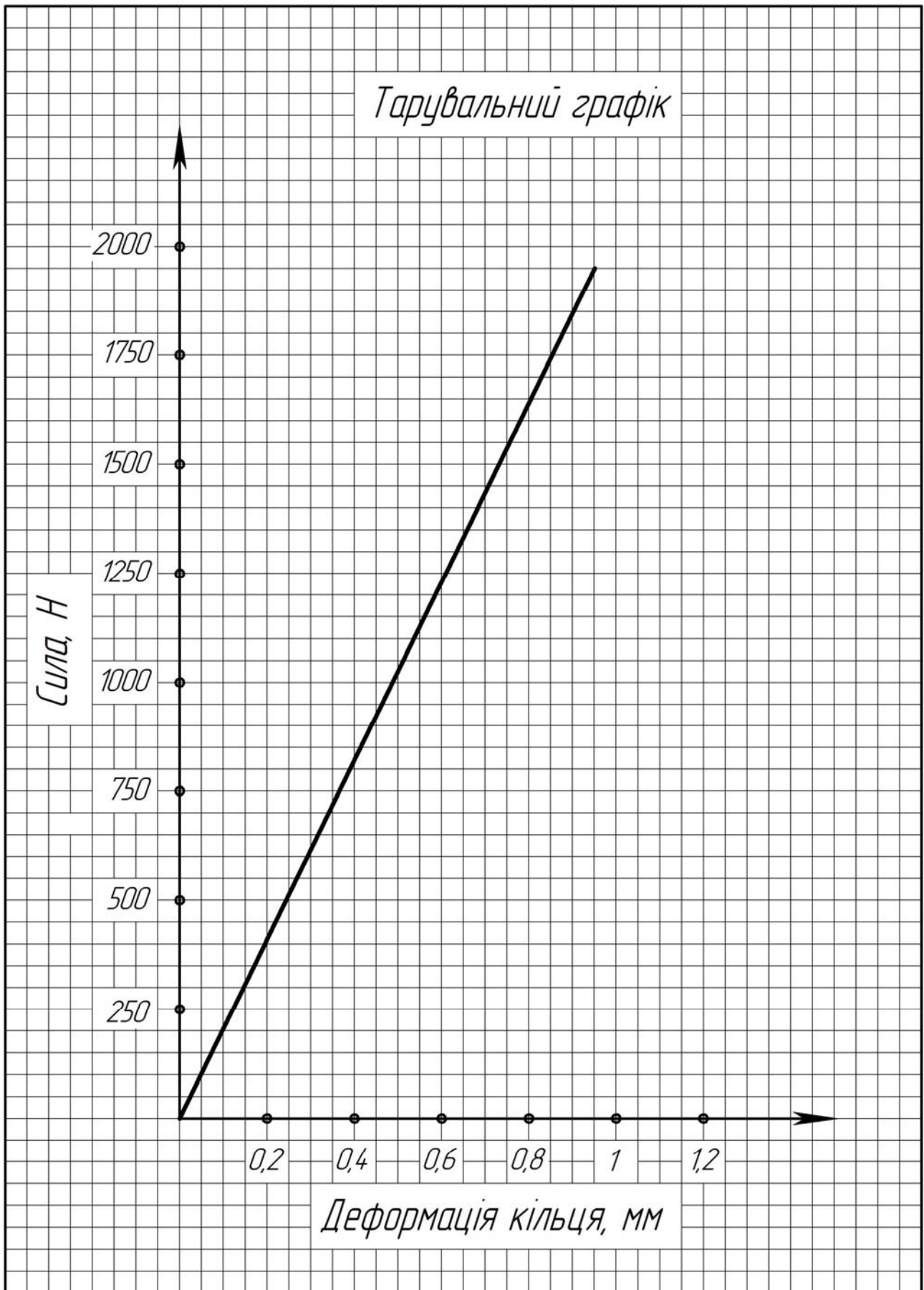


Рисунок 9.13 – Тарувальний графік динамометричного кільця

**Питання для самоперевірки
під час підготовки до лабораторної роботи**

1. Які види різьб застосовують у різьбових з'єднаннях?
2. Назвіть основні параметри різьби.
3. Для яких різьбових з'єднань застосовують трикутний профіль різьби?
4. Назвіть групи болтів (гвинтів) за формою їх стрижнів.
5. Назвіть класифікацію болтів (гвинтів) за міцністю.
6. Які ступені точності виготовлення різьби болтів (гвинтів) передбачені стандартами?
7. Як визначають кут підйому різьби?
8. Яка залежність між моментом, прикладеним до гвинта, та його осьовою силою?
9. Як визначають момент на гайці під час загвинчування, якщо відома осьова сила гвинта?
10. У чому різниця конструкцій з'єднань і розрахунку при незатягнутих і затягнутих болтах?
11. Як розраховують нормально поставлений болт у з'єднанні, навантаженому зсуваючою силою?
12. Як враховують момент, який виникає в різьбі у момент закручування, під час розрахунку болтів?
13. Від чого залежить величина зсуваючої сили у різьбовому з'єднанні, якщо болт в отворі поставлений із зазором (нормально поставлений болт)?
14. Як вибирають (призначають) допустимі напруження для болтів під дією на них статичних і змінних навантажень?

Рекомендована література

1. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1976, С. 24-34; 40-42.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974, С. 104-119; 125-130; 136-137.

Лабораторна робота № 10 ДОСЛІДЖЕННЯ ЗАТЯГНУТОГО БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ВІДРИВ

Мета роботи: визначення сили в замкненому болтовому з'єднанні, що працює на відрив; теоретичне та експериментальне визначення коефіцієнта основного навантаження.

Матеріальне забезпечення: установка ДМ-30М; пристосування ДМ-22М; болт у зборі зі з'єднувальними деталями (болтове з'єднання); прокладки із гуми, картону, міді; набір ключів; динамометричний ключ; технічна документація; навчальні плакати; методичне забезпечення; відео-матеріали.

1. Теоретичні відомості до вивчення теми

Різьбовими називають з'єднання (рисунок 10.1), які виконують за допомогою деталей, що мають різьбу, тобто болтами, гвинтами, шпильками, гайками тощо. У сучасних машинах деталі, що мають різьбу, становлять більше 60 % від загальної кількості деталей.

Переваги різьбових з'єднань: простота, висока несуча здатність, надійність, зручність з'єднання та роз'єднання деталей.



Рисунок 10.1 – Деталі різьбових з'єднань

Різьбові з'єднання – це найбільш поширені роз'ємні з'єднання в машино- і приладобудуванні. Основним елементом такого з'єднання є **різьба** – **зовнішня** (болти, гвинти, шпильки) і **внутрішня** (гайки), яка утворюється нарізуванням канавок на циліндричній або конічній поверхні деталей по гвинтовій лінії.

Найбільш поширеними кріпильними деталями є **болти (гвинти)** і **гайки** (див. рис. 10.1). За конфігурацією стрижня розрізняють: болти (гвинти) з нормальним стрижнем (ставлять в отвір із зазором); з потовщеним стрижнем; болти з підголовком; спеціальні болти.

Головки болтів бувають: шестигранні, квадратні, потайні, напівпотайні, напівкруглі, циліндричні з шестигранною або чотиригранною заглибиною під ключ тощо. Кінці кріпильних болтів бувають плоскими, з конічною фаскою, сферичними.

Форму перетину витка різьби (у результаті нарізання канавок), утвореного площиною, яка проходить через вісь гвинта, називають **профілем різьби**.

Залежно від форми профілю різьби поділяють на: трикутні, упорні, трапецеїдальні, прямокутні, круглі.

Гвинтова лінія (а відповідно і різьба) може бути **правою** і **лівою**. Права гвинтова лінія йде зліва направо і вгору, ліва – справа наліво і вгору. Найбільш поширена у машинобудуванні – права різьба.

Залежно від кількості заходів різьби поділяють на однозахідні і багатозахідні. Багатозахідні різьби утворюються під час переміщення декількох паралельно розташованих профілів по гвинтових лініях.

За призначенням різьби поділяють на: кріпильні (метрична, дюймова, годинникова); кріпильно-ущільнюючі (трубна циліндрична, конічна і кругла); ходові, тобто для передачі руху (прямокутна, трапецеїдальна, упорна).

Кріпильні різьби застосовують у деталях різьбових з'єднань. Вони мають трикутний профіль, який характеризується підвищеним тертям, що забезпечує самогальмування різьби, тобто відсутністю самовідгвинчування гайки, високою міцністю та технологічністю.

Кріпильно-ущільнюючі різьби застосовують у різьбових виробках, якщо потрібно забезпечити герметичність. Ці різьби бувають також трикутного профілю, але без радіальних зазорів як на циліндричній, так і на конічній поверхнях.

Різьби для передачі руху (ходові) застосовують у гвинтових механізмах і мають трапецеїдальний або рідше прямокутний профіль. Різьби гвинтових механізмів здебільшого несамогальмівні.

Різьби з трапецеїдальним несиметричним профілем, які називають **упорними**, здатні сприймати великі осьові навантаження, що діють в одному напрямку. Основні геометричні параметри різьб стандартизовані.

Геометричні параметри різьби показані на рисунку 10.2.

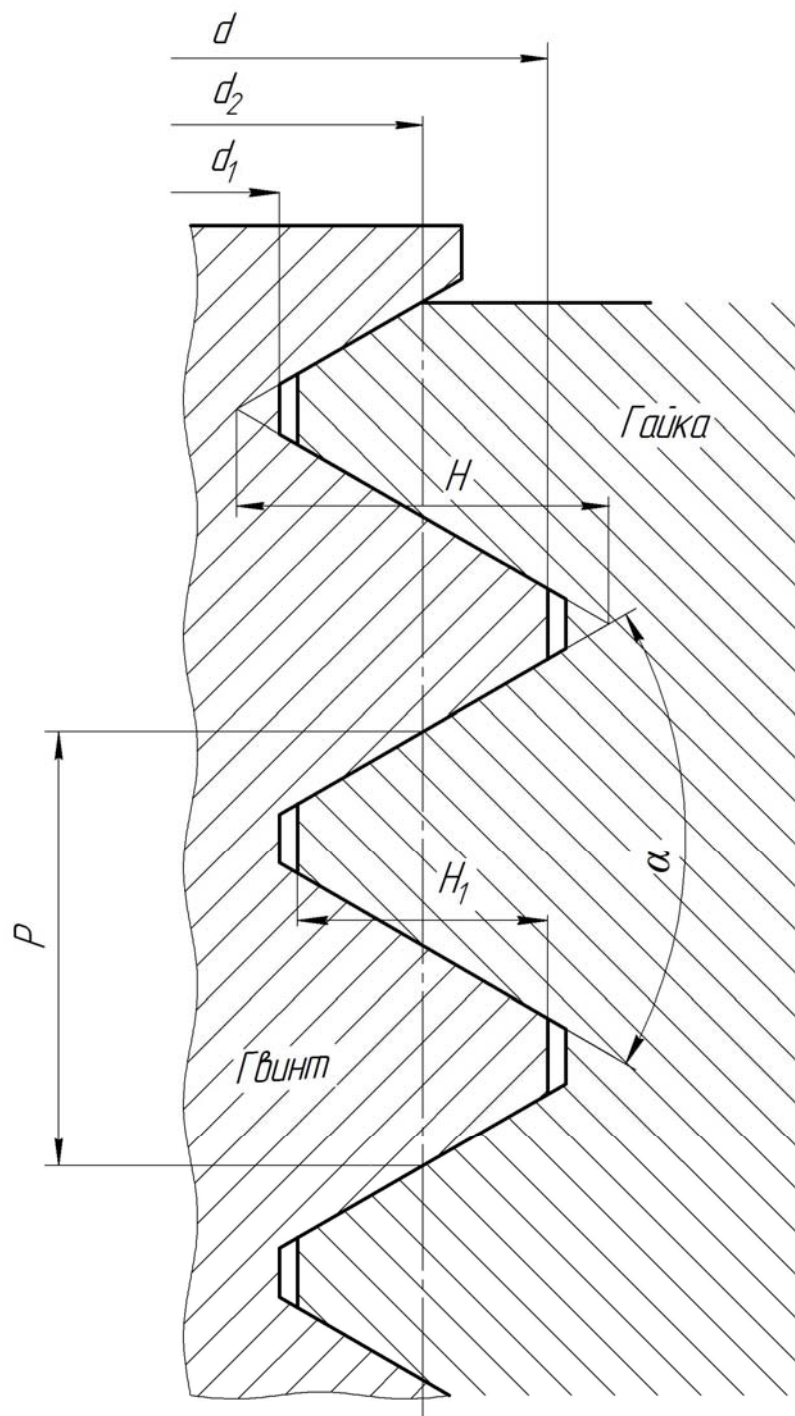


Рисунок 10.2 – Геометричні параметри циліндричної різьби

- d – зовнішній (номінальний) діаметр різьби;
- d_1 – внутрішній діаметр;
- d_2 – середній діаметр (діаметр уявного циліндра, поверхня якого перетинає витки різьби по висоті, так що ширина витка дорівнює ширині впадин);
- P – крок різьби (відстань між однойменними точками двох сусідніх витків, виміряна в напрямі осі гвинта);

- H – теоретична висота профілю витка різьби (висота вихідного трикутника), $H = 0,866 P$;
- H_1 – робоча висота профілю витка різьби, тобто висота, на якій дотикаються витки гвинта і гайки, $H_1 = 0,541 P$;
- P_Z – хід різьби (відстань між однойменними точками одного і того ж витка в осьовому напрямі); для однозахідної різьби $P_Z = P$; для багатозахідних

$$P_Z = P \cdot z; \quad (10.1)$$

- α – кут профілю різьби;
- ψ – кут підйому гвинтової лінії різьби по її середньому діаметру;
- z – кількість заходів різьби.

Кут підйому гвинтової лінії різьби по її середньому діаметру визначають за формулою

$$\psi = \arctg \frac{P \cdot z}{\pi \cdot d_2}. \quad (10.2)$$

Різьби поділяють за призначенням на:

- кріпильні (метрична, дюймова, годинникова);
- кріпильно-ущільнюючі (трубна, циліндрична, конічна, кругла);
- ходові (прямокутна, трапецеїдальна, упорна).

У машинобудуванні для різьбових з'єднань застосовують переважно однозахідні метричні різьби ($\alpha = 60^\circ$), а також різьби: дюймову ($\alpha = 55^\circ$), трубну ($\alpha = 55^\circ$) і круглу ($\alpha = 30^\circ$). Як ходові використовують різьби прямокутну, трапецеїдальну та упорну.

Найбільш поширеними кріпильними деталями є болти (гвинти) і гайки. За конструкцією стрижня розрізняють:

- болти (гвинти) з нормальним стрижнем (ставлять в отвір із зазором);
- болти з потовщеним стрижнем (діаметр стрижня підганяють без зазору в отвір);
- болти з підголовком;
- спеціальні болти.

Головки болтів бувають шестигранні, циліндричні, квадратні, циліндричні зі сферою, напівпотайні, потайні, напівкруглі, циліндричні з шестигранною заглибиною під ключ тощо. Кінці кріпильних гвинтів бувають плоскими з фаскою, сферичні та інші.

2. Силіві співвідношення

та умови самогальмування у гвинтовій парі

Для дослідження силових співвідношень, які виникають у гвинтовій парі, тобто між гайкою і гвинтом під час закручування гайки, необхідно виток різьби розвернути по середньому діаметру d_2 в похилу площину, а гайку замінити повзуном (рисунок 10.3 а, б). Таким чином закручування гайки відповідає руху тіла по похилій площині.

У болтовому з'єднанні взаємна нерухомість деталей забезпечується відповідною затяжкою болта.

При загвинчуванні гайки (рисунок 10.4) осьова сила F_0 у стрижні болта зростає, при цьому збільшується і момент $T_{ЗАГВ}$, який прикладають до гайки.

Момент загвинчування (затягування) $T_{ЗАГВ}$ дорівнює сумі моментів у різьбі T_P і на торці гайки T_T

$$T_{ЗАГВ} = T_P + T_T. \quad (10.3)$$

Опорну поверхню гайки для технічних розрахунків приймають у вигляді кільця з зовнішнім діаметром D_1 (дорівнює розміру ключа) і внутрішнім діаметром d_0 , який дорівнює отвору під болт (див. рис. 10.4).

Для загвинчування гайки до ключа необхідно прикласти обертовий момент $T_{КЛ}$ (див. рис. 10.4), який дорівнює сумі моментів сил опору

$$T_{КЛ} = T_{ЗАГВ} = F_P \cdot L_{КЛ} = T_P + T_T, \quad (10.4)$$

де F_P – сила, прикладена на ручці ключа;

$L_{КЛ}$ – стандартна довжина ключа (див. рис. 10.4), $L_{КЛ} \approx 15 d$.

Момент сил тертя в різьбі визначають, розглядаючи гайку як повзун, який піднімається по витках різьби, як по похилій площині (див. рис. 10.3). Нормальна до робочої поверхні витка сила F_N створює у контакті витків гвинта та гайки силу тертя

$$F_{TP} = F_N \cdot f_P; \quad (10.5)$$

$$f_P = \arctg \varphi, \quad (10.6)$$

де F_N – нормальна сила на витках різьби від осьової сили F_0 (або сили попереднього затягування $F_{ЗАТ}$);

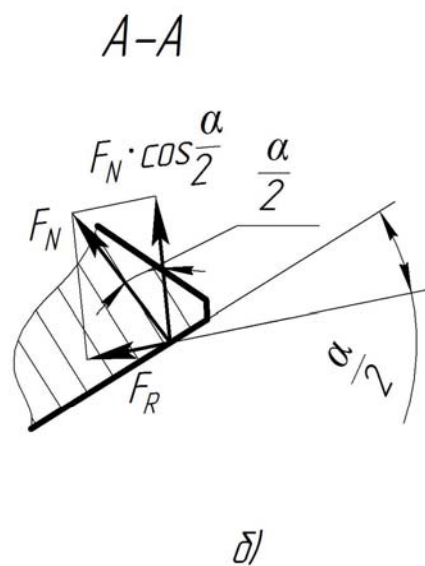
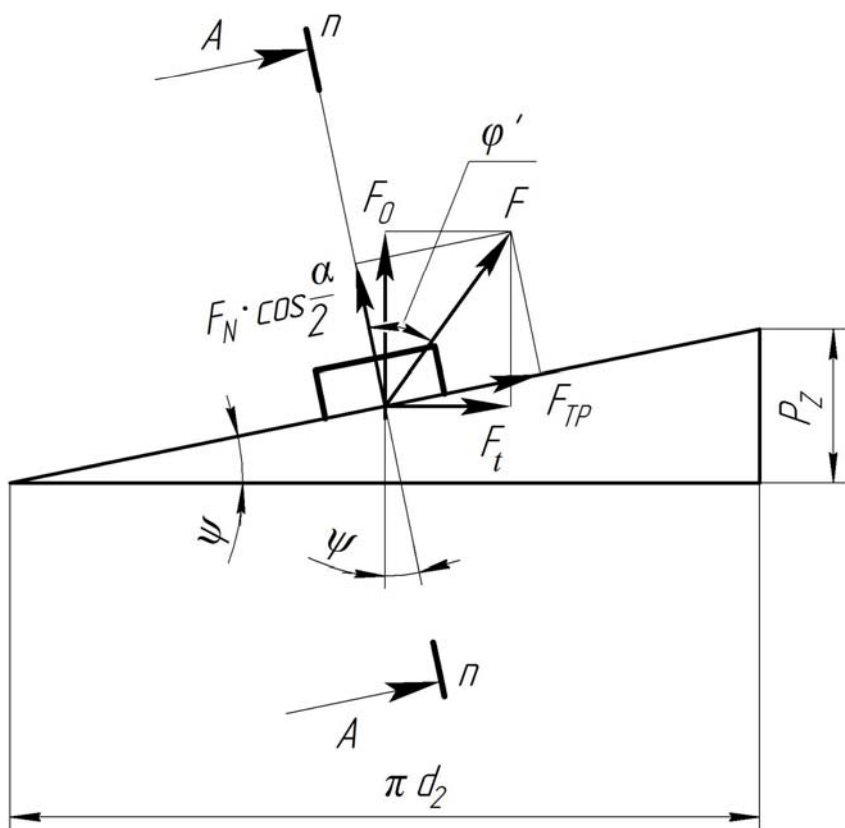
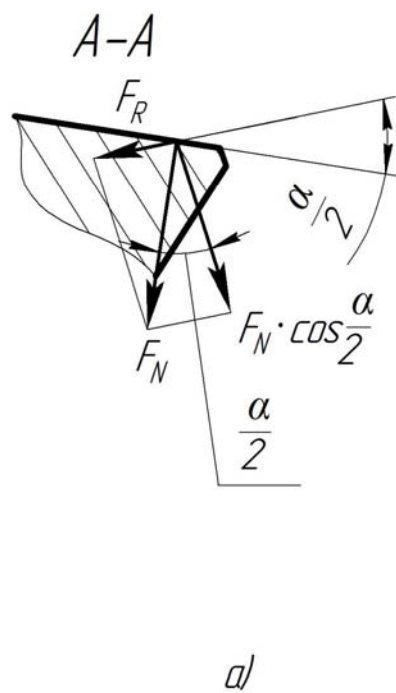
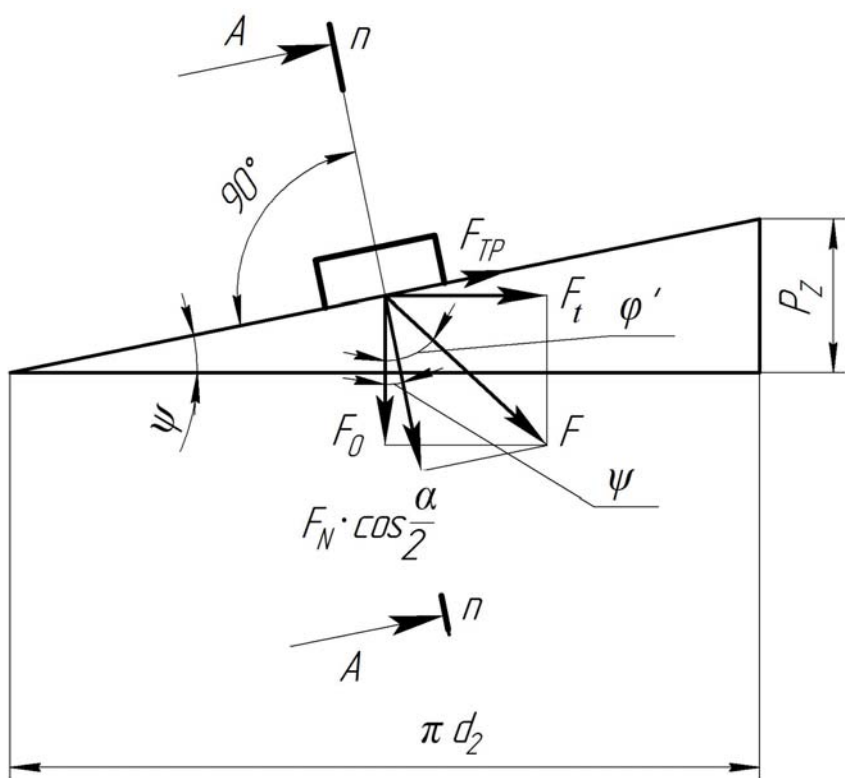


Рисунок 10.3 – Схема сил у гвинтовій парі

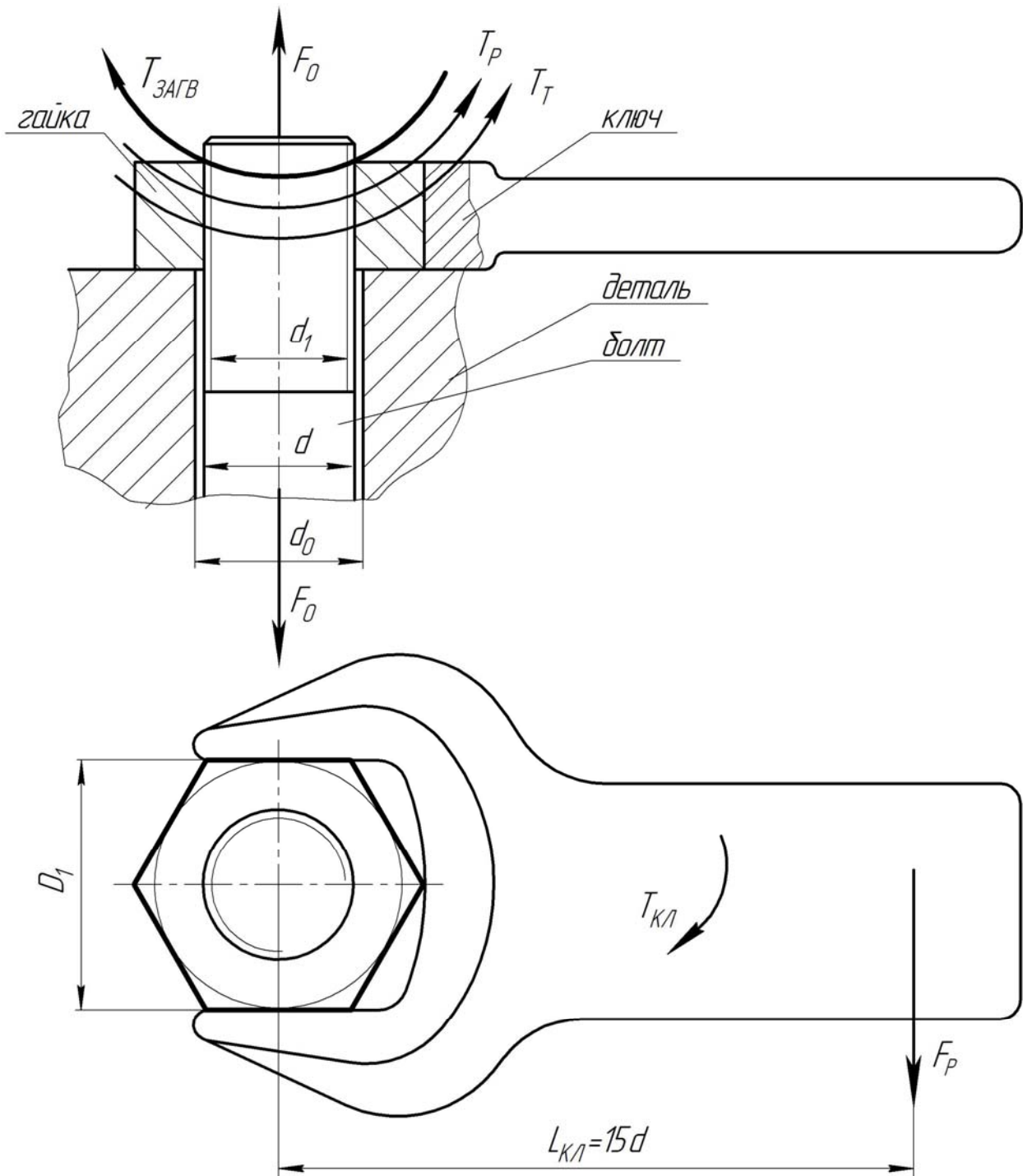


Рисунок 10.4 – Схема навантаження пари болт-гайка

- F_{TP} – сила тертя в різьбі;
- f_P – коефіцієнт тертя в різьбі;
- φ – кут тертя.

Складова $F_N \cdot \cos \frac{\alpha}{2}$ нормальної сили та сили тертя F_{TP} у сумі дають силу F , що лежить у площині, дотичній до середнього циліндра гвинта (рисунок 10.3 а, б).

Повзун знаходиться у рівновазі, якщо рівнодійна сила F від зовнішніх сил F_t і F_0 відхилена від нормалі $n-n$ на кут φ' .

Оскільки **колова (рушійна) сила**:

$$F_t = \frac{2 T_P}{d_2} \quad \text{і} \quad F_t = F_0 \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'). \quad (10.7)$$

то момент у різьбі

$$T_P = F_t \cdot \frac{d_2}{2} = F_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi) = F_{3AT} \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi'), \quad (10.8)$$

де F_0 – осьова сила у стрижні гвинта;

ψ – кут підйому гвинтової лінії різьби по середньому діаметру;

φ' – зведений кут тертя в різьбі, який враховує вплив кута профілю різьби;

$f_{3B.P}$ – зведений коефіцієнт тертя в різьбі, визначають так

$$f_{3B.P} = \operatorname{tg} \varphi' = \frac{F_{TP}}{F_N \cdot \cos \frac{\alpha}{2}} = \frac{f_P}{\cos \frac{\alpha}{2}}; \quad \operatorname{tg} \psi = \frac{P_Z}{\pi \cdot d_2}. \quad (10.9)$$

При малих кутах підйому витків можна брати такі **значення кутів профілю різьби α і зведеного коефіцієнта тертя в різьбі $f_{3B.P}$** :

– для кріпильної метричної різьби

$$\frac{\alpha}{2} = 30^\circ \quad \text{і} \quad f_{3B.P} = 1,15 f;$$

– для ходової трапецеїдальної симетричної різьби

$$\frac{\alpha}{2} = 15^\circ \quad \text{і} \quad f_{3B.P} = 1,03 f;$$

– для ходової упорної різьби

$$\alpha = 3^\circ \quad \text{і} \quad f_{3B.P} \approx f;$$

– для прямокутної різьби

$$\alpha = 0^\circ \quad \text{і} \quad f_{3B.P} = f.$$

Отже, у **кріпильній метричній різьбі сили тертя** на 15...12 % **більші, ніж у ходових різьбах.**

Формула (10.9) справедлива для випадку, коли осьова сила F_0 на гвинті протилежна до напрямку швидкості V його поступального руху, тобто під час загвинчування гайки. Якщо напрями F_0 і V збігаються (рисунок 10.3 б), тобто під час відгвинчування гайки (для випадку $\varphi' > \psi$), то вираз для визначення моменту тертя у різьбі T'_P буде мати вигляд

$$T'_P = F_0 \cdot \frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\varphi' - \psi). \quad (10.10)$$

З формули (10.10) видно, що при великих кутах підйому витків різьби $\psi > \varphi'$ момент у різьбі T'_P – від'ємний, тобто **передача гвинт-гайка стає несамогальмівною**.

Умову самогальмування можна записати у вигляді

$$T'_P > 0. \quad (10.11)$$

Розглядаючи самогальмування тільки у різьбі без урахування тертя на торці гайки, отримаємо

$$\operatorname{tg}(\varphi' - \psi) > 0, \text{ або } \psi < \varphi'. \quad (10.12)$$

Для кріпильних різьб значення кута підйому ψ лежить у межах $2^\circ 30'' \dots 3^\circ 30''$, а зведений кут тертя φ' змінюється залежно від коефіцієнта тертя в межах від 6° (при $f_P \approx 0,1$) до 16° (при $f_P \approx 0,3$).

Отже, **всі кріпильні різьби – самогальмівні**.

Для самогальмування у гвинтовій парі необхідним є забезпечення умови:

- для прямокутної різьби $\psi < \varphi$;
- для трикутної різьби $\psi < \varphi'$;
- для кріпильних різьб $\psi = \varphi'$, а зведений кут тертя $\varphi' \geq 8^\circ$.

Ходові різьби бувають як самогальмівними, так і несамогальмівними.

Момент сил тертя в торці гайки залежить від конструкції гвинта або гайки. Опорна торцева поверхня гайки має форму кільця, обмеженого діаметрами D_1 і d_0 (див. рис. 10.4). Тому момент сил тертя на такій площині за рівномірного розподілу тиску можна визначити за формулою

$$T_T = F_0 \cdot f_T \cdot \frac{1}{3} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} = F_0 \cdot f_T \cdot R_{3B}, \quad (10.13)$$

де f_T – коефіцієнт тертя в торці гайки;

R_{3B} – зведений радіус сил тертя на кільцевій площині торця гайки, визначають за формулою

$$R_{3B} = \frac{1}{3} \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2}; \quad (10.14)$$

D_1 – розмір «під ключ» (рожковий), тобто діаметр захвату гайкового ключа (опорного торця гайки);

d_0 – діаметр отвору під болт, $d_0 = d + 2$ мм.

Підставивши вирази (10.8) і (10.13) у залежність (10.3), отримаємо формулу для визначення **моменту**, який потрібно прикласти до гайки **для створення осьової сили**, тобто моменту загвинчування (моменту рушійних сил)

$$T_{ЗАГВ} = T_P + T_T = F_0 \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + f_T \cdot R_{3B} \right]. \quad (10.15)$$

За формулами (10.5) і (10.15) можна визначити відношення осьової сили гвинта F_0 до сили F_P , прикладеної на ручці ключа, тобто $\frac{F_0}{F_P}$, яке

дає вигаши у силі.

При стандартній довжині ключа $L_{КЛ} \approx 15 d$ і коефіцієнтові тертя в різьбі f_P відношення

$$\frac{F_0}{F_P} = 70 \dots 80.$$

Отримані залежності показують, що стрижень болта не тільки розтягується силою F_0 (силою затягування $F_{ЗАТ}$), але й закручується моментом T_P .

Момент, який потрібно прикласти до гайки **для створення осьової сили**, тобто **момент загвинчування** (момент рушійних сил), буде таким

$$T_{ЗАГВ} = T_P + T_T = F_{ЗАТ} \left[\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') + \frac{1}{3} \cdot f_T \cdot \frac{D_1^3 - d_0^3}{D_1^2 - d_0^2} \right]. \quad (10.16)$$

3. Розрахунок щільних болтових з'єднань

Болтове з'єднання, досліджуване у даній лабораторній роботі, відносять до щільних болтових з'єднань. У таких з'єднаннях між деталями встановлюють прокладку з гуми, міді, картону або інших м'яких матеріалів, що збільшує сумарну податливість з'єднання, яка забезпечує щільність з'єднання і зумовлює зростання величини коефіцієнта основного навантаження K_δ . У відповідальних з'єднаннях цей коефіцієнт визначають експериментально.

Під час виконання лабораторної роботи силу затягування болта $F_{ЗАТ}$ визначають, користуючись формулою

$$F_{ЗАТ} = 0,7 [\sigma]_P \cdot \frac{\beta \cdot \pi \cdot d_1^2}{4}, \quad (10.17)$$

де $[\sigma]_P$ – допустиме напруження на розтяг матеріалу болта,

$$[\sigma]_P = \frac{\sigma_T}{n}; \quad (10.18)$$

σ_T – границя текучості матеріалу болта;

n – коефіцієнт запасу міцності матеріалу болта, $n = 1,5$;

β – коефіцієнт, що враховує напруження кручення у болті;

d_1 – внутрішній діаметр різьби болта.

Момент загвинчування $T_{ЗАГВ}$ контролюють.

Виконуючи лабораторну роботу, спершу визначають усі необхідні розміри деталей з'єднання, тобто болта і з'єднаних деталей, а потім знаходять такі параметри.

Площа перетину ділянок болта:

– першої

$$A_{Б1} = \frac{\pi \cdot d_{\partial 1}^2}{4}; \quad (10.19)$$

– другої

$$A_{Б2} = \frac{\pi \cdot d_{\partial 2}^2}{4}; \quad (10.20)$$

– третьої

$$A_{B3} = \frac{\pi \cdot d_{\partial 3}^2}{4}, \quad (10.21)$$

де $d_{\partial 1}, d_{\partial 2}, d_{\partial 3}$ – внутрішній діаметр різьби болта на першій, другій і третій ділянках болта відповідно.

Податливість болта визначають так:

$$\lambda_B = \sum \frac{l_{Bi}}{E_{MB} \cdot A_{Bi}}, \quad (10.22)$$

де l_{Bi} – довжина i -ої (першої, другої і третьої) ділянки болта, мм;
 E_{MB} – модуль пружності матеріалу болта, Н/мм²;
 A_{Bi} – площа перетину i -ої (першої, другої і третьої) ділянки болта, мм².

Визначають умовну площу перетину з'єднаних деталей:

– першої

$$A_{D1} = \frac{\pi}{4} \left[\left(D_{D1} + \frac{1}{2} l_{D1} \right)^2 - d_0^2 \right]; \quad (10.23)$$

– другої

$$A_{D2} = \frac{\pi}{4} \left[\left(D_{D2} + \frac{1}{2} l_{D2} \right)^2 - d_0^2 \right], \quad (10.24)$$

де l_{D1} – товщина першої з'єднуваної деталі, мм;
 l_{D2} – товщина другої з'єднуваної деталі, мм;
 D_{D1} – діаметр під ключ у першій з'єднуваній деталі, мм;
 D_{D2} – діаметр під ключ у другій з'єднуваній деталі, мм;
 d_0 – діаметр отвору під болт, мм.

Податливість з'єднаних деталей визначають так:

$$\lambda_D = \sum \frac{l_{Di}}{E_{MDi} \cdot A_{Di}}, \quad (10.25)$$

де l_{Di} – довжина i -ої (першої та другої) з'єднаних деталей, мм;
 E_{MDi} – модуль пружності матеріалу з'єднаних деталей, Н/мм²;
 A_{Di} – площа перетину i -ої (першої та другої) з'єднаних деталей, мм².

Залежність для визначення теоретичного значення коефіцієнта основного навантаження

$$K_{T\delta} = \frac{\lambda_D}{\lambda_D + \lambda_B}. \quad (10.26)$$

Залежність для визначення середнього значення коефіцієнта основного навантаження (за результатами експериментів)

$$K_{cp.\delta} = \frac{F_0 - F_{ЗАТ}}{F}. \quad (10.27)$$

де F – сила зовнішнього навантаження, Н.

4. Будова і принцип роботи експериментальної установки

Лабораторну роботу виконують на машині ДМ-30М (рисунок 10.5) з використанням пристосування ДМ-22М (рисунок 10.6).

Пристосування ДМ-22М (рисунок 10.7) складається з основи 1, підставки 6, змінних циліндрів 5, болта 16 у зборі зі з'єднаними деталями 8 і 17, роз'ємного захвату 14. Підставка 6 встановлена на гумовій прокладці 18, з'єднується з основою за допомогою болта 3 зі сферичною головкою і шайби 2. Штифт 4 оберігає підставку від повертання при затягуванні гайки 15. Вузол досліджуваного болтового з'єднання складається з болта 16, гайки 15 і з'єднаних деталей верхньої 8 і нижньої 17. Деталь 17 вкручують у підставку 6. Щоб болт 16 не повертався, його головка входить в паз циліндра 5, який встановлюють у гніздо циліндричної форми підставки 6. У відповідних програмах випробувань у стику між деталями 8 і 17 можна встановлювати прокладку з різноманітних матеріалів.

Навантаження затягнутого болтового з'єднання (деталі 16, 8, 17, 15) зовнішньою розтягуючою силою виконують на машині ДМ-30М за допомогою роз'ємного захвату 14, який з'єднує деталь 8 з штоком 9. Кільце 13 з'єднує дві половинки роз'ємного захвату 14.

На випробовуваний болт 16 наклеєні тензодатчики опору з виводами, кінці яких приєднують до відповідних клем на підставці б.

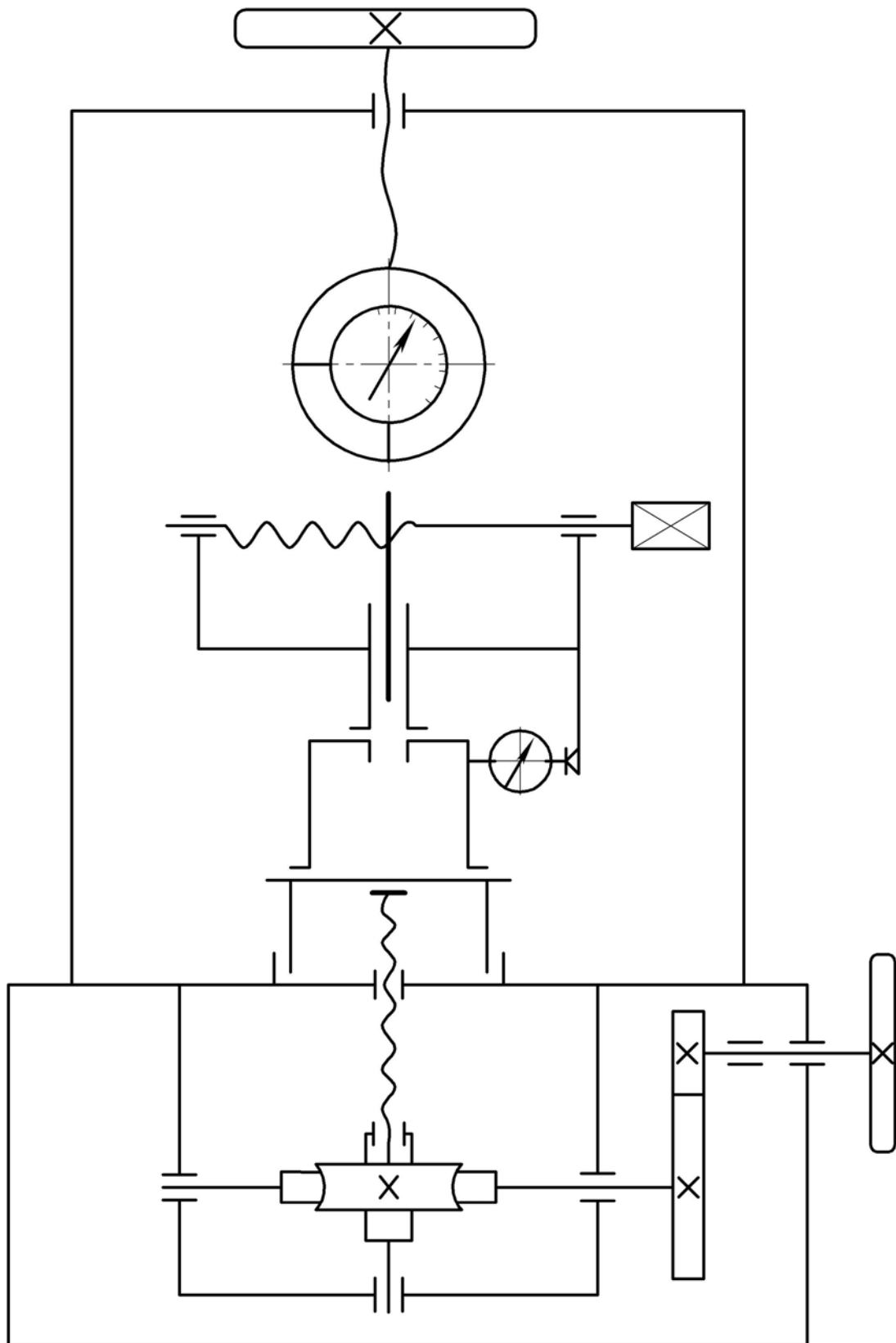


Рисунок 10.5 – Кінематична схема машини ДМ-30М



Рисунок 10.6 – Пристосування ДМ-22М

Пристрій для
вимірювання сили
машини ДМ-30М

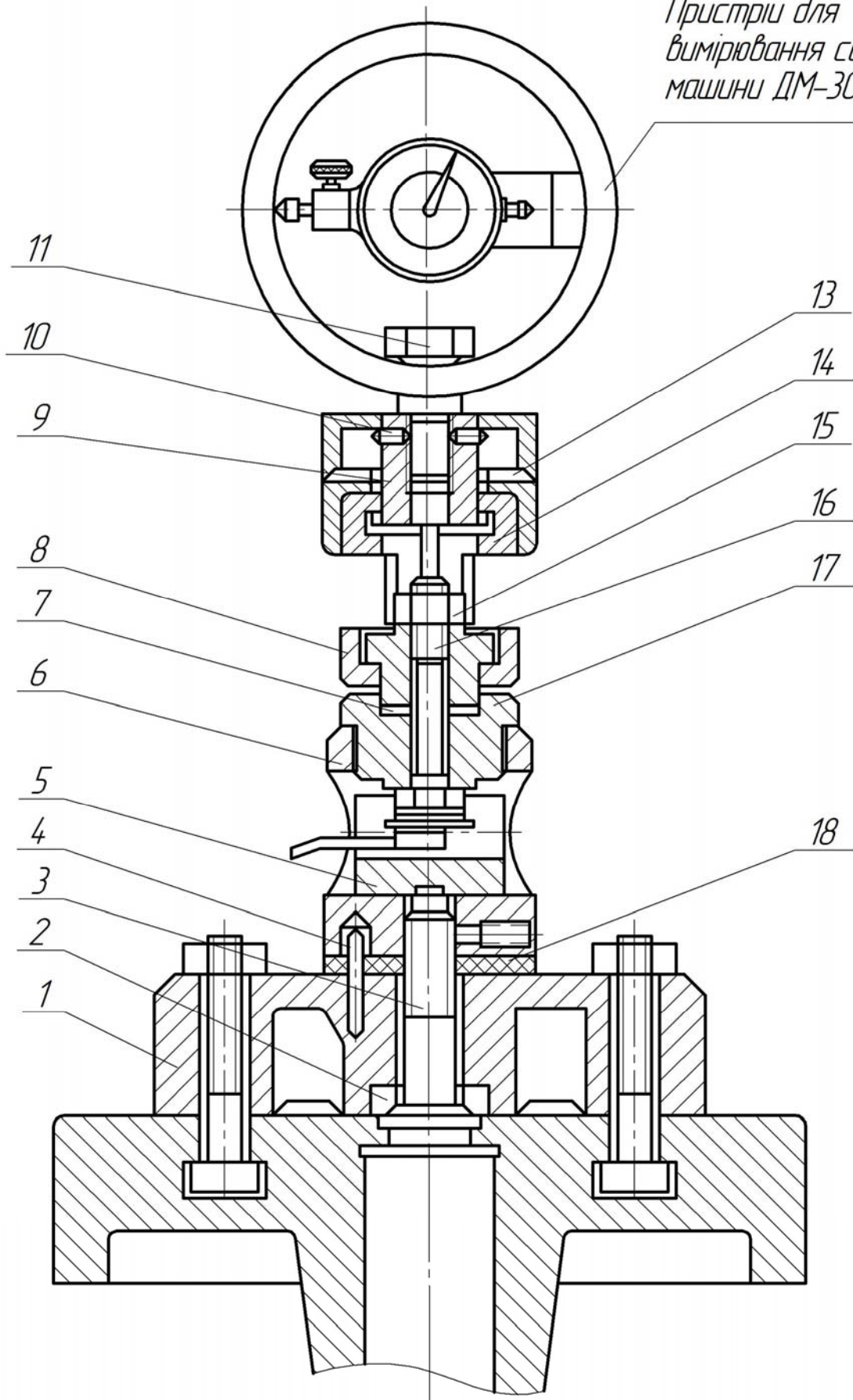


Рисунок 10.7 – Будова пристосування ДМ-22М

5. Порядок виконання лабораторної роботи

5.1. Опрацювати методичні вказівки до лабораторної роботи.

5.2. Підготувати таблиці 10.1-10.3.

5.3. Вивчити будову та принцип роботи машини ДМ-30М. З'ясувати завдання досліджень.

5.4. Вивчити конструкцію пристосування ДМ-22М.

5.5. Отримати у викладача (лаборанта) необхідний інструмент і матеріали для виконання лабораторної роботи.

5.6. Визначити теоретичне значення коефіцієнта основного навантаження $K_{T\delta}$ у такій послідовності:

5.6.1. Заміряти розміри болта l , а саме довжини відповідно першої l_{B1} , другої l_{B2} і третьої l_{B3} його ділянок.

Результати вимірювань внести у таблицю 10.1.

5.6.2. Заміряти розміри з'єднаних деталей 2 і 3, а саме товщину першої l_{D1} і другої l_{D2} деталей.

Результати вимірювань внести у таблицю 10.1.

5.6.3. Визначити за формулами (10.19)-(10.21) площі перетину ділянок болта, відповідно першої A_{B1} , другої A_{B2} і третьої A_{B3} .

Результати розрахунків внести у таблицю 10.1.

5.6.4. Накреслити розрахункові схеми з'єднання.

5.6.5. Визначити податливість болта λ_B за формулою (10.22).

5.6.6. Визначити податливість з'єднаних деталей λ_D за формулою (10.25).

Результати розрахунків внести у таблицю 10.1.

5.6.7. Визначити розрахункове (теоретичне) значення коефіцієнта основного навантаження $K_{T\delta}$ за формулою (10.26).

5.7. Експериментально визначити коефіцієнт основного навантаження $K_{E\delta}$ у такій послідовності.

5.7.1. Користуючись залежністю (10.17) визначити силу попереднього затягування болта $F_{ЗАТ}$.

5.7.2. Встановити і закріпити на столі машини ДМ-30М пристосування ДМ-22М.

5.7.3. Увімкнути вимірювальний міст для дровових тензодатчиків, перевірити напругу струму і встановити нуль на пристрої.

5.7.4. Затягнути болт гайковим ключем до зусилля, яке контролюють за показами гальванометра згідно з тарувальним графіком.

5.7.5. Навантажити з'єднання зовнішньою силою $F = 1,5 F_{ЗАТ}$ за допомогою навантажувального пристрою машини ДМ-30М. Величину зусилля контролювати індикатором відповідно до тарувального графіка (рисунок 10.8) вимірювального пристрою машини.

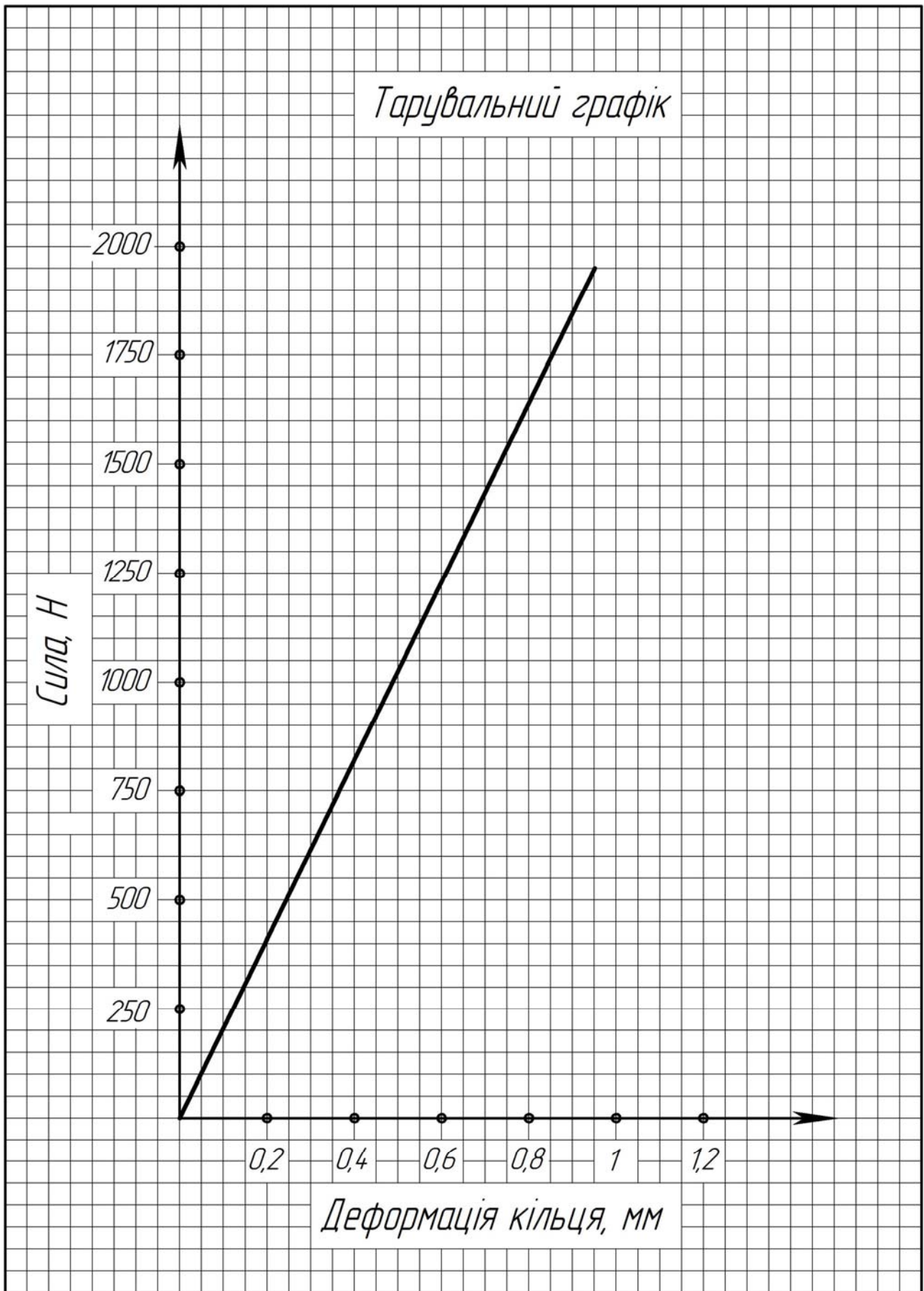


Рисунок 10.8 – Тарувальний графік динамометричного кільця

5.7.6. Заміряти за допомогою гальванометра і тарувального графіка фактичне зусилля F_0 , що розтягує болт 16 (див. рис. 10.7).

5.7.7. Розвантажити болтове з'єднання.

5.7.8. Три-чотири рази повторити заміри згідно з пп. 5.7.4-5.7.6.

5.7.9. Підрахувати середні значення навантаження на болт.

5.7.10. Визначити середнє значення коефіцієнта основного навантаження за формулою (10.27).

5.7.11. Повторити досліди з прокладками з м'якого матеріалу, встановленими між деталями 8 і 17 (див. рис. 10.7). Зовнішнє навантаження прийняти таким, що дорівнює $0,8 F_{ЗАТ}$.

5.7.12. Визначити значення основного навантаження K_δ при різних варіантах дослідження болтового з'єднання з м'якими прокладками.

5.7.13. Порівняти результати теоретичних та експериментальних досліджень. Зробити висновки.

5.8. Оформити звіт.

Таблиця 10.1 – Параметри болтового з'єднання

Параметри болта	Значення	Параметри з'єднання	Значення
Зовнішній діаметр, d , мм		Діаметр під ключ у першій з'єднуваній деталі, D_1 , мм	
Внутрішній діаметр, d_1 , мм		Діаметр під ключ у другій з'єднуваній деталі, D_2 , мм	
Середній діаметр, d_2 , мм		Діаметр отвору під болт, $d_0 = d + 2$, мм	
Крок різьби, P , мм		Модуль пружності матеріалу першої з'єднуваної деталі, $E_{МД1}$, МПа	
Модуль пружності матеріалу болта, $E_{МБ}$, МПа		Модуль пружності матеріалу другої з'єднуваної деталі, $E_{МД2}$, МПа	
Границя текучості матеріалу болта, σ_T , МПа		Допустиме напруження на розтяг у болті, $[\sigma]_P$, МПа, формула (10.18)	

Таблиця 10.2 – Результати теоретичних досліджень коефіцієнта
основного навантаження

№ з/п	Параметри для досліджень		Числові значення розрахунків і вимірювань
1	Довжина ділянки болта	першої, l_{B1} , мм	
		другої, l_{B2} , мм	
		третьої, l_{B3} , мм	
2	Площа перетину ділянки болта, формули (10.19)-(10.21)	першої, A_{B1} , мм ²	
		другої, A_{B2} , мм ²	
		третьої, A_{B3} , мм ²	
3	Податливість болта, λ_B , формула (10.22)		
4	Товщина з'єднуваних деталей	першої, l_{D1} , мм	
		другої, l_{D2} , мм	
5	Умовна площа перетину з'єднуваних деталей, формули (10.23)-(10.24)	першої, A_{D1} , мм ²	
		другої, A_{D2} , мм ²	
6	Податливість з'єднуваних деталей, λ_D , формула (10.25)		
7	Теоретичне значення коефіцієнта основного навантаження, $K_{T\delta}$, формула (10.26)		

Таблиця 10.3 – Результати експериментальних досліджень
коефіцієнта основного навантаження

№ з/п	Значення сили затягування і зовнішнього навантаження, Н	Навантаження на болт F_0 , Н	Середнє значення коефіцієнта основного навантаження, $K_{cp.\delta}$, формула (10.27)
1	$F = F_{3AT}$, формула (10.17)		
2	$F = 1,5 F_{3AT} =$		
3	$F = 0,8 F_{3AT} =$		

**Питання для самоперевірки
під час підготовки до лабораторної роботи**

1. Як розрізняють болти, гвинти і шпильки за призначенням і конструкцією?
2. З якого матеріалу виготовляють болти, гвинти, шпильки, гайки, шайби?
3. Коли застосовують з'єднання з попередньо затягнутими болтами (гвинтами)?
4. Як визначають жорсткість і податливість болтів?
5. Нарисуйте діаграму спільних деформацій болта і з'єднаних деталей в затягнутому болтовому з'єднанні.
6. Як теоретично визначити коефіцієнт основного навантаження? Від чого він залежить?
7. Назвіть конструктивні шляхи зменшення коефіцієнта основного навантаження.
8. Що називають конусами впливу і як їх визначити?
9. Як впливає попереднє затягування і величина коефіцієнта основного навантаження болтів, гвинтів і шпильок на їх витривалість при змінному напруженому стані?
10. Якими способами досягають збільшення витривалості болтового з'єднання?

Рекомендована література

1. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1984. С. 45-47.
2. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1989. С. 140-145.

Лабораторна робота № 11 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТОЗДАТНОСТІ КЛЕМОВОГО З'ЄДНАННЯ

Мета роботи: дослідження зміни зсуваючої сили та коефіцієнта тертя в клемовому з'єднанні з розрізною маточиною залежно від сили затягування болтів при різних посадках маточини на вал.

Матеріальне забезпечення: установка ДМ-30М, пристосування ДМ-24М, болти з гайками, комплект стрижнів, набір ключів, динамометричний ключ, технічна документація, навчальні плакати, методичне забезпечення, відеоматеріали.

1. Теоретичні відомості до вивчення теми

Клемові (фрикційні, фрикційногвинтові) з'єднання (рисунк 11.1) – це з'єднання, які працюють завдяки дії сил тертя.

Клемові з'єднання використовують для закріплення (посадки) на циліндричних стрижнях (валах, осях, циліндричних колонах, штоках) різних деталей (установочних кілець, роз'ємних шківів, зубчастих коліс, важелів, щік колінчатих валів тощо).

Переваги клемових з'єднань:

- не ослаблюють вал шпонковими канавками;
- допускають встановлення деталей у будь-якому кутовому та осьовому (по довжині гладкої ділянки вала) положенні;
- запобігають перевантаженню механізмів.

Недоліки:

- мають підвищений дисбаланс;
- ненадійні при великих та змінних навантаженнях;
- мають великі габаритні розміри.

Циліндричні клемові з'єднання добре сприймають осьове навантаження та навантаження крутними моментами. Застосовують переважно за необхідності подальших перевстановлень.

За конструкцією розрізняють **два основні типи клемових з'єднань:**

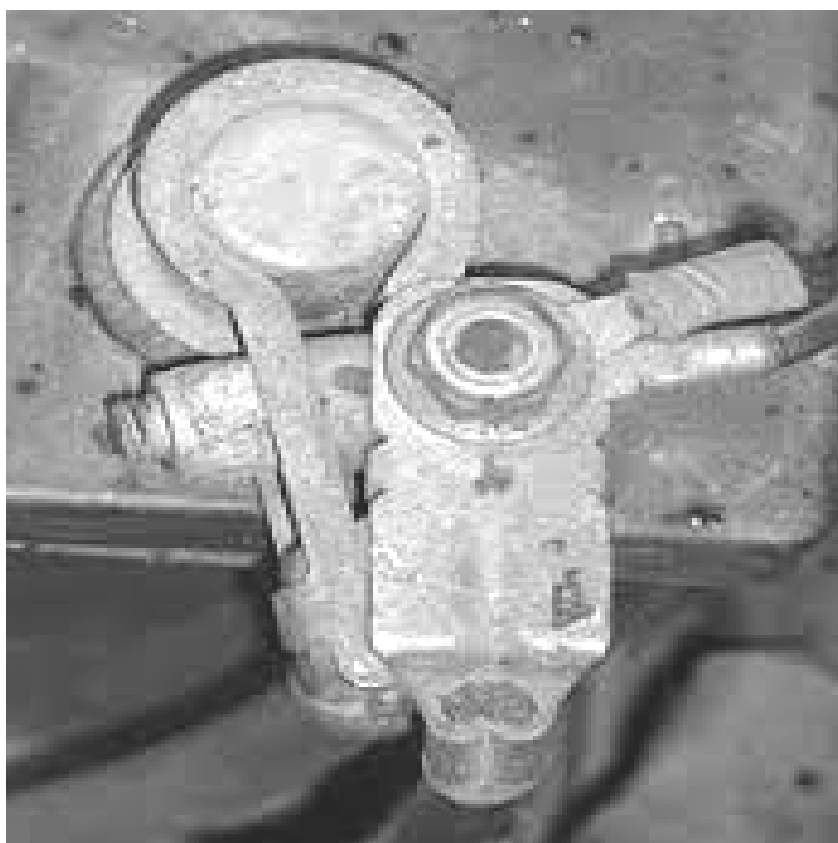
- з маточиною, яка має проріз (рисунк 11.2 а);
- з роз'ємною маточиною (рисунк 11.2 б).

З'єднання з роз'ємною маточиною складніші, громіздкіші, дорожчі, але можливий їх монтаж у будь-якій частині валу, незалежно від форми спряжених ділянок і від інших розміщених на валу деталей.

Клемові з'єднання передають зовнішнє навантаження завдяки силам тертя, які виникають на спряжених поверхнях маточини і вала після затягування болтів (гвинтів) силою тиску.



a)



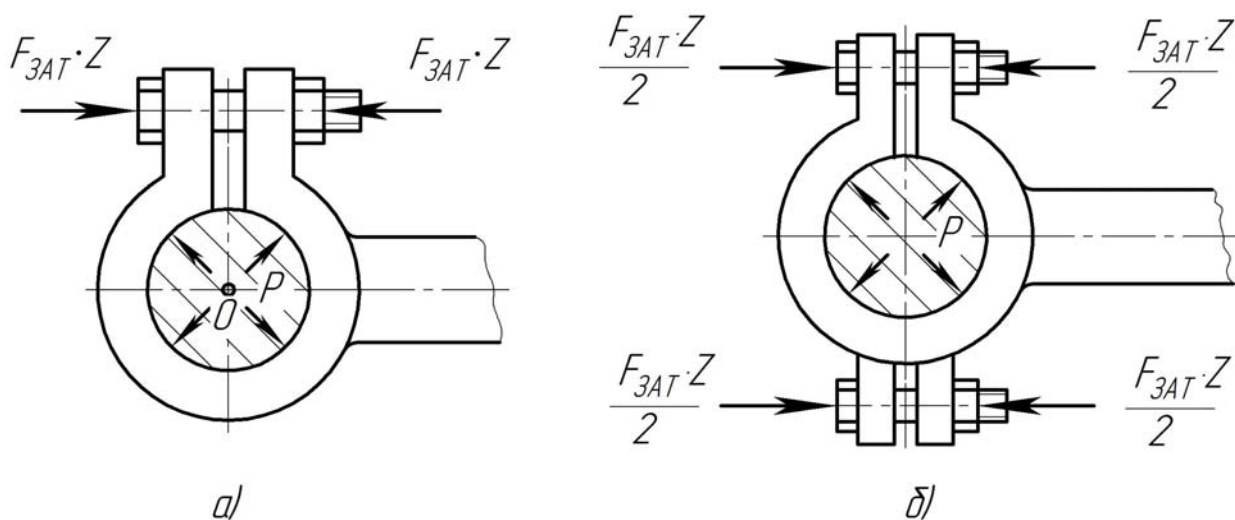
б)

a) сідла велосипеда з рамою;
б) електричне клемове з'єднання акумуляторної батареї автомобіля
Рисунок 11.1 – Клемові з'єднання

2. Розрахунок клемових з'єднань

Циліндричні клемові з'єднання здатні передавати крутний момент, осьову силу або їх сумісну дію.

Конструктивно клемове з'єднання може бути виконане з *нероз'ємною* (див. рис. 11.2 а) і з *роз'ємною* (див. рис. 11.2 б) *маточинами*. Такі з'єднання розраховують по-різному.



Z – загальна кількість болтів у з'єднанні
 а) з нероз'ємною маточиною; б) з роз'ємною маточиною

Рисунок 11.2 – Клемові з'єднання

Необхідну силу затягування $F_{ЗАТ}$ болта клемового з'єднання визначають залежно від конструкції маточини.

Для **нероз'ємної маточини** $F_{ЗАТ}$ визначають з **умови рівноваги** між зовнішнім моментом і моментом сил тертя, що виникають між маточиною і стрижнем у результаті дії сили N тиску під час затягування болта.

Для **нероз'ємної маточини клемового з'єднання** (див. рис. 11.2 а) **умова рівноваги** між зовнішнім моментом і моментом сил тертя:

$$N \cdot f \cdot d = k \cdot Q \cdot l, \quad (11.1)$$

- де N – сила тиску при затягуванні болта, Н;
 f – коефіцієнт тертя;
 d – діаметр болта, мм;
 k – коефіцієнт, що враховує нестабільність коефіцієнта тертя f ;
 Q – сила тертя, Н;
 l – довжина болта, мм.

Силу тиску N визначають із умови рівності моментів сил N і $F_{ЗАТ}$ відносно точки O (див. рис. 11.2 а). Для цього вважають, що половинки маточини клеми шарнірно з'єднані з важелем у цій точці

$$F_{ЗАТ} (a + 0,5 d) = 0,5 N \cdot d, \quad (11.2)$$

звідки

$$N = F_{ЗАТ} \left(\frac{2a}{d} + 1 \right). \quad (11.3)$$

Підставивши (11.3) в (11.1) отримують вираз для визначення необхідної **сили затягування $F_{ЗАТ}$ болта клемового з'єднання з нероз'ємною маточиною**

$$F_{ЗАТ} = \frac{k \cdot Q \cdot l}{[f (2 a + d)]}. \quad (11.4)$$

За силою затягування $F_{ЗАТ}$ болт перевіряють на розтяг з урахуванням скручування при затягуванні.

У клемовому з'єднанні з **роз'ємною маточиною** і двома гвинтами (див. рис. 11.2 б) сила тиску буде

$$N = 2 F_{ЗАТ} . \quad (11.5)$$

Умова рівноваги моментів сил тертя і зовнішньої сили

$$N \cdot f \cdot d = k \cdot Q \cdot l. \quad (11.6)$$

Підставивши (11.5) в (11.6) отримують вираз для визначення необхідної **сили затягування $F_{ЗАТ}$ для одного болта клемового з'єднання з роз'ємною маточиною**

$$F_{ЗАТ} = \frac{k \cdot Q \cdot l}{2 f \cdot d}. \quad (11.7)$$

За силою затягування $F_{ЗАТ}$ болт перевіряють на розтяг з урахуванням скручування при затягуванні.

Вирази (11.4) і (11.7) використовують як для **перевірального, так і для проектного розрахунків болтів клемових з'єднань на розтяг з урахуванням скручування.**

На основі експериментальних даних про розподіл тиску на спряжених поверхнях клемових з'єднань можна вважати, що в осьовому напрямку тиск розподіляється рівномірно, а по колу залежить від початкового зазору або натягу, жорсткості вала і маточини (рисунок 11.3). Жорсткість вала і маточини залежать від матеріалу і геометричних розмірів.

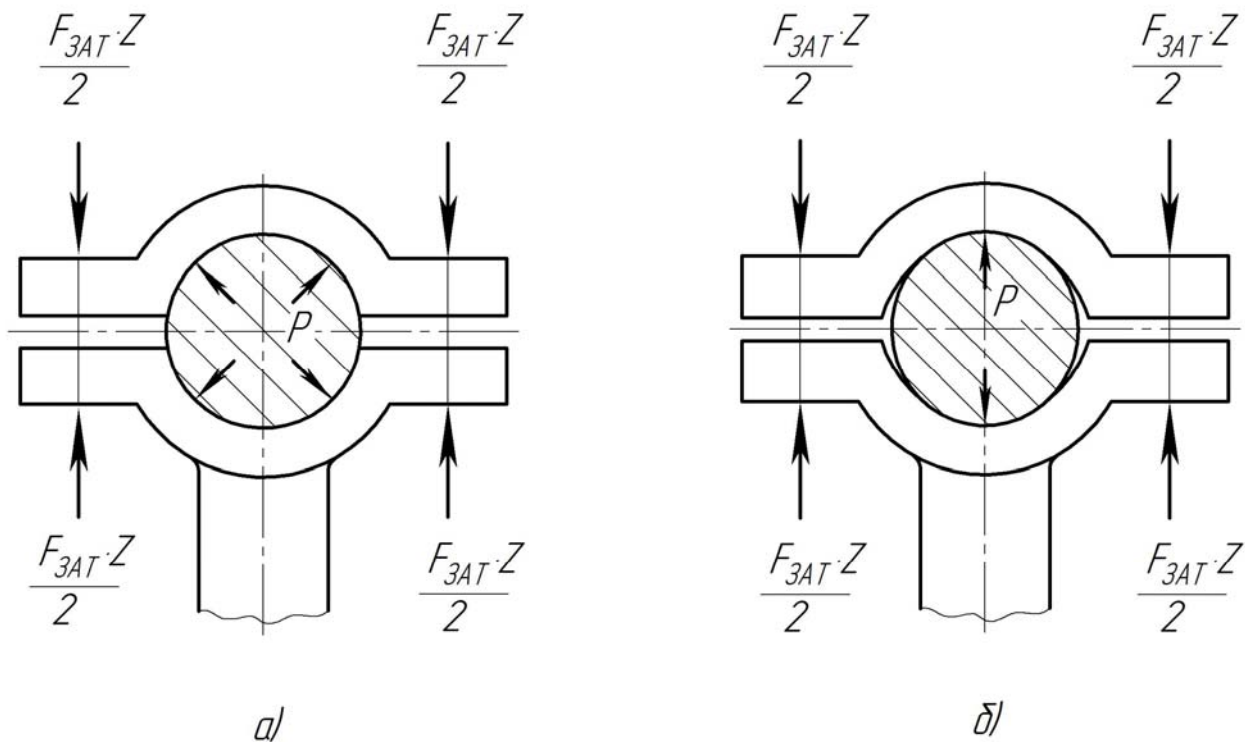


Рисунок 11.3 – Контакт деталей клемових з'єднань

На рисунку 11.3 *a* показано розподіл тиску по колу під час посадки з натягом і невеликою згинальною жорсткістю маточини.

На рисунку 11.3 *б* показано контакт деталей при високій згинальній жорсткості маточини і посадці з великим зазором.

Для посадки, виконаної з невеликим натягом (наприклад, із відхиленням H7/h6) після затягування болтів питомий тиск розподіляється за косинусоїдальним законом

$$p = p_{\max} \cdot \cos \alpha \quad \text{або} \quad p = p_{\max} \cdot \sin \alpha . \quad (11.8)$$

Однак найбільш імовірним вважають рівномірний закон розподілу, тоскільки момент від осьових сил затягування гвинтів збільшує тиск поблизу роз'єму.

Розглянемо циліндричні клемові з'єднання з роз'ємною маточиною (рисунок 11.4), які мають загальну кількість Z болтів і кожен з них зтягнутий силою $F_{ЗАТ}$.

Якщо з'єднання передає тільки момент (див. рис. 11.4 а),

$$T = F \cdot l, \quad (11.9)$$

то умова його нормальної роботи

$$\pi \cdot d \cdot b \cdot p \cdot f \cdot \frac{d}{2} = k_2 \cdot T. \quad (11.10)$$

Оскільки

$$\int_0^{\frac{\pi}{2}} \frac{d}{2} \cdot b \cdot p \cdot \sin \alpha \, d\alpha = \frac{F_{ЗАТ} \cdot Z}{2} = -d \cdot b \cdot p \cdot \cos \alpha \Big|_0^{\frac{\pi}{2}} = F_{ЗАТ} \cdot Z, \quad (11.11)$$

то

$$d \cdot b \cdot p = F_{ЗАТ} \cdot Z, \quad (11.12)$$

і

$$\pi \cdot F_{ЗАТ} \cdot Z \cdot f \cdot \frac{d}{2} = k_2 \cdot T. \quad (11.13)$$

Звідси **сила зтягування болта**

$$F_{ЗАТ} = \frac{2 k_2 \cdot T}{\pi \cdot d \cdot Z \cdot f}. \quad (11.14)$$

Із умови міцності болта на розтяг

$$k_1 \cdot F_{ЗАТ} = \frac{\pi \cdot d_1^2}{4} \cdot [\sigma]_P, \quad (11.15)$$

отримують **залежність для визначення діаметра болта**

$$d_1 = \sqrt{\frac{4 k_1 \cdot F_{ЗАТ}}{\pi \cdot [\sigma]_P}}. \quad (11.16)$$

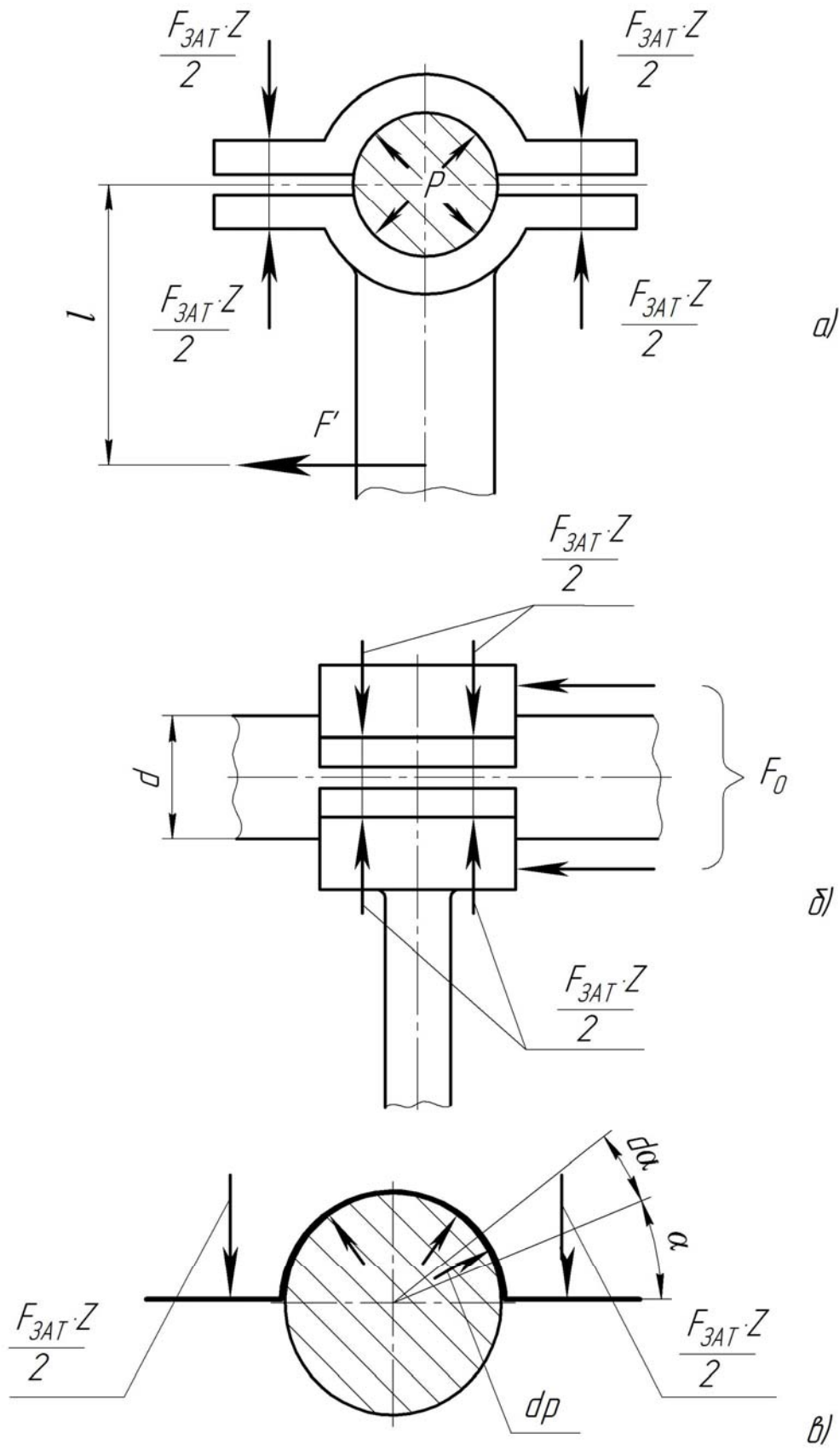


Рисунок 11.4 – Клемові з'єднання кількома болтами

3. Будова і принцип роботи експериментальної установки

Лабораторну роботу виконують на машині типу ДМ-30М (рисунок 11.5) з пристосуванням ДМ-24М (рисунок 11.6).

Пристосування ДМ-24М монтують на столі машини ДМ-30М. Для цього пристосування центрують по осі стола та затискають двома болтами з гайками.

Пристосування ДМ-24М (рисунок 11.7) складається з підставки 6, індикатора 3, маточини клеми 7, динамометричної скоби 2 та комплекту стрижнів 1. Згори до підставки кріплять фланець 5, з яким з'єднана клема.

Комплект складається з трьох стрижнів, на кожному з яких є позначення відповідної посадки:

- з зазором – $C (h6)$;
- перехідної – $П (js6)$;
- з натягом – $Г (n6)$.

Примітка. Букви C , $П$ та $Г$ позначають застарілі назви типів посадок (відповідно ковзаюча, щільна і глуха).

Клему затискають через динамометричну скобу гвинтом 8. Під час закручування гвинта ліва частина клеми переміщується вправо. Права частина клеми головою гвинта через сферичну шайбу та динамометричну скобу переміщується вліво та обтискає стержень. Індикатором 3 вимірюють силу затягування $F_{ЗАТ}$, яка виникає у гвинті. Провертанню динамометричної скоби запобігає кронштейн 4.

Клемове з'єднання навантажують через ходовий гвинт машини ДМ-30М за допомогою пуансона, який кріплять до динамометричного кільця, яке входить у комплект машини ДМ-30М.

Технічна характеристика з'єднання

Номінальний діаметр спряження	$d = 50$ мм
Висота маточини клеми	$b = 45$ мм
Максимальна осьова сила	$F_{\max} = 20,0$ кН
Максимальна сила затягування гвинта	$F_{ЗАТ \max} = 1,0$ кН

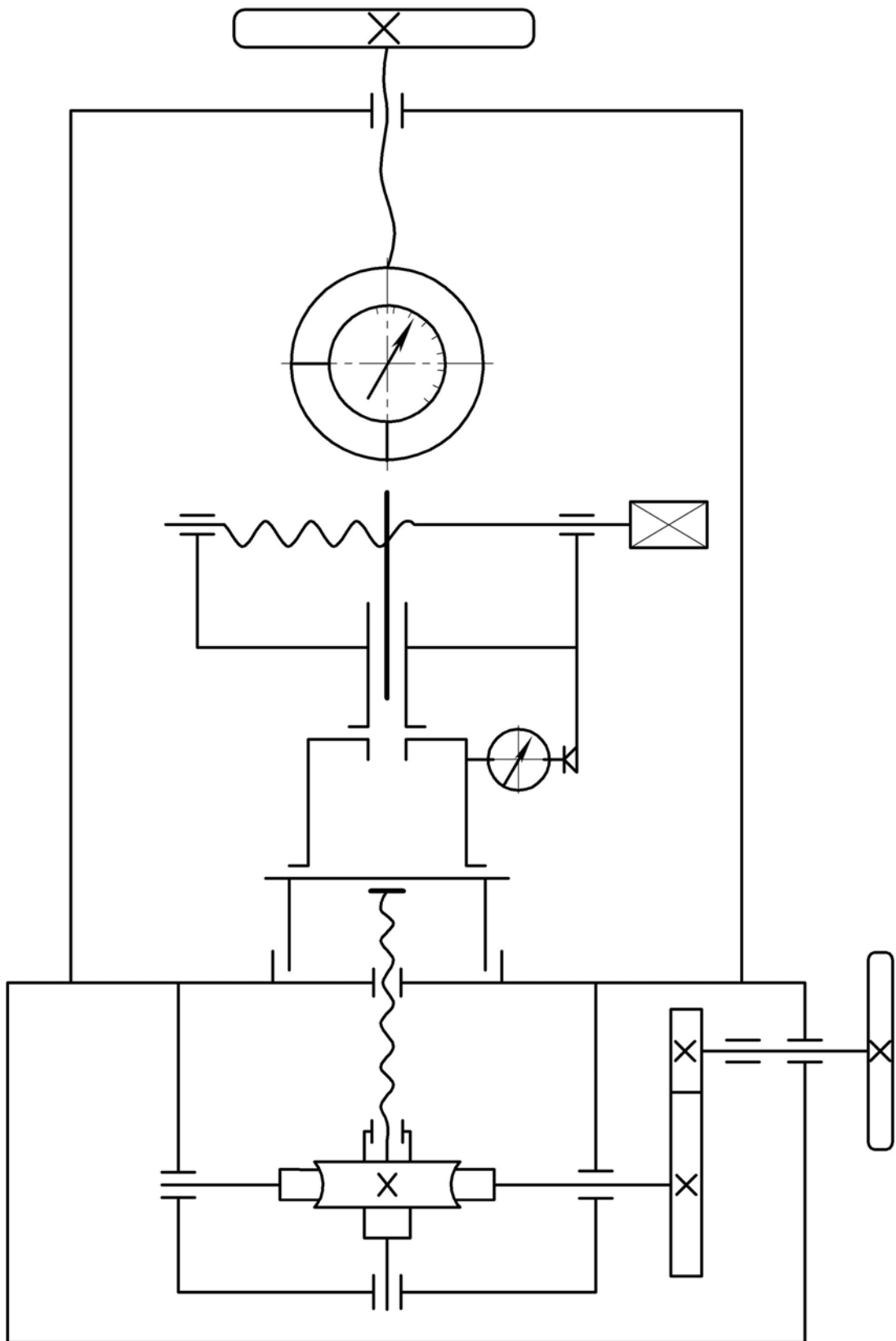


Рисунок 11.5 – Кінематична схема машини ДМ-30М



Рисунок 11.6 – Пристосування типу ДМ-24М

*Пристрій для
вимірювання сили
машини ДМ-30М*

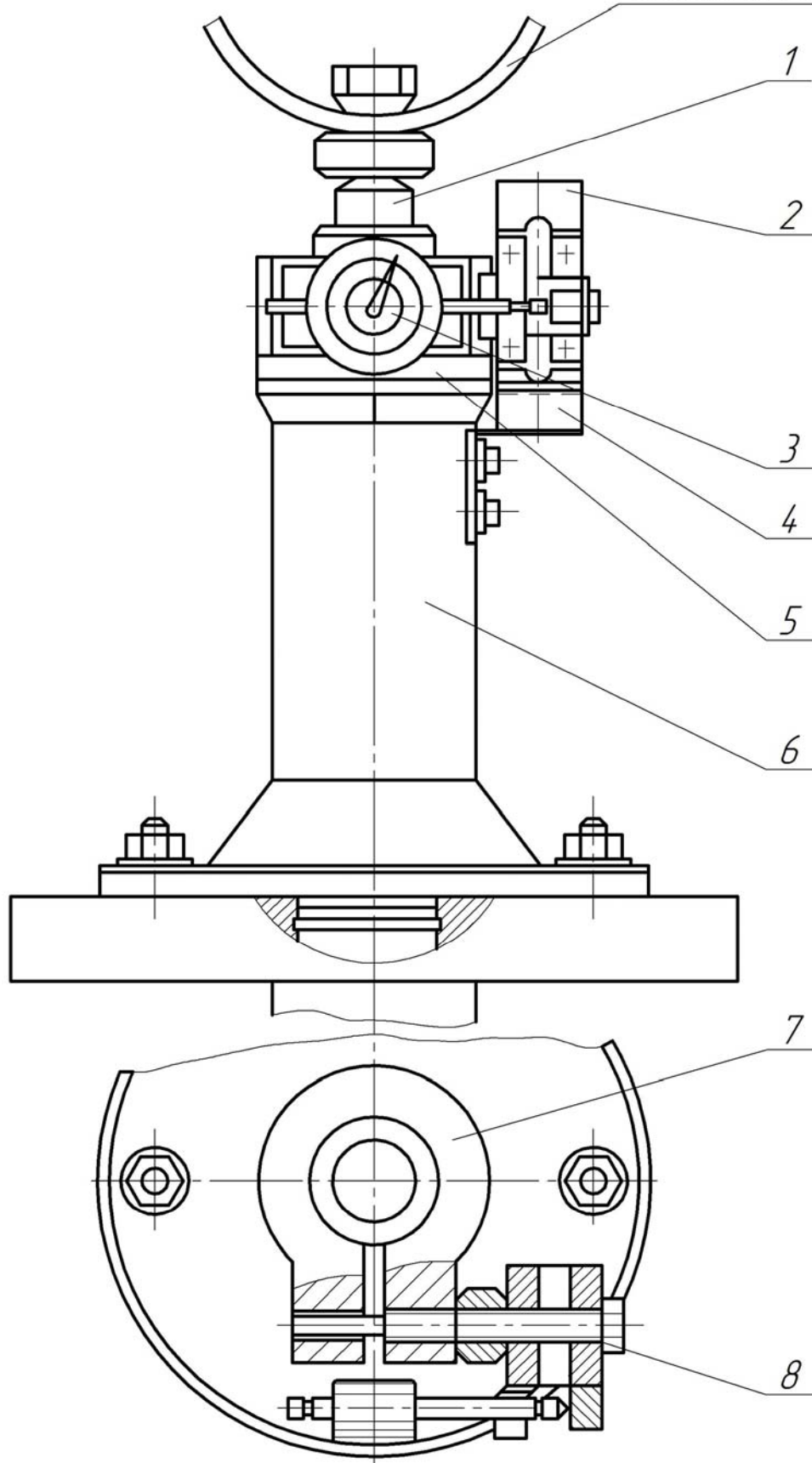


Рисунок 11.7 – Будова пристосування типу ДМ 24М

4. Порядок виконання лабораторної роботи

4.1. Опрацювати методичні вказівки до лабораторної роботи.

4.2. Підготувати таблицю 11.1.

4.3. Вивчити будову та принцип роботи машини ДМ-30М.

4.4. Вивчити конструкцію пристосування ДМ-24М для дослідження роботоздатності клемового з'єднання. З'ясувати завдання досліджень.

4.5. Виконати монтаж пристосування ДМ-24М на столі машини ДМ-30М.

4.6. Встановити в клему стрижень «С» з посадкою по відхиленню h_6 та дослідити його у такій послідовності:

– встановити стрілку індикатора 3 (див. рис. 11.7) на положення «0»;

– затягнути гвинт динамометричним ключем до $F_{ЗАТ} = 2,5$ кН. Силу затягування визначити за показом індикатора ключа, користуючись тарувальним графіком;

– встановити стрілку пристрою динамометричного кільця машини ДМ-30М на «0»;

– обертанням верхнього маховика машини ДМ-30М навантажити стрижень осьовим зусиллям до початку зсуву у клемовому з'єднанні;

– за тарувальним графіком (рисунок 11.8) визначити максимальне значення зсуваючої сили $F_{ЗС}$;

Примітка: *Початок зсуву у з'єднанні визначити за стрибком стрілки індикатора динамометричного кільця. Найбільше значення індикатора кільця відповідає силі тертя спокою.*

– довантажити стрижень, замірюючи величину його ходу в процесі руху та фіксуючи мінімальні покази пристрою машини ДМ-30М;

– за тарувальним графіком визначити значення зсуваючої сили $F_{ЗС}$.

Покази вимірювального пристрою машини ДМ-30М знімати для декількох точок через 1 мм ходу стрижня.

Замірювати величини сил зсуву $F_{ЗС}$ стрижня потрібно в процесі його руху, без зупинки, оскільки коефіцієнти тертя під час руху та під час зупинки відрізняються.

4.7. Послідовно затягуючи болт клемового з'єднання до $F_{ЗАТ} = 5,0; 7,5; 10,0$ кН.

4.8. Визначити відповідне значення зсуваючих сил $F_{ЗС}$.

4.9. Визначити приведений коефіцієнт тертя за формулою

$$f' = \frac{F_{ЗС}}{5 F_{ЗАТ}}. \quad (11.17)$$

4.10. Результати вимірювань та розрахунків внести у таблицю 11.1.

Таблиця 11.1 – Результати досліджень

Параметри для досліджень		Результати вимірювання											
		1	2	3	Середнє значення показників індикатора	1	2	3	Середнє значення показників індикатора	1	2	3	Середнє значення показників індикатора
Сила затягування, $F_{ЗАТ}$, кН		2,5			5,0			7,5			10,0		
Значення сили $F_{ЗС}$ при різних посадках маточини у момент зсуву стрижня	у поділках індикатора	$\frac{H7}{h6}$											
		$\frac{H7}{js6}$											
		$\frac{H7}{n6}$											
	в кН	$\frac{H7}{h6}$											
$\frac{H7}{js6}$													
$\frac{H7}{n6}$													
Розрахункове значення приведенного коефіцієнта тертя, f' , формула (11.17)	$\frac{H7}{h6}$												
	$\frac{H7}{js6}$												
	$\frac{H7}{n6}$												

Закінчення таблиці 11.1

Хід стрижня, мм		1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	1	2	3	4	5	6	
		Значення сили F_{3C} при різних посадках маточини під час руху стрижня	у поділках індикатора	$\frac{H7}{h6}$																						
$\frac{H7}{js6}$																										
$\frac{H7}{n6}$																										
в кН	$\frac{H7}{h6}$																									
	$\frac{H7}{js6}$																									
	$\frac{H7}{n6}$																									
Розрахункове значення приведенного коефіцієнта тертя, f' , формула (11.17)	$\frac{H7}{h6}$																									
	$\frac{H7}{js6}$																									
	$\frac{H7}{n6}$																									

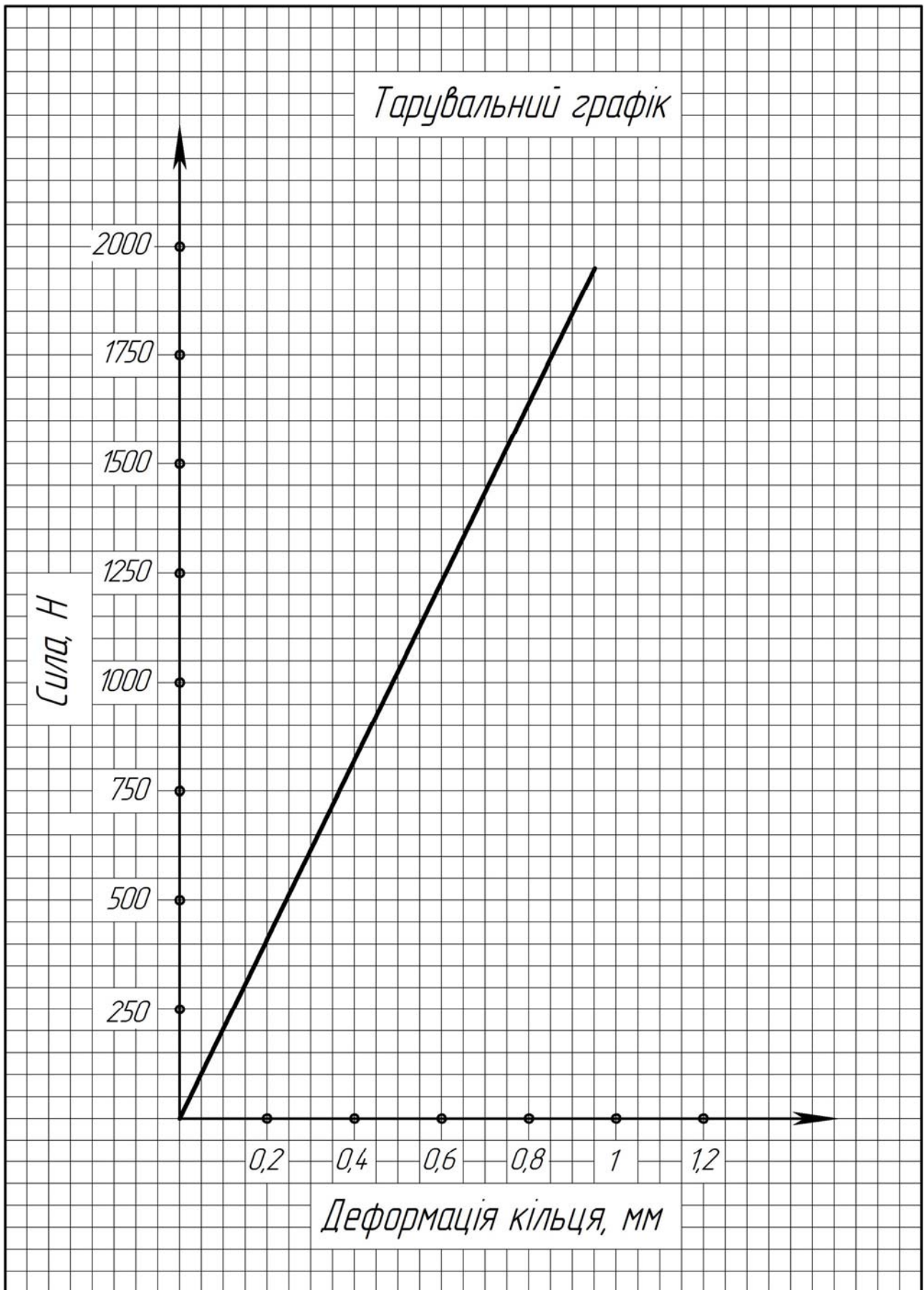


Рисунок 11.8 – Тарувальний графік динамометричного кільця

4.11. Побудувати графік зміни сили зсуву за ходом стрижня, тобто $F_{зс} = \varphi(\lambda)$. Тут λ – хід стрижня.

4.12. Побудувати графік залежності сили зсуву від сили затягування болта, тобто $F_{зс} = \varphi_1(F_{зат})$.

4.13. Побудувати графік залежності коефіцієнтів тертя спокою та руху від сили затягування болта.

4.14. Пункти 4.6-4.12 повторити для стрижнів, установлених з посадками з відхиленнями js_6 та $п_6$.

4.15. Проаналізувати отримані результати та зробити висновки.

4.16. Оформити звіт.

Питання для самоперевірки під час підготовки до лабораторної роботи

1. Що таке клемові з'єднання?
2. Які зовнішні навантаження можуть сприймати клемові з'єднання?
3. До якого типу різьбових з'єднань (напружених чи ненапружених) відносять клемові з'єднання?
4. Які болти (гвинти) використовують під час збирання клемових з'єднань (з нормальним чи щільно пригнаним під отвір стрижнем)?
5. Як впливає сила затягування болтів (гвинтів) на величину сприймаючих зовнішніх навантажень клемових з'єднань? Навіщо при збиранні клемових з'єднань затягують болти (гвинти)?
6. Як впливає тип посадки маточини клемового з'єднання на величину зсуваючої сили (моменту), яка сприймається з'єднанням?
7. Які типи посадок застосовують під час збирання циліндричних клемових з'єднань?
8. Від чого залежить приведений коефіцієнт тертя в циліндричному клемовому з'єднанні?
9. Як розраховують болти клемових з'єднань?
10. Як враховують скручування стрижня болта у моменті тертя в різьбі, який виникає під час затягування клемового з'єднання, а також під час розрахунку болтів на міцність при розтягу?
11. Назвіть основні параметри різьби.
12. Як вибирають допустимі напруження при розрахунку болтів клемового з'єднання?

Рекомендована література

1. Добровольский В.А. и др. Детали машин. М.: Машгиз, 1972. С. 129-130.
2. Иванов М.И. Детали машин. М.: Высшая школа, 1976. С. 89-91.
3. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. С. 149-151.

Лабораторна робота № 12 ДОСЛІДЖЕННЯ З'ЄДНАНЬ З ГАРАНТОВАНИМ НАТЯГОМ ДЕТАЛЕЙ ТИПУ «ВАЛ-ВТУЛКА»

Мета роботи: дослідження залежності сили запресовування і випресовування від довжини з'єднання і величини натягу в з'єднаних деталях.

Матеріальне забезпечення: установка ДМ-30М, пристосування ДМ-26М, набір втулок, набір валиків, перехідне кільце, набір ключів, динамометричний ключ, технічна документація, навчальні плакати, методичне забезпечення, відеоматеріали.

1. Теоретичні відомості до вивчення теми

З'єднання з гарантованим натягом (пресові) є проміжними між роз'ємними і нероз'ємними.

Вивчаючи з'єднання з гарантованим натягом (пресові з'єднання) основну увагу необхідно звернути на такі питання:

- види пресових посадок та особливості їх застосування в машинобудуванні;
- циліндричні з'єднання з натягом навантажені осьовою силою і крутним моментом;
- розрахунок циліндричних з'єднань з натягом;
- з'єднання за допомогою стяжних кілець і планок.

З'єднання двох деталей по циліндричній поверхні можна виконати безпосередньо без застосування болтів, шпонок тощо.

З'єднання деталей з натягом виконують завдяки силам пружності, які створюють попередню деформацію деталей при різниці посадочних розмірів. Для цього достатньо при виготовленні деталей забезпечити визначений тип відхилення з натягом, а при складанні запресувати одну деталь в іншу. Внаслідок пружних і пластичних деформацій діаметр посадочних поверхонь стане загальним і дорівнюватиме d (рисунок 12.1). Під час цього *на поверхнях з'єднання виникає питомий тиск p і відповідні йому сили тертя. Ці сили забезпечують нерухомість з'єднання і дозволяють сприймати як крутні, так і осьові навантаження.*

Пресові з'єднання з невеликими натягами можна розбирати без пошкодження деталей, хоча їх повторне складання не забезпечує первинної надійності з'єднання.

Під час розбирання з'єднань з великими натягами можливі значні пошкодження поверхонь контакту і навіть руйнування деталей.

Застосовують **поєднання з'єднань з натягом зі шпонковими з'єднаннями**. Такі з'єднання з натягом можуть бути **основними** або **допоміжними**.

З'єднання з натягом, які є основними, сприймають більшу частину навантаження, а шпонка тільки гарантує міцність з'єднання.

З'єднання з натягом, які є допоміжними, частково розвантажують шпонку і центрують деталь.

Під час розрахунку таких з'єднань важко точно визначити частку навантаження, яку передає кожне зі з'єднань, тому приймають, що **все навантаження сприймається основним з'єднанням – пресовим чи шпонковим**.

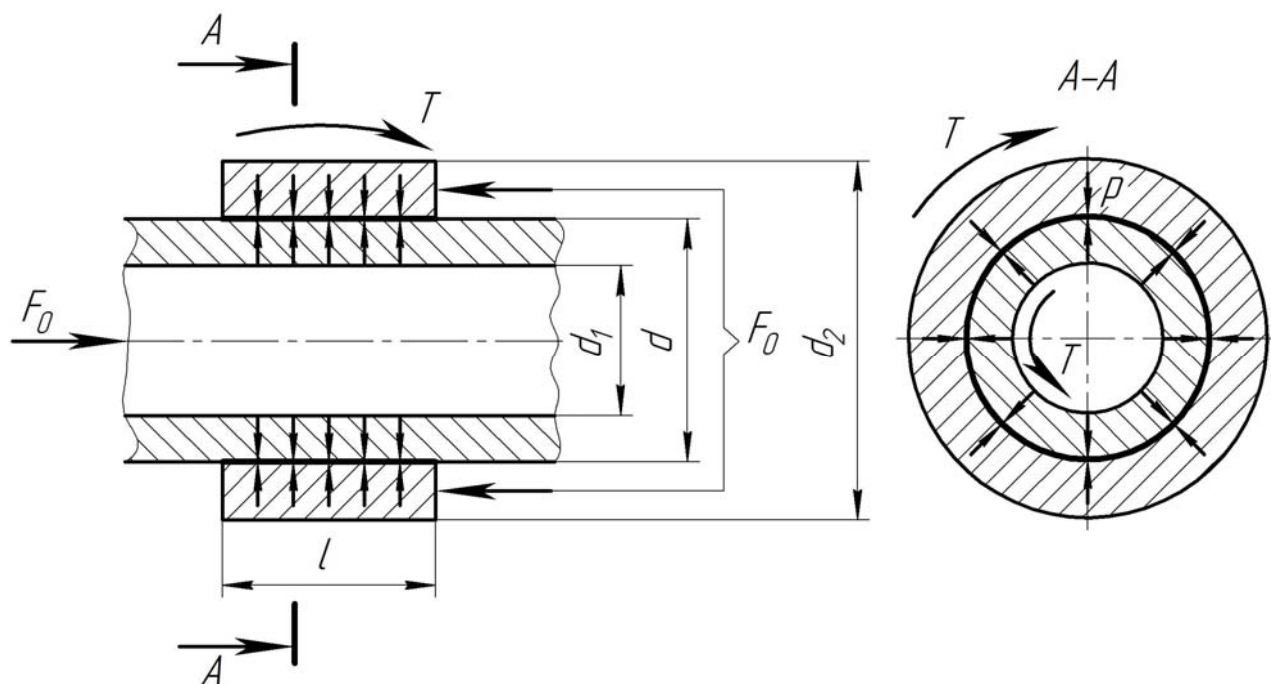


Рисунок 12.1 – Схема з'єднання з натягом

Складання з'єднання з натягом виконують одним із способів:

- **запресовуванням** на гідравлічних, гвинтових і важільних пресах;
- **нагріванням** охоплюючої деталі (втулки);
- **охолодженням** охоплюваної деталі (вала);
- **гідрозапресуванням** – нагнітанням в зону контакту мастила, що значно зменшує зусилля для запресовування або випресовування.

Для з'єднань з натягом рекомендують такі посадки: H7/p6; H7/r6; H7/s6; H7/s7; H7/t6; H7/u7.

Переваги з'єднань з натягом: простота і технологічність; порівняно низька вартість і можливість застосування в масовому виробництві; відсутність кріпильних деталей; добре центрування деталей; можливість передавання значних навантажень, в тому числі вібраційних і ударних.

Недоліки з'єднань з натягом: складність складання і особливо розбирання; розсіювання навантажувальної здатності з'єднання, пов'язане

з коливаннями дійсних посадкових розмірів у межах допусків і коефіцієнтів тертя; створення високих напружень у з'єднаних деталях і їх концентрація біля країв отворів.

З'єднання з гарантованим натягом поступово витісняють шпонкові та інші типи з'єднань.

За допомогою пресових посадок з валом з'єднують зубчасті колеса, маховики, підшипники кочення, ротори електродвигунів, диски турбін тощо. Пресові посадки використовують під час виготовлення збірних колінчастих валів, черв'ячних коліс, ланок ланцюгових передач і т.ін.

Навантажувальна здатність пресового з'єднання залежить від натягу. ***Величину натягу встановлюють відповідно до величини навантаження.*** Практично розрахункова величина натягу порівняно невелика, тому її вимірюють мікрометрами і вона не може бути виконана точно.

Стандартну посадку вибирають за умовою нерухомості з'єднання при заданому навантаженні без будь-яких додаткових кріплень. Однак можливі випадки, коли намічена посадка недопустима за умовою міцності спряжених деталей, оскільки натяг спричиняє їх руйнування або надмірні деформації. Тому, ***розраховуючи пресові з'єднання, необхідно розглядати як умови нерухомості, так і умови міцності деталей.***

2. Розрахунок з'єднань з натягом

Міцність зчеплення в з'єднаннях з натягом залежить від величини натягу між з'єднаними деталями, тому їх **основний розрахунок** полягає у визначенні натягу і відповідної йому посадки.

На деталі пресових з'єднань діють додаткові напруження, тому під час проектування необхідно забезпечити умови їх міцності.

Значення натягу в з'єднаннях визначають залежно від необхідного тиску на поверхнях контакту: він повинен бути таким, щоб сили тертя, що виникають на цих поверхнях, виявилися більшими за зовнішні зсуваючі сили. Тиск на поверхнях контакту по довжині деталей розподіляється нерівномірно, деяке його підвищення біля країв отвору викликане витісненням стиснутого металу від середини отвору в обидва боки.

Розраховуючи з'єднання з натягом, приймають, що тиск розподіляється рівномірно по поверхні контакту, тоді розрахунок зводиться до розв'язання задачі Ляме про спряження двох циліндрів (товстостінних труб).

Пресові з'єднання можуть бути навантажені осьовою силою F_0 , крутним моментом T або осьовою силою і крутним моментом одночасно (див. рис. 12.1).

Умова міцності (нерухомості) пресового з'єднання за навантаження осьюовою силою

$$F_0 \leq \frac{\pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f}{S}, \quad (12.1)$$

звідки необхідний тиск на поверхнях контакту

$$p \geq \frac{S \cdot F_0}{(\pi \cdot d \cdot l \cdot f)}, \quad (12.2)$$

- де f – коефіцієнт тертя (зчеплення);
 d – діаметр посадочної поверхні, мм;
 l – довжина посадочної поверхні, мм;
 S – коефіцієнт запасу зчеплення, $S = 2 \dots 3$;
 p – тиск на поверхнях контакту, Н/мм²;
 F_0 – осьова сила, Н.

Умова міцності пресового з'єднання за навантаження крутним моментом

$$T \leq \frac{[\pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f \cdot (d/2)]}{S}, \quad (12.3)$$

звідки необхідний тиск на поверхнях контакту

$$p \geq \frac{2 S \cdot T}{(\pi \cdot d^2 \cdot l \cdot f)}. \quad (12.4)$$

Умова міцності пресового з'єднання за навантаження одночасно осьюовою силою F_0 і крутним моментом T

$$\sqrt{F_0^2 + \left(\frac{2 T}{d}\right)^2} \geq \frac{\pi \cdot d \cdot l \cdot p \cdot f}{S}, \quad (12.5)$$

звідки необхідний тиск на поверхнях контакту

$$p \geq \frac{\sqrt{F_0^2 + \left(\frac{2 T}{d}\right)^2}}{\left(\frac{\pi \cdot d \cdot l \cdot f}{S}\right)}. \quad (12.6)$$

Тут вираз $\frac{2T}{d}$ відповідає коловій силі, F_t , Н.

Коефіцієнт запасу зчеплення S враховує вплив таких факторів на величину коефіцієнта тертя f :

- змінність напружень згину вала;
- нерівномірність розподілу навантаження за довжиною;
- шорсткість поверхні;
- тип змащування поверхні при запресовуванні деталей;
- швидкість запресовування;
- фретінг-корозію та ін.

Коефіцієнт тертя у наближених розрахунках приймають:

$f = 0,08 \dots 0,10$ – складання запресовуванням;

$f = 0,12 \dots 0,15$ – складання з нагріванням або охолодженням однієї з деталей.

Із теорії розрахунку товстостінних циліндрів відомо, що питомий тиск на поверхні контакту пов'язаний з натягом залежністю

$$p = \frac{\delta_p}{d \left(\frac{C_1}{E_1} + \frac{C_2}{E_2} \right)}, \quad (12.7)$$

де δ_p – розрахунковий натяг;

d – діаметр посадкової поверхні, мм;

C_1, C_2 – коефіцієнти, визначають їх так:

$$C_1 = \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1; \quad (12.8)$$

$$C_2 = \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2, \quad (12.9)$$

де d_1 – діаметр отвору охоплюваної деталі (вала), мм;

d_2 – зовнішній діаметр охоплюючої, тобто більш напруженої деталі (маточини, втулки), мм;

E_1, E_2 – модулі пружності матеріалів вала і втулки, для сталі $E \approx (2,1 \dots 2,2) \cdot 10^5$ МПа;

μ_1, μ_2 – коефіцієнти Пуассона матеріалів вала і втулки, для сталі $\mu = 0,25 \dots 0,3$.

У розрахунках на міцність пресових з'єднань натяг δ_p прийнято визначати за найменшим табличним натягом посадки δ_{\min} з коректуванням на зрізання і згладжування шорсткості поверхні під час пресування (якщо складання виконують нагріванням або охолодженням $u = 0$).

$$\delta_p = \delta_{\min} - u; \quad (12.10)$$

$$u = 1,2 (Rz_1 + Rz_2), \quad (12.11)$$

де Rz_1, Rz_2 – висоти шорсткостей спряжених поверхонь (вала і втулки).

Найбільш розповсюджені значення шорсткості Rz для поверхонь пресових з'єднань: 10; 6,3; 3,2; 1,6 мкм.

Для уникнення структурних змін у матеріалі охоплюючої деталі (вала) температура її нагрівання не повинна перевищувати температуру низького відпускання:

- для сталей 230...240°C;
- для бронз 150...200°C.

З експериментальних досліджень відомо, що **величина коефіцієнта тертя f на контактній поверхні пресового з'єднання залежить від таких факторів:**

- методу складання;
- величини питомого тиску p ;
- шорсткості поверхні;
- типу змащування поверхні при запресовуванні деталей;
- швидкості запресовування тощо.

Точне значення коефіцієнта тертя може бути визначене тільки експериментально за заданими конкретними умовами.

У наближених розрахунках міцності з'єднання сталевих і чавунних деталей приймають:

$f = 0,08...0,10$ – складання запресовуванням;

$f = 0,12...0,14$ – складання з нагріванням або охолодженням.

Конічні з'єднання з натягом вважають перспективнішими, їх використання розширюється. Переваги таких з'єднань порівняно з циліндричними – це можливість точнішого контролю натягу (за осьовим натягом), порівняна легкість монтажу і демонтажу без використання спеціального обладнання, що дозволяє багато разів складати і розбирати з'єднання.

Якщо з'єднання виконують без шпонок, то конусність деталей приймають 1:50 (рідше 1:100).

З'єднання зі шпонками зручніші для складання-розбирання. Їх виконують із конусністю 1:10 і затягуванням за допомогою різьби (кінці валів електродвигунів і редукторів).

Рекомендації щодо конструювання пресових з'єднань.

1. Для полегшення центрування та запобігання утворенню задирів поверхонь з'єднувані деталі повинні мати фаски з розмірами: ширина 2...3 мм, кути при вершинах конічної поверхні фаски вала 10...15°, фаски маточини 60...90°. Інколи на валу за наявності вільного місця виконують центруючий поясок за однією із посадок із гарантованим зазором.

2. Для зменшення концентрації напружень не рекомендують обмежувати відносну довжину з'єднання $l/d \leq 1,2$.

3. Для зниження концентрації напружень і підвищення опору втомленості можна використати розвантажуючі виточки на валу або в маточині. Маточину бажано поступово потовщувати від краю.

3. Будова і принцип роботи експериментальної установки

Лабораторну роботу виконують на машині ДМ-30М (рисунок 12.2) з пристосуванням ДМ-26М (рисунок 12.3).

Випробування з'єднань з гарантованим натягом деталей типу «вал-втулка» виконують за допомогою пристосування ДМ-26М (рисунок 12.4). Пристосування складається з підставки 9, набору втулок 5, набору валиків 3 і пуансона 1 з позначкою 2. До підставки згори прикріплюють фланець 6 і шкалу 4. Для утримання валиків під час продавлювання через втулку в корпусі передбачено денце 8, яке утримується від випадання за допомогою кільця 7. Під час встановлення на пристосування валиків Ø 25 втулку вкладають у перехідне кільце 10.

Пристосування монтують на столі машини для випробування на розтяг-стиск типу ДМ-30М. Його центрують по осі стола і затискають двома болтами з гайками, які входять до комплекту машини.

Пуансон кріплять до динамометричного кільця установки ДМ-30М за допомогою болта, який також входить до комплекту цієї установки. Позначка на пуансоні повинна знаходитись навпроти шкали.

Під час запресовування з'єднання втулку вкладають у кільцеву виточку фланця, а валик встановлюють у ній своєю напрямляючою частиною і потім запресовують.

Для випресовування з'єднання його встановлюють у перевернутому вигляді і на вал натискають зі зворотнього боку.

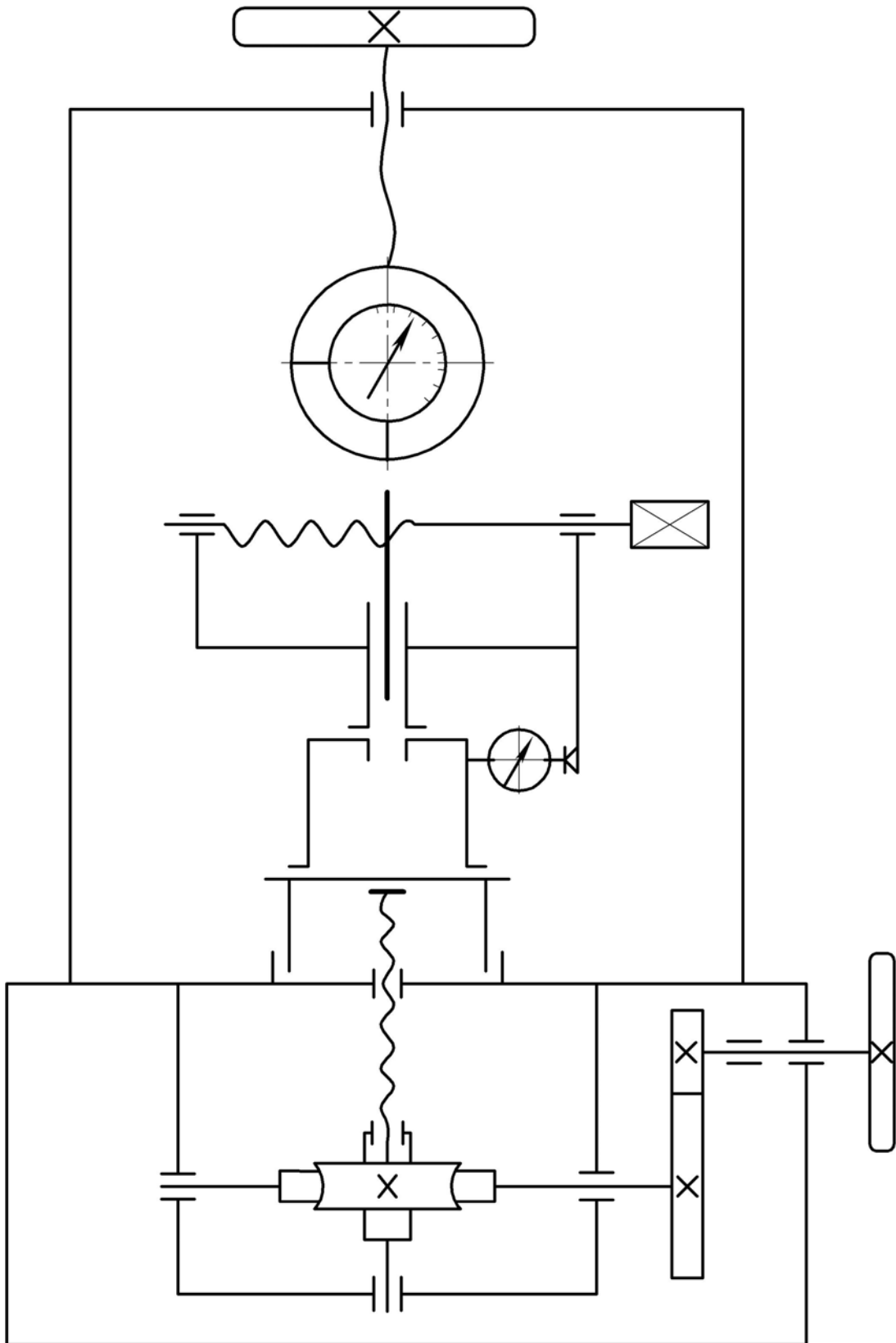


Рисунок 12.2 – Кінематична схема машини ДМ-30М



Рисунок 12.3 – Пристосування ДМ-26М

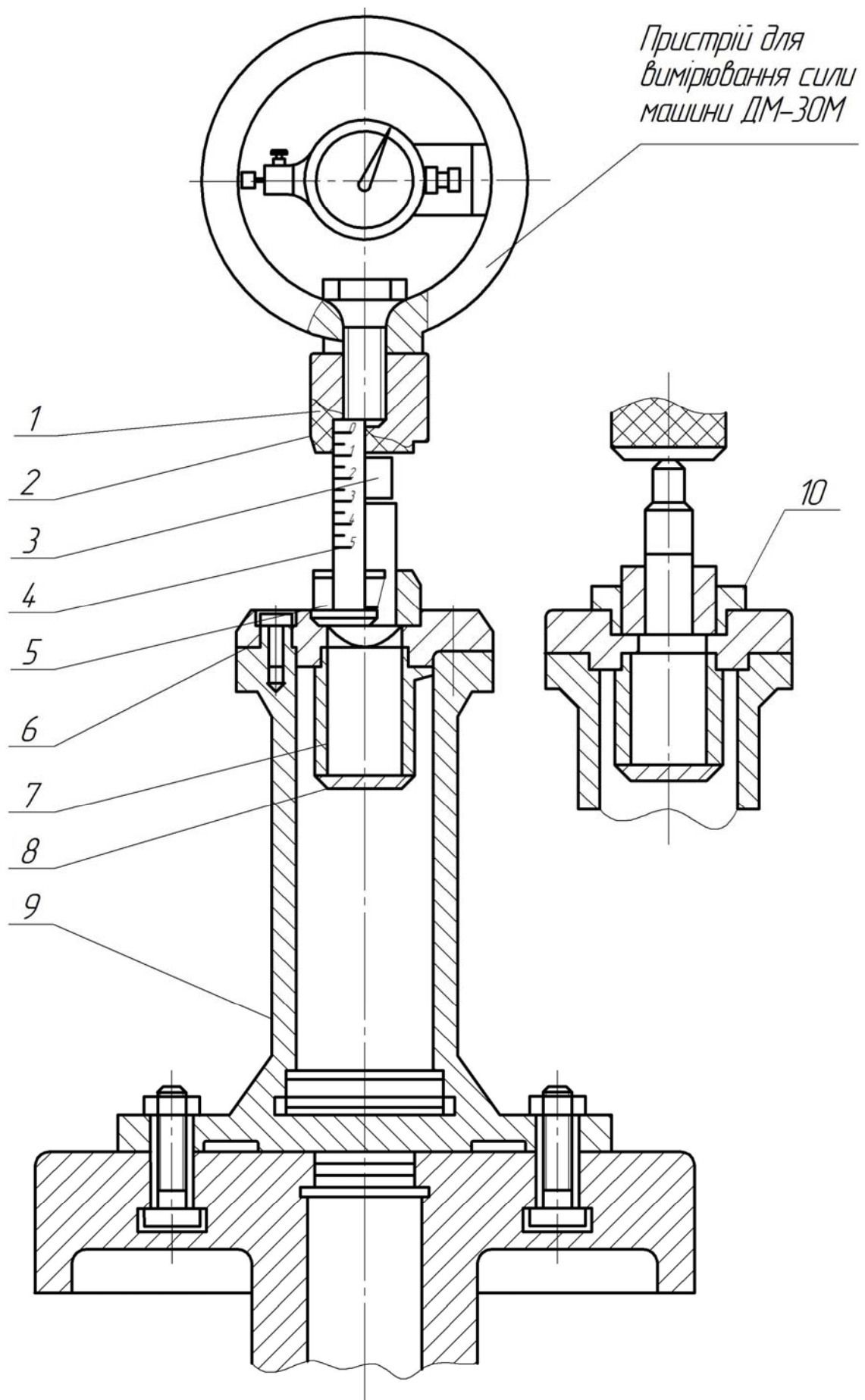


Рисунок 12.4 – Будова пристосування ДМ-26М

4. Порядок виконання лабораторної роботи

4.1. Опрацювати методичні вказівки до лабораторної роботи.

4.2. Підготувати таблицю 12.1.

4.3. Вивчити будову та принцип роботи машини ДМ-30М.

4.4. Вивчити конструкцію пристосування ДМ-26М. З'ясувати завдання досліджень.

4.5. Виміряти за допомогою пассаметра і нутроміра дійсні значення діаметрів отвору втулки і посадкових поверхонь валиків.

4.6. Визначити питомий тиск, який виникає внаслідок розтягу втулки і стиску валика на спряжених (з'єднаних) поверхнях.

4.7. Визначити значення максимальної сили запресовування і випресовування, враховуючи різні коефіцієнти тертя під час запресовування і випресовування.

4.8. Встановити втулку із закладеною в неї хвостовою частиною валика на підставку пристосування і пуансоном натиснути на валик.

Покази індикатора динамометричного кільця установки ДМ-30М знімати через однакові відрізки ходу пуансона.

У кінці ходу пуансона зусилля запресовування вимірювати для кількох точок через 1 мм до того моменту, коли припиниться його зростання.

4.9. Встановити з'єднання на підставку пристосування у перевернутому вигляді і пуансоном натиснути на виступаючий кінець валика.

Натискати до того моменту, поки не буде відмічено спадання зусилля випресовування.

Покази індикатора динамометричного кільця записувати через 1 мм ходу валика. Далі покази індикатора записувати через 5 мм.

Примітка. Вимірювати величини зусиль запресовування і випресовування необхідно у процесі руху повзуна без його зупинки, оскільки коефіцієнти тертя під час руху і під час зупинки різні.

4.10. Визначити з тарувального графіка (рисунок 12.5) зусилля запресовування і випресовування. Дані внести у таблицю 12.1.

4.11. Побудувати графіки зусиль запресовування і випресовування за ходом валика.

4.12. Проаналізувати результати досліджень і зробити висновки.

4.13. Оформити звіт.

Таблиця 12.1 – Результати досліджень

№ з/п	Параметри для досліджень	Числові значення													
1	Номінальний діаметр валика і отвору втулки, мм	25							30						
2	Дійсний діаметр отвору втулки, мм														
3	Розрахунковий натяг, мм														
4	Дійсний діаметр валика, мм														
5	Теоретичне максимальне зусилля запресовування, кН														
6	Теоретичне максимальне зусилля випресовування, кН														
7	Хід пуансона під час запресовування, мм														
8	Експериментальне зусилля запресовування	у поділках індикатора													
		кН													
9	Хід пуансона під час випресовування, мм														
10	Експериментальне зусилля випресовування	у поділках індикатора													
		кН													

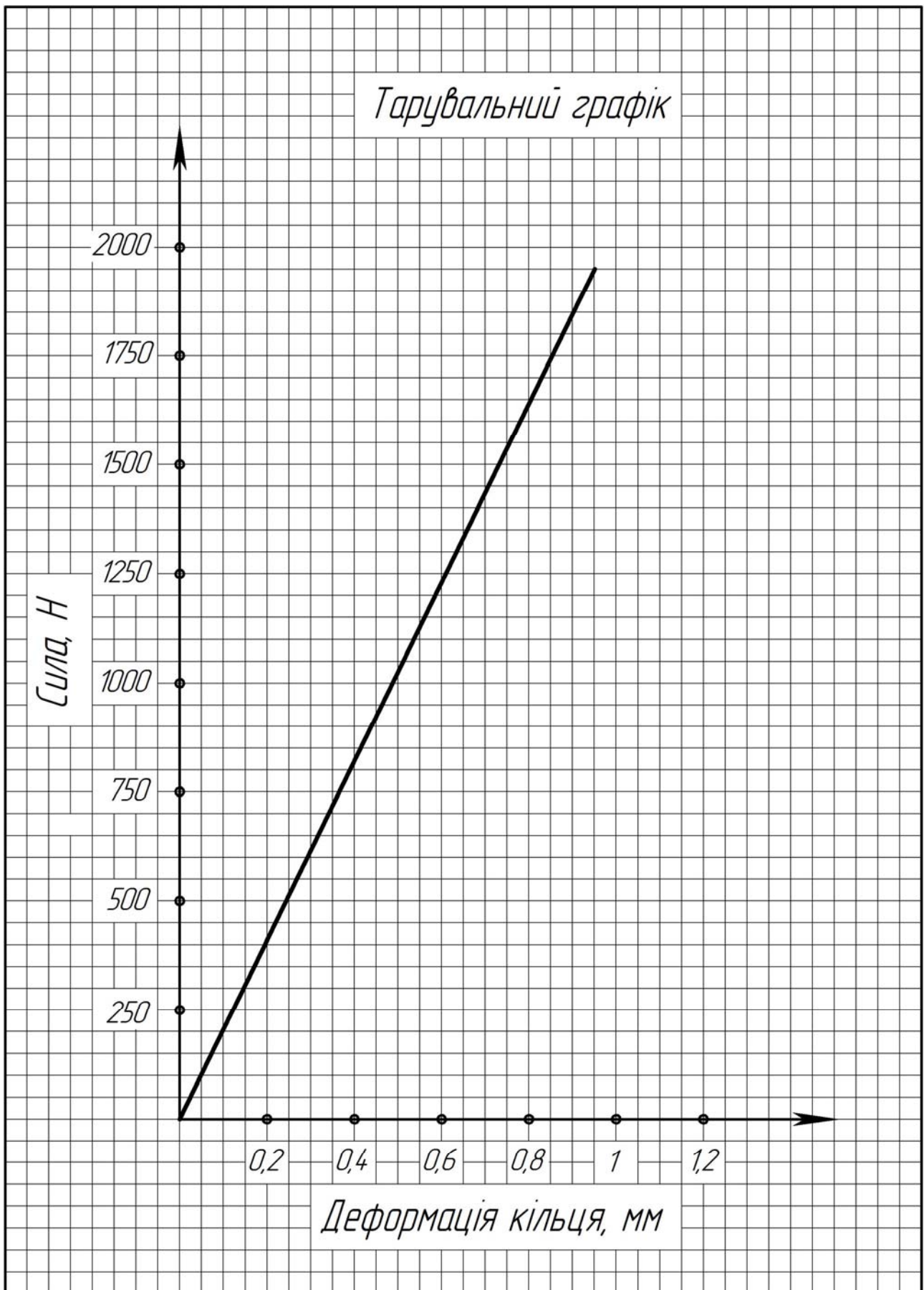


Рисунок 12.5 – Тарувальний графік динамометричного кільця

**Питання для самоперевірки
під час підготовки до лабораторної роботи**

1. Де застосовують з'єднання з гарантованим натягом у техніці?
2. Як виконують з'єднання з гарантованим натягом?
3. Які умови забезпечують взаємну нерухомість деталей циліндричних з'єднань із гарантованим натягом при різних видах навантаження (навантаження з'єднання осью силою, навантаження з'єднання крутним моментом, навантаження з'єднання осью силою і крутним моментом одночасно)?
4. Як визначити питомий тиск на посадкових поверхнях з'єднання «вал-втулка»?
5. Як визначають необхідну величину теоретичного і дійсного натягу за відомої величини необхідного питомого тиску?
6. За якою величиною натягу виконують перевірку міцності з'єднаних деталей?
7. Як виконують перевірку міцності охоплюваної деталі, виготовленої з пластичного матеріалу?

Рекомендована література

1. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1976. С. 102-113.
2. Дмитриев В.А. Детали машин. Л.: Судостроение, 1970. С. 118-129.
3. Решетов Д.Н. Детали машин. М.: Машиностроение, 1974. С. 91-103.
4. Гузенков П.Г. Детали машин. М.: Высшая школа, 1975. С. 70-77.

ПЕРЕЛІК ВИКОРИСТАНОЇ ТА РЕКОМЕНДОВАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Электронный ресурс]: в 3-х т. / В.И. Анурьев. Электрон. текстовые дан. М.: Машиностроение Т.1. 2001. 920 с.
2. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Электронный ресурс]: в 3-х т. / В.И. Анурьев. Электрон. текстовые дан. М.: Машиностроение Т.2 .2001. 912 с.
3. Анурьев В.И. Справочник конструктора-машиностроителя [Электронный ресурс]: в 3-х т. / В.И. Анурьев. Электрон. текстовые дан. М.: Машиностроение Т.3. 2001. 864 с.
4. Баласанян Р.А. Атлас деталей машин / Р.А. Баласанян. Харьков, 1996.
5. Богуславский А.А. Учимся моделировать и проектировать в КОМПАС-3D LT [Электронный ресурс]: учеб. пособие / А.А. Богуславский. – Электрон. текстовые дан.
6. Боков В.Н. Детали машин: атлас конструкций / В.Н. Боков, Д.В. Чернилевский, П.П. Будько. М.: Машиностроение, 1983. 575 с.
7. Гузенков П.Г. Детали машин / П.Г. Гузенков. М.: Высшая школа, 1986. 360 с.
8. Детали машин: атлас конструкцій; под ред. Д.Н. Решетова. М.: Машиностроение, 1979. 367 с.
9. Деталі машин: підручник: затверджено МОН України/ А.В. Міняйло [та ін.]. К.: Агроосвіта, 2013. 448 с. ISBN 978–966–2007–28–2.
10. Довбуш А.Д. Опір матеріалів: навчально-методичний посібник до виконання курсової роботи / А.Д. Довбуш, Н.І. Хомик. Тернопіль: Вид-во ТНТУ імені Івана Пулюя, 2014. 191 с.
11. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин [Электронный ресурс]: учеб. пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. Электрон. текстов. дан. М.: Издательский центр «Академия», 2008. 496 с.
12. Дунаев П.Ф. Конструирование узлов и деталей машин: учебное пособие / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. М.: Высшая школа, 1985. 416 с.
13. Дунаев П.Ф. Детали машин: курсовое проектирование / П.Ф. Дунаев, О.П. Леликов. М.: Высшая школа, 1990. 400 с.
14. Иванов М.Н. Детали машин. М.: Высшая школа, 1986. 420 с.
15. Зубчатые передачи: справочник /ред. Е.Г. Гинзбург. Л.: Машиностроение, 1980. 415 с.
16. Зубченко І.І. Деталі машин: конспект лекцій / І.І. Зубченко. Тернопіль, 2000. 212 с.
17. Зубченко І.І., Семчишин С.Г. Методичні вказівки до лабораторних робіт з курсу «Деталі машин». Частина перша. Тернопіль, 1984. 46 с.

18. Зубченко І.І., Семчишин С.Г. Методичні вказівки до лабораторних робіт з курсу «Деталі машин». Частина друга. Тернопіль, 1984. 58 с.
19. Киркач Н.Ф. Расчет и проектирование деталей машин: [учеб. пособие для техн. вузов] / Н.Ф. Киркач, Р.А. Баласанян. Х.: Основа, 1991. 275 с.
20. Кудрявцев Е.В. КОМПАС-3D. Моделирование, проектирование и расчет механических систем [Электронный ресурс] / Е.В. Кудрявцев. Электрон. текстовые дан. М.: ДМК Пресс, 2008. 400 с.
21. Мазоренко Д.І. Розрахунок передач привода: методичні вказівки до виконання курсового проекту по деталях машин / Д.І. Мазоренко, А.В. Міняйло, Б.З. Овчаров, Л.М. Тіщенко. Харків: ХДТУСГ, 2004. 132 с.
22. Овчаров Б.З. Розрахунки і проектування деталей машин. Частина 1. Механічні передачі: навчальний посібник / Б.З. Овчаров, А.В. Міняйло, Д.І. Мазоренко, Л.М. Тіщенко. Харків: ХНТУСГ, 2006. 366 с.
23. Овчаров Б.З. Розрахунки і проектування деталей машин. Частина 2. Вали і опори: навчальний посібник / Б.З. Овчаров, А.В. Міняйло, Д.І. Мазоренко, Л.М. Тіщенко. Харків: ХНТУСГ, 2008. 315 с.
24. Орлов П.И. Основы конструирования: справочно-методическое пособие: в 2-х кн. / П.И. Орлов; под. ред. П.Н. Учаева. М.: Машиностроение, 1988. Кн. 2. 1988. 542 с.
25. Павлице В.Г. Основы конструирования та розрахунок деталей машин / В.Г. Павлице. Львів: в-во Львівського університету, 1993. 556 с.
26. Проців В.В. Проектування редукторів з використанням САПР КОМПАС: навч. посібник / В.В. Проців, К.А. Зіборов, О.М. Твердохліб. Д.: Національний гірничий університет, 2011. 178 с.
27. Решетов Д.Н. Детали машин / Д.Н. Решетов. М.: Высшая школа, 1989.
28. Хомик Н.І. Технічна механіка: курс лекцій / Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш. Тернопіль, 2011. 208 с.
29. Хомик Н.І. Деталі машин: курс лекцій / Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш, О.П. Цьонь. Тернопіль: ФОП Паляниця В.А., 2016. 160 с.
30. Хомик Н.І. Технічна механіка: навчально-методичний посібник до курсової роботи / Н.І. Хомик, А.Д. Довбуш. Тернопіль: Видавництво ТНТУ, 2013. 192 с.
31. Цехнович Л.И. Атлас конструкцій редукторів / Л.И. Цехнович, И.П. Петриченко. К.: Вища школа, 1979. 128 с.
32. Чернавский С.А. Курсовое проектирование деталей машин / С.А. Чернавский, В.Н. Боков, И.М. Чернин, Г.М. Ицкович, В.П. Козинцов. М.: Машиностроение, 1987. 416 с.
33. Чернавский С.А. Проектирование механических передач / С.А. Чернавский, Г.А. Снесарев, Б.С. Козинцов. М.: Машиностроение, 1984. 608 с.

**Тернопільський національний технічний університет
імені Івана Пулюя**

Кафедра технічної механіки та сільськогосподарських машин

**Гевко Роман Богданович
Хомик Надія Ігорівна
Жаровський Олег Степанович
Довбуш Тарас Анатолійович**

**ДЕТАЛІ МАШИН
ТА ОСНОВИ
АВТОМАТИЗОВАНОГО
КОНСТРУЮВАННЯ
НАВЧАЛЬНИЙ ПОСІБНИК**

**до лабораторних робіт
для студентів всіх форм навчання спеціальностей
131 Прикладна механіка
133 Галузеве машинобудування
208 Агроінженерія
274 Автомобільний транспорт**

Редактор: Софія Федак

Комп'ютерний набір: Наталія Антончак, Ірина Борис
Графічне оформлення: Тарас Довбуш, Олександр Мисів,
Богдан Блащак, Іван Борис,
Володимир Олійник, Наталія Антончак

Наклад 100 прим.