

Р. В. Антощенко, В. В. Коломієць, Є. І. Калінін  
Р. В. Рідний, С. А. Богданович, І. В. Галич, О. А. Свіргун

# ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ ПО ДЕТАЛЯХ МАШИН

Харків  
2020

Міністерство освіти і науки України

Харківський національний технічний університет сільського господарства  
імені Петра Василенка

Навчально-науковий інститут Механотроніки і систем менеджменту

Кафедра мехатроніки та деталей машин

# **ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ ПО ДЕТАЛЯХ МАШИН**

Навчальний посібник

для виконання лабораторних робіт студентами першого (бакалаврського) рівня  
вищої освіти денної (заочної) форми навчання інженерних спеціальностей:

133 – Галузеве машинобудування; 208 – Агроінженерія;

274 – Автомобільний транспорт

**УДК 621.81**

Р. В. Антощенко, В. В. Коломієць, Є. І. Калінін, Р. В. Рідний, С. А. Богданович, І. В. Галич, О. А. Свіргун. Лабораторний практикум по деталях машин. Навчальний посібник для виконання лабораторних робіт студентами першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної (заочної) форми навчання інженерних спеціальностей: 133 – Галузе машинобудування; 208 – Агроінженерія; 274 – Автомобільний транспорт. ХНТУСГ ім. П. Василенка. – Харків, 2020. – 153 с.

**Рецензенти:**

*Венцель Є. С., доктор технічних наук, професор кафедри будівельних і дорожніх машин Харківського національного автомобільно-дорожнього університету;*

*Ольшанський В. П., доктор технічних наук, професор кафедри фізики і теоретичної механіки Харківського національного технічного університету сільського господарства імені Петра Василенка.*

Схвалено на засіданні кафедри мехатроніки та деталей машин (протокол № 10 від «10» червня 2020 р.)

Затверджено на засіданні Науково-методичної ради ННІ МСМ (протокол № \_\_\_ від « » квітня 2020 р.)

**УДК 621.81**

© Р. В. Антощенко, В. В. Коломієць,  
Є. І. Калінін, Р. В. Рідний,  
С. А. Богданович, І. В. Галич,  
О. А. Свіргун, 2020.

© ХНТУСГ, 2020.

## ЗМІСТ

<b>ЗМІСТ .....</b>	<b>4</b>
<b>ПЕРЕДМОВА.....</b>	<b>8</b>
<b>РОБОТА 1 ВИВЧЕННЯ РОБОТИ ПРИВОДА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЙОГО ОСНОВНИХ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ.....</b>	<b>9</b>
1.1 Структура приводів машин .....	9
1.2 Порядок виконання роботи .....	15
1.3 Звіт.....	15
<b>РОБОТА 2 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІ ЗУБЧАСТОГО РЕДУКТОРА....</b>	<b>17</b>
2.1 Типи редукторів.....	17
2.2 Технічна характеристика редуктора.....	20
2.3 Порядок виконання роботи .....	21
2.4 Звіт.....	22
<b>РОБОТА 3 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ ЗАЧЕПЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА.....</b>	<b>24</b>
3.1 Загальні положення .....	24
3.2 Порядок виконання роботи .....	26
3.3 Звіт.....	27
<b>РОБОТА 4 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІ КОНІЧНОГО РЕДУКТОРА.....</b>	<b>29</b>
4.1 Конструкція одноступінчатого конічного редуктора з прямозубими зубчастими колесами.....	29
4.2 Послідовність виконання роботи.....	30
4.3 Звіт.....	31
<b>РОБОТА 5 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ ЗАЧЕПЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС КОНІЧНОГО РЕДУКТОРА .....</b>	<b>32</b>
5.1 Визначення розмірів конічного колеса редуктора.....	32
5.2 Звіт.....	34
<b>РОБОТА 6 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА..</b>	<b>35</b>
6.1 Конструкція редуктора .....	35
6.2 Порядок виконання роботи .....	38
6.3 Звіт.....	41

<b>РОБОТА 7 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЧЕРВ'ЯЧНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ З АРХІМЕДОВИМ ЧЕРВ'ЯКОМ.....</b>	<b>42</b>
7.1 Вимірювання параметрів черв'яка і черв'ячного колеса .....	42
7.2 Розрахунок елементів черв'ячного зачеплення з використанням результатів вимірювання.....	43
7.3 Звіт.....	46
<b>РОБОТА 8 ВИПРОБУВАННЯ БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ЗСУВ .....</b>	<b>47</b>
8.1 Опис установки для проведення роботи .....	47
8.2 Порядок виконання роботи .....	49
8.2.1 Розрахунок сили тертя при зсуві.....	49
8.2.2 Визначення сили тертя експериментальним шляхом .....	49
8.3 Звіт.....	51
<b>РОБОТА 9 ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ТЕРТЯ В РІЗЬБІ ТА НА ТОРЦІ ГАЙКИ.....</b>	<b>52</b>
9.1 Опис пристрою для проведення роботи.....	52
9.2 Послідовність виконання роботи.....	53
9.3 Звіт.....	54
<b>РОБОТА 10 ВИВЧЕННЯ З'ЄДНАННЯ З ГАРАНТОВАНИМ НАТЯГОМ ТИПУ «ВАЛ-ВТУЛКА» .....</b>	<b>57</b>
10.1 Загальні положення .....	57
10.2 Дійсний натяг розраховують за формулою .....	59
10.3 Опис пристрою для випробувань.....	59
10.4 Порядок виконання роботи .....	60
10.5 Звіт.....	61
<b>РОБОТА 11 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ВАЛІВ .....</b>	<b>63</b>
11.1 Теоретичні відомості.....	63
11.2 Конструктивні елементи валів і осей .....	65
11.3 Матеріали валів і осей.....	66
11.4 Розміри, граничні відхилення, допуски і посадки .....	67
11.5 Шорсткість поверхні .....	69
11.6 Порядок виконання роботи .....	70
11.7 Додатки до роботи 11 .....	72
<b>РОБОТА 12 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ ..</b>	<b>77</b>
12.1 Загальні відомості.....	77

12.2	Матеріали деталей підшипників кочення .....	78
12.3	Класифікація підшипників кочення .....	80
12.4	Приклади зовнішнього вигляду підшипників кочення .....	82
12.4	Умовні позначення підшипників .....	86
12.5	Спеціальні технічні вимоги .....	90
12.6	Приклади розшифровки умовних позначень підшипників .....	92
12.7	Порядок виконання роботи .....	93
12.8	Звіт.....	93
12.9	Додатки до роботи 12.....	94

## **РОБОТА 13 ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ НА ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ ..... 100**

13.1	Загальні положення .....	100
13.2	Опис пристрою для проведення роботи.....	101
13.3	Порядок виконання роботи .....	103
13.4	Звіт.....	105

## **РОБОТА 14 ВИПРОБУВАННЯ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ..... 106**

14.1	Загальні положення .....	106
14.2	Опис пристрою для проведення роботи.....	109
14.3	Порядок проведення роботи.....	112
14.4	Звіт.....	114

## **РОБОТА 15 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК МУФТ ..... 115**

15.1	Загальні відомості, призначення та класифікація муфт .....	115
15.1.1	Постійні муфти .....	116
15.1.2	Некеровані муфти.....	117
15.1.3	Компенсуючі муфти .....	119
15.1.4	Зчіпні муфти.....	123
15.1.5	Самокеровані муфти.....	127
15.1.6	Запобіжні муфти .....	129
15.2	Порядок виконання роботи .....	131
15.3	Звіт.....	132

## **РОБОТА 16 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ФРИКЦІЙНИХ ПЕРЕДАЧ..... 133**

16.1	Загальні відомості про фрикційні передачі .....	133
16.2	Кінематика і геометрія фрикційних передач.....	134
16.2.1	Циліндрична передача.....	134
16.2.2	Конічна передача .....	135
16.2.3	Лобовий варіатор .....	136
16.3	Основи розрахунку міцності фрикційних пар.....	137

16.4	Опис пристрою для проведення випробувань.....	138
16.5	Порядок виконання роботи .....	140
16.6	Звіт.....	143
16.7	Додатки до роботи 16.....	144
<b>СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ .....</b>		<b>147</b>
<b>ДЛЯ ПОТАТОК .....</b>		<b>149</b>

## ПЕРЕДМОВА

Вплив окремих факторів на роботу деталей машин не завжди можна врахувати теоретично, краще його оцінити або на основі практики експлуатації машин, або на основі експериментів. Навики їх проведення формуються у студентів в процесі виконання лабораторних робіт.

Основними задачами лабораторних робіт являються: експериментальне підтвердження теоретичних знань, отриманих при вивченні лекційного матеріалу; розвиток навиків роботи з приборами и обладнанням; вивчення фізичних явищ, які супроводжують деталі в процесі їх експлуатації.

В навчальному посібнику приведено 16 лабораторних робіт, які охоплюють всі основні теми дисципліни деталі машин. В лабораторних роботах приведена методика і порядок їх виконання, конструкції, схеми і креслення редукторів і приладів для контролю їх точності і роботи, а також контрольні питання для оцінки отриманих знань і навиків при їх виконанні.

Проведення лабораторних робіт сприяє прищепленню у студентів навиків замірювання зусиль і моментів, поглибленню розуміння конструктивних особливостей машин і механізмів, закріпленню навиків користування вимірювальними інструментами, виконання ескізів і схем реальних об'єктів, уміння користуватися стандартами і довідковою літературою.

В кожній роботі приведені короткі теоретичні основи питання, що розглядається, опис експериментальних установок і порядок виконання роботи.

Кожна робота закінчується звітом, що підписується викладачем після її виконання і опитування.

Знання, одержані при виконанні лабораторних робіт, в подальшому використовуються студентами при складанні звіту або іспиту.



## РОБОТА 1 ВИВЧЕННЯ РОБОТИ ПРИВОДА ТА ВИЗНАЧЕННЯ ЙОГО ОСНОВНИХ КІНЕМАТИЧНИХ ПАРАМЕТРІВ

**Мета роботи:** ознайомлення з конструкцією і компоновкою привода, побудова кінематичної схеми та визначення основних параметрів механічних передач, які входять до складу привода.

### 1.1 Структура приводів машин

*Машина* – механічний пристрій, що здійснює рух з метою перетворення енергії, матеріалу або інформації.

*Приводом* називається пристрій для приведення у дію робочого органу машини.

Механічні приводи загального призначення класифікують за деякими ознаками, основні з них: число двигунів та їх тип; тип механічної передачі.

За числом двигунів розрізняють приводи: груповий, одно- і багатодвигунний.

*Груповим* називають привод, у якому від одного двигуна за допомогою механічних передач приводять у дію кілька окремих робочих органів машини.

*Одновдигунний* привод є найпоширенішим, особливо при використанні в приводі машини з одним робочим органом.

*Багатодвигунний* привод поширений у складних машинах, що мають кілька робочих органів або один робочий орган, який споживає велику кількість енергії.

За типом двигунів розрізняють приводи: з електродвигунами, з двигунами внутрішнього згоряння, з паровими та газовими двигунами, гідро- та пневмодвигунами.

Електродвигуни найбільш широко використовують у приводах енергетичних, технологічних і транспортних машин. Вони стандартизовані і випускаються промисловістю різних типорозмірів у діапазоні потужностей від 10 Вт до 400 кВт і більше. Електродвигуни можуть застосовуватись у різних кліматичних

умовах: на відкритому повітрі, в запиленних приміщеннях та у вологих і хімічно активних середовищах. За допомогою електродвигунів досить просто здійснювати зміну напрямку обертання валів робочих органів машин.

Електродвигуни поділяють на двигуни постійного і змінного струму.

*Двигуни постійного струму* забезпечують плавне регулювання швидкості у широких межах, мають відповідні механічні характеристики, дають змогу мати достатню точність руху. Ці двигуни застосовують для привода електричних транспортних засобів, деяких підйомних кранів та технологічних машин.

*Двигуни змінного струму* поділяються на однофазні асинхронні (мають невелику потужність і використовуються переважно у приводах побутових машин та приладів), трифазні синхронні (їхня частота обертання не залежить від навантаження, застосовуються у приводах великої потужності) і трифазні асинхронні. Останні найрозповсюдженіші у різних галузях господарства; їхні переваги порівняно з двигунами інших типів: простота конструкції, менша вартість, більш висока експлуатаційна надійність.

Найпоширеніші типи сучасних електродвигунів змінного струму :

1. Трифазні асинхронні двигуни єдиної серії 4А(АІР) з короткозамкнутим ротором потужністю 0,06–400 кВт і висотою осі обертання ротора 50–355 мм. Такі двигуни призначені для приводів машин, до яких не ставляться особливі вимоги щодо пускових характеристик. Одношвидкісні двигуни єдиної серії 4А(АІР) мають синхронні частоти обертання: 3000, 1500, 1000 і 750 хв<sup>-1</sup>. У каталогах цих двигунів подаються такі параметри: тип двигуна, номінальна потужність  $P_{\text{ном}}$ , номінальна частота обертання  $n_{\text{ном}}$ , габаритні та установлювальні розміри, маса та інші дані.

Асинхронні двигуни єдиної серії 4А випускають в основному виконанні (серія 4А), із підвищеним ковзанням (серія 4АС) та із підвищеним пусковим моментом (серія 4АР).

2. Трифазні асинхронні двигуни кранові та металургійні з короткозамкнутим ротором серій МТКР и МТКН та з фазним ротором серій МТР і МТН. Вони

призначені для приводів кранових механізмів загальнопромислового призначення, а також інших механізмів, що працюють із короткочасним і повторно-короткочасним режимами роботи та значними перевантаженнями.

У каталогах цих двигунів наводяться такі параметри: тип двигуна, номінальні потужності, тривалість вмикання (ТВ) 25, 40, 60 і 100 %, частота обертання, крутні моменти, габаритні і установлювальні розміри, маса та інші дані.

Привод машини забезпечує, як правило, передачу до робочого органу тільки обертового руху, а його перетворення в інші види (зворотно-поступальний, періодичний обертовий, коливний або інший складний рух) здійснюється механізмами робочого органу машини згідно з її функціями та призначенням.

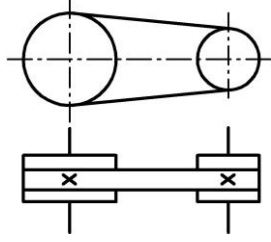
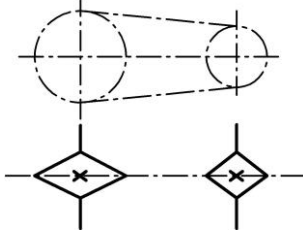
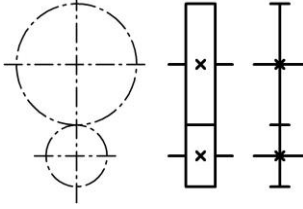
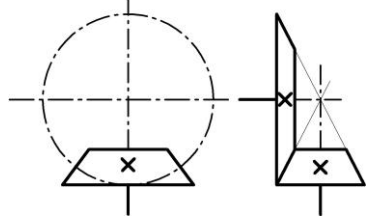
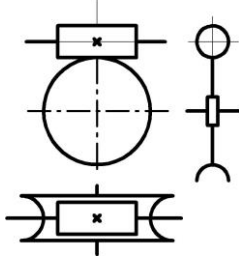
Структурні схеми приводів машин дуже різноманітні. Наявність того чи іншого елемента у структурі привода залежить від ступеня узгодженості параметрів двигуна і потрібних параметрів руху (кутової швидкості, обертального моменту, напрямку обертання) приводного валу робочого органу машини. Як правило, до складу приводів входять двигун, механічні передачі та муфти для з'єднання валів.

*Механічною передачею* називають механізм, що передає енергію від двигуна до робочого органу машини з перетворюванням параметрів руху. В більшості випадків механічні передачі перетворюють параметри обертового руху, змінюючи величину або напрям швидкості, а, інколи, і характер руху: наприклад, обертовий рух перетворюють у поступальний.

До складу механічних приводів можуть входити такі передачі: зубчасті (циліндричні та конічні), черв'ячні, передачі з гнучкою проміжною ланкою (пасові, ланцюгові), передача гвинт – гайка. Передачі у приводі можуть бути одноступінні або комбіновані.

Основні види передач та їх позначення в кінематичних схемах наведені в табл. 1.1.

Таблиця 1.1 – Основні передачі та їх позначення

№	Тип передачі	Позначення на кінематичних схемах
1	Пасова	
2	Ланцюгова	
3	Циліндрична зубчаста	
4	Конічна зубчаста	
5	Черв'ячна	

Механічні передачі можуть бути відкритими (пасові та ланцюгові передачі, рідше зубчасті передачі) або виготовлені у вигляді окремих агрегатів (зубчасті та черв'ячні редуктори, коробки швидкостей, варіатори).

Всі параметри механічної передачі, що належать до ведучої ланки позначають індексом 1, а до веденої ланки – індексом 2.

Основний кінематичний параметр механічної передачі – *передаточне від-*

*ношення* – це відношення кутової швидкості  $\omega_1$  ведучої ланки до кутової швидкості  $\omega_2$  веденої ланки передачі або частоти обертання  $n_1$  ведучої ланки до частоти обертання  $n_2$  веденої:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = \frac{n_1}{n_2}. \quad (1.1)$$

Енергетичними параметрами механічної передачі є *потужності* на ведучій ланці  $P_1$  і на веденій ланці  $P_2$ , а також *коефіцієнт корисної дії* (ККД)  $\eta$ , що визначається з виразу:

$$\eta = \frac{P_2}{P_1}. \quad (1.2)$$

ККД характеризує ступінь досконалості механічної передачі. Параметри  $\omega_1(n_1)$  і  $\omega_2(n_2)$ , разом з  $P_1$  та  $P_2$  є мінімально необхідними для розрахунку будь-якої механічної передачі.

*Крутні моменти* можна визначити таким чином:

на ведучому валу:

$$T_1 = \frac{P_1}{\omega_1}, \quad (1.3)$$

на веденому валу:

$$T_2 = \frac{P_2}{\omega_2}; \quad (1.4)$$

де  $P$  – потужність, Вт;  $\omega$  – кутова швидкість, рад/с;  $T$  – момент, Н·м.

Співвідношення між *крутними моментами* на валах механічної передачі можна визначити з виразів (1.3) та (1.4):

$$T_2 = T_1 i \eta. \quad (1.5)$$

Зв'язок між кутовою швидкістю  $\omega$  валу та його частотою обертання  $n$  виражається співвідношенням:

$$\omega = \frac{\pi n}{30}, \quad (1.6)$$

де  $n$  – частота обертання,  $\text{хв}^{-1}$ ;  $\omega$  – кутова швидкість,  $\text{рад/с}$ .

Колова швидкість  $V$  – лінійна швидкість точок обертової ланки передачі розміщених на відстані  $d_1/2$  або  $d_2/2$  від осі обертання:

$$V_1 = \omega_1 \frac{d_1}{2}; V_2 = \omega_2 \frac{d_2}{2} \quad (1.7)$$

Колова сила  $F_t$  – сила, яка діє на ланку передачі і спричиняє її обертання або створює опір обертанню і направлена по дотичній до траєкторії руху (кола) точки її прикладання:

$$F_t = \frac{2T_1}{d_1}. \quad (1.8)$$

Потужність  $P$ , що витрачається на рух ланки передачі зі швидкістю  $V$ ,  $\text{м/с}$ , у напрямі, протилежному дії на ланку зовнішньої сили  $F_t$ ,  $\text{Н}$ :

$$P = F_t V 10^{-3}, \text{ кВт}. \quad (1.9)$$

У приводах машин можуть застосовуватись кілька послідовно розміщених механічних передач. В такому випадку загальне передаточне відношення  $i$  привода та його ККД визначаються як добуток передаточних відношень або ККД передач, що входять до його складу. Наприклад, для трьох послідовно розміщених передач привода маємо залежності вигляду:

$$i = \frac{\omega_1}{\omega_2} = i_1 i_2 i_3, \quad (1.10)$$

$$\eta = \eta_1 \eta_2 \eta_3.$$

Зв'язок між потужностями на окремих валах привода із трьох послідовно розміщених передач напишемо у вигляді:

$$\begin{aligned} P_2 &= P_1 \eta_1; \\ P_3 &= P_2 \eta_2; \\ P_4 &= P_3 \eta_3. \end{aligned} \quad (1.11)$$

## 1.2 Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з конструкцією привода та скласти його кінематичну схему.
2. За маркуванням двигуна визначити його потужність та частоту обертання.
3. Заміряти частоту обертання кожного валу.
4. Визначити ККД кожної передачі привода.
5. За формулами 1.1–1.6, 1.10, 1.11, визначити основні характеристики привода.
6. Результати розрахунку занести до табл. 1.2 та 1.3.

## 1.3 Звіт

**Таблиця 1.2 – Передаточні відношення та ККД привода**

№ передачі \ Параметр	$i$	$\eta$
1. Пасової		
2. Зубчастої		
3. Ланцюгової		

**Таблиця 1.3 – Параметри привода**

Параметр	Розмір- ність	№ валу		
		I	II	III
$P$ – потужність	кВт			
$n$ – частота обертання	хв <sup>-1</sup>			
$\omega$ – кутова швидкість	рад/с			
$T$ – крутний момент	Н·м			

**Контрольні запитання**

1. Дайте визначення мети даної лабораторної роботи.
2. Дайте визначення поняттям: машина, привід, передача.
3. Які типи двигунів змінного струму застосовують для передачі руху в приводах?
4. Розшифруйте умовне позначення асинхронного двигуна.
5. Як визнається передаточне відношення головних передач?
6. Як визначається коефіцієнт корисної дії привода?
7. Як розраховується передаточне відношення пасової і ланцюгової передачі?
8. Які переваги має ланцюгова передача в порівнянні з пасовою передачею?
9. Які переваги має зубчаста передача?
10. Які види розрахунків застосовують для приводів?
11. Чому Ви навчились при виконанні даної лабораторної роботи і що потрібно удосконалити при її виконанні?



## РОБОТА 2 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЗУБЧАСТОГО РЕДУКТОРА

**Мета роботи:** ознайомитися з конструкцією редуктора, визначити найважливіші розміри редуктора, параметри зубчастих передач.

### 2.1 Типи редукторів

Редуктори виконуються одно-, дво- і триступінчастими. У сучасних редукторах застосовують, як правило, косозубі й шевронні передачі, що мають більшу несучу здатність й плавність роботи порівняно із прямозубими передачами. Шестірні можуть виготовлятися заодно із валом із прокату або поковок, колеса в невеликих редукторах - кованими або штампованими, у великих - литими. Матеріал шестірень і коліс - середньовуглецева легована або середньовуглецева сталь. Шестірня звичайно гартується шляхом нагрівання струмами високої частоти (СВЧ); колесо частіше термообробляється поліпшенням, рідше гартуванням.

Як правило, редуктори мають площину рознімання по осях валів, що забезпечує зручне складання. Розточування отворів під підшипники в кришці й корпусі виконується у складеному стані, для цього положення кришки відносно корпусу фіксується двома штифтами 19 (рис. 2.1), розташованими на можливо більшій відстані один від другого.

*Одноступінчастий* редуктор складається з корпусу 1 і кришки 2, матеріалом яких є чавун марки СЧ 15 або СЧ 21 (ДСТУ ГОСТ 1412–85), алюмінієвий сплав марки АК5М2 (ДСТУ ГОСТ 2685–75), рідше – литво з вуглецевих сталей 15Л, 20Л і 25Л (ДСТУ ГОСТ 977–75). Іноді корпусні деталі роблять звареними. Корпус і кришка редуктора з'єднуються гвинтами 3.

У верхній частині кришки є отвір для огляду зачеплення й заливання мастила в редуктор. Отвір закривається кришкою-віддушиною 4, яка кріпиться до кришки редуктора гвинтами 5. Для контролю рівня мастила служить пробка 7. Зливається мастило через отвір у нижній частині корпусу, що закривається пробкою 8. Для запобігання витікання мастильного матеріалу встановлюють манжетні ущільнювачі 11.

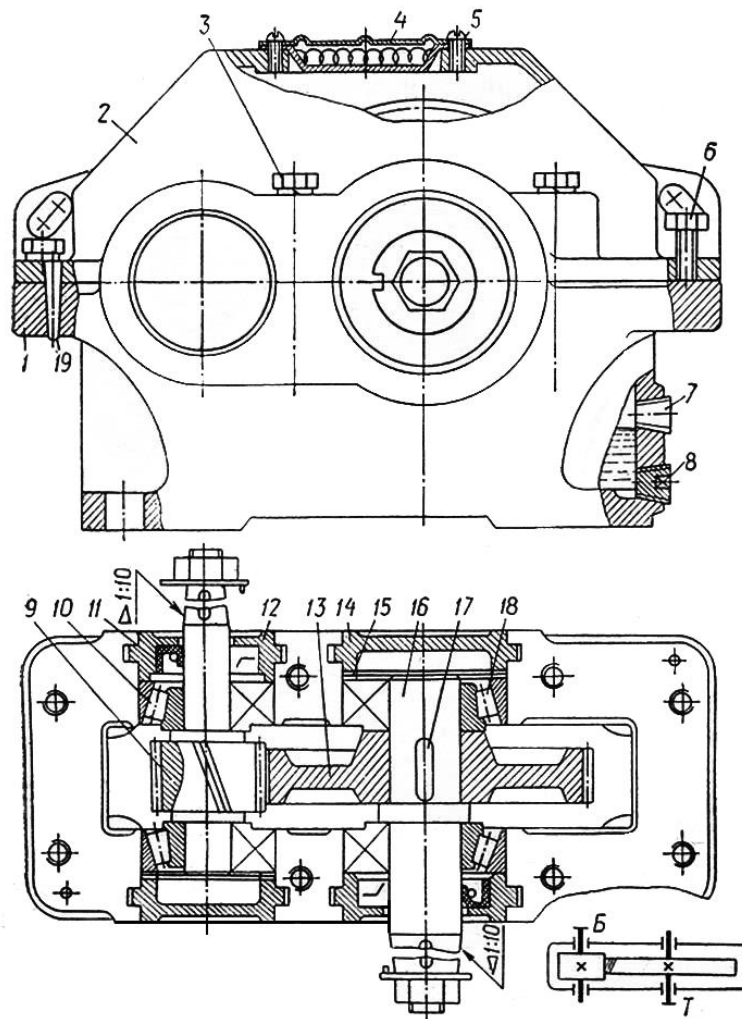


Рисунок 2.1 – Циліндричний одноступінчастий редуктор

Вал-шестірня 9 (швидкохідний вал редуктора) установлюється на двох конічних роликотпідшипниках 10. Шестірня перебуває в зачепленні із зубчастим колесом 13, з'єднаним з вихідним валом 16 шпонкою 17. Тихохідний вал також змонтований на двох конічних підшипниках 18. Підшипникові вузли закривають закладними кришками 12 і 14. Кришки можуть бути й накладними, тобто прикриватися до корпусу гвинтами. Регулюють підшипники набором тонких металевих прокладок 15.

Для забезпечення щільності стику площина рознімання корпус-кришка при складанні покривається пастою «герметик». Для полегшення зняття кришки при розбиранні в її фланець вставляють віджимний гвинт 6.

Одноступінчасті циліндричні зубчасті редуктори застосовують при переда-

точних відношеннях не більших 6,3. При більших значеннях застосовуються *двоступінчасті редуктори*. Найпоширенішою схемою двоступінчастих редукторів є проста *розгорнута з однопотоковою передачею енергії* (рис.2.2). Переваги цієї схеми: мала ширина редуктора, висока технологічність й уніфікованість. Недоліком є несиметричне розташування опор відносно зубчастих коліс, що викликає нерівномірний розподіл навантаження по ширині зубчастих вінців.

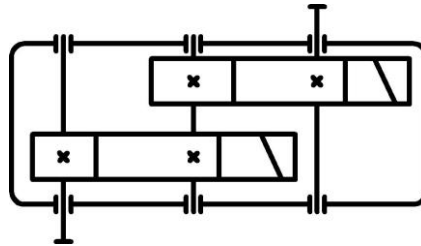


Рисунок 2.2 – Схема двоступінчастого редуктора з однопотоковою передачею енергії

У схемі з *роздвоєним швидкохідним ступенем* (рис.2.3) опори розташовані симетрично щодо зубчастих коліс тихохідного ступеня. Завдяки цьому досягається рівномірне навантаження опор і поліпшуються умови роботи зубчастих коліс. Якщо роздвоєний ступінь виконується із косозубих коліс, то зрівноважуються осьові навантаження на підшипники. Для забезпечення рівномірного розподілу навантаження між паралельно працюючими передачами вал, що несе шестірні, повинен бути встановлений на підшипниках, що допускають осьову гру й саморегулювання роздвоєної передачі.

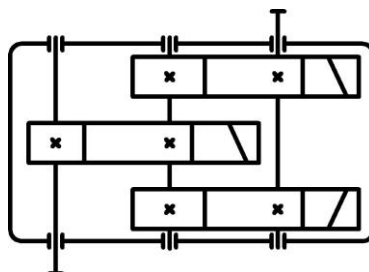


Рисунок 2.3 – Схема двоступінчастого редуктора з роздвоєним швидкохідним ступенем

За умовами компоновання приводів іноді виникає необхідність виконувати

осі вхідного й вихідного валів редуктора, які розміщуються на одній лінії. Такі редуктори називають співвісними (рис.2.4). *Співвісні редуктори* у багатьох випадках дозволяють одержати вдале загальне компоновання привода, але внаслідок необхідності розміщення підшипників вхідного й вихідного валів усередині корпуса мають збільшений розмір в осьовому напрямку й ускладнену конструкцію корпуса. Крім того, утруднюються спостереження за роботою й контроль стану внутрішніх підшипників в експлуатації.

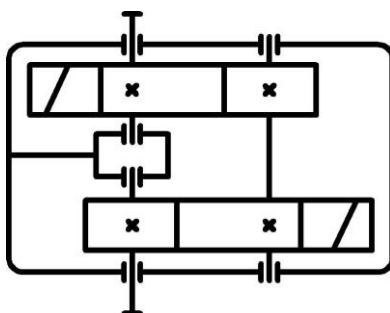


Рисунок 2.4 – Схема співвісного редуктора

## 2.2 Технічна характеристика редуктора

На таблиці, що кріпиться на стандартному редукторі, вказуються його технічні дані:

- а) загальне передаточне число  $u$  ;
- б) потужність на вихідному тихохідному валу  $P_m$ , кВт;
- в) найбільший обертальний момент на вихідному валу  $T_m$ , Н·м ;
- г) ККД редуктора.  $\eta$ .

*Примітка.* Параметри, зазначені в пунктах а, б, в даються при заданій швидкості обертання швидкохідного вала  $n_{ш}$ ,  $\text{хв}^{-1}$  і певному режимі роботи.

В лабораторній роботі вивчається циліндричний редуктор виконаний за розгорнутою схемою, у якому геометричні осі всіх валів паралельні і розташовані в одній площині.

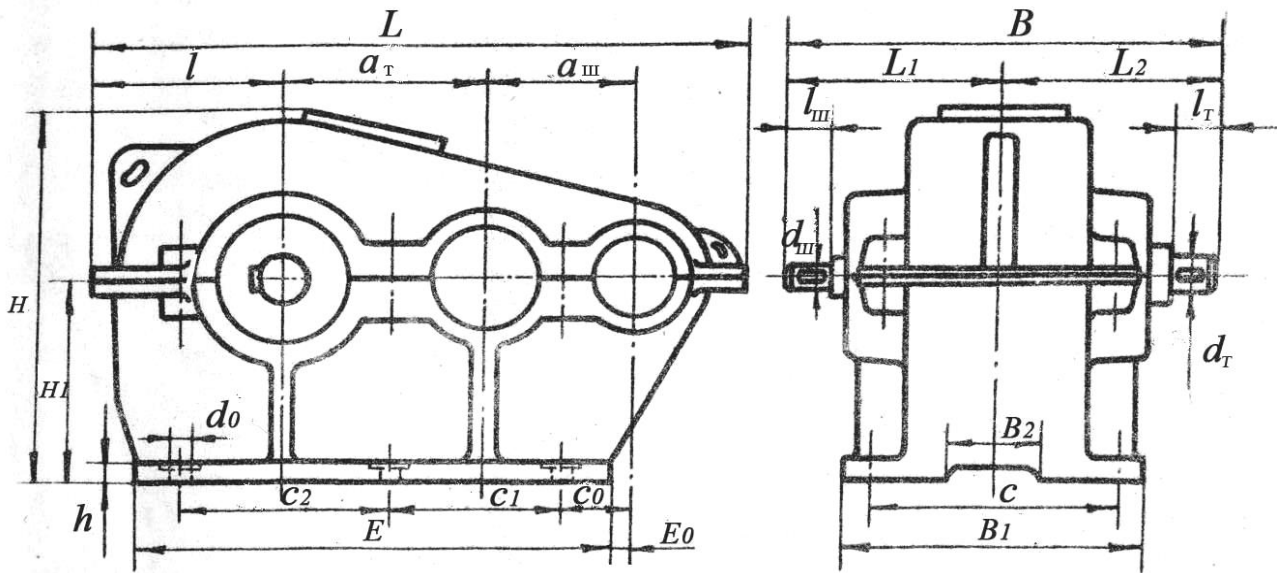


Рисунок 2.5 – Розмірна схема редуктора

### 2.3 Порядок виконання роботи

1 Визначаються основні, габаритні й приєднувальні розміри редуктора відповідно до рис.2.5. Деякі розміри зручніше заміряти при розібраному редукторі, тому одночасно розбирають редуктор і ознайомлюються з його конструкцією.

*Основними розмірами* редуктора є міжосьові відстані передач. а., мм.

*Габаритними* є три найбільших розміри редуктора за довжиною, висотою й шириною. Ці розміри потрібні для розміщення редуктора в приводі, а також для визначення розмірів тари при транспортуванні редуктора.

*Приєднувальні* розміри характеризують розміри й взаємне розташування поверхонь приєднання редуктора до інших деталей. До них відносяться: розміри площини, якою редуктор ставиться на плиту або раму; розміри отворів під гвинти для кріплення редуктора й розміри, що визначають розташування цих отворів; розміри вихідних кінців швидкохідного й тихохідного валів і розміри, що визначають їхнє розташування відносно один одного.

## 2.4 Звіт

Результати замірів заносяться в табл. 2.1.

**Таблиця 2.1 – Результати замірів габаритних і приєднувальних розмірів редуктора**

№	Величини, що заміряються, мм	Позначення	Величина
1	2	3	4
<i>Основні розміри</i>			
1	Міжосьова відстань швидкохідного ступеня	$a_{ш}$	
2	Міжосьова відстань тихохідного ступеня	$a_m$	
<i>Габаритні розміри</i>			
3	Довжина	$L$	
4	Ширина	$B$	
5	Висота	$H$	
<i>Приєднувальні розміри</i>			
Швидкохідний вал			
6	Діаметр вихідного кінця	$d_{ш}$	
7	Довжина вихідного кінця	$l_{ш}$	
8	Виліт вихідного кінця	$L_1$	
Тихохідний вал			
9	Діаметр вихідного кінця	$d_m$	
10	Довжина вихідного кінця	$l_m$	
11	Виліт вихідного кінця	$L_2$	
12	Допоміжний розмір	$l$	
13	Відстань від опорної поверхні до осі вала	$H_1$	

14	Розміри опорної поверхні нижнього фланця	$E$ $B_1$ $B_2$	
15	Відстані між отворами під фундаментні болти	$C$ $C_0$ $C_1$ $C_2$	
16	Товщина нижнього фланця	$h$	
17	Діаметр отворів під фундаментні болти	$d_0$	

### Контрольні запитання

1. Приведіть призначення основних типів редукторів.
2. Які головні параметри уредукторів при їх монтажі?
3. Які вимірювальні інструменти застосовують для визначення основних розмірів редукторів?
4. Як визначають передаточне відношення редуктивів?
5. Як визначається міжосьова відстань зубчастої передачі?
6. Що Ви нового узнали при виконанні даної роботи?

## РОБОТА 3 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ ЗАЧЕПЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС ЦИЛІНДРИЧНОГО РЕДУКТОРА

**Мета роботи** – визначення розмірів зубчастого зачеплення двоступінчастого циліндричного редуктора.

### 3.1 Загальні положення

Необхідність у визначенні розмірів виникає при ремонті машини для виготовлення й заміни коліс, що втратили працездатність. Ця операція значно ускладнюється, якщо як зразок служать колеса, робочі профілі зубців яких мають зношення, отримане в результаті попередньої експлуатації. У цьому випадку необхідні виміри розмірів роблять на менш зношеному колесі пари.

На рис. 3.1 показане зачеплення зубців з евольвентним профілем двох зубчастих коліс.

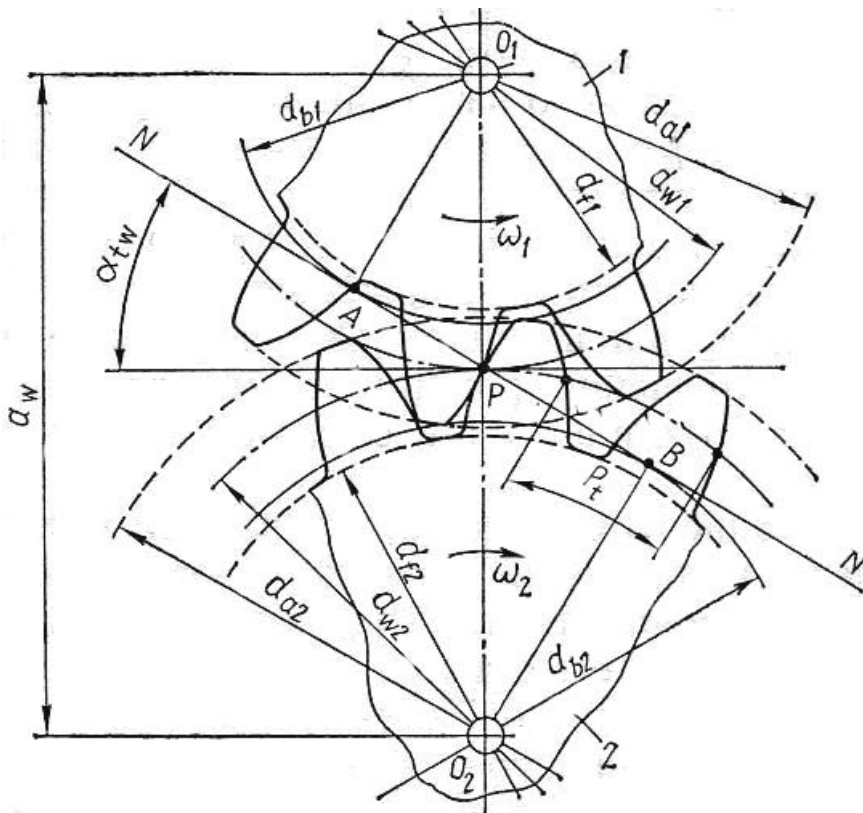


Рисунок 3.1 – Схема зубчастого зачеплення



При обертанні зубчастих коліс циліндри діаметрами  $d_{w1}$  та  $d_{w2}$  перекочуються один по одному без ковзання. Ці циліндри називаються *початковими циліндрами*, а відповідні їм кола називаються *початковими колами*. Діаметри  $d_{w1}$  та  $d_{w2}$  називається *початковими діаметрами* зубчастих коліс.

Основним параметром, що визначає форму евольвенти, є діаметр основного кола  $d_b$ , який називається *основним діаметром*.

Відтворююча пряма спільна нормаль  $N/N$  є *лінією зачеплення*, тобто геометричним місцем точок контакту спряжених зубців при обертанні зубчастих коліс.

Кут  $\alpha_{tw}$  між лінією зачеплення та прямою, перпендикулярною до міжосьової лінії, називається *кутом зачеплення*.

Співвісна циліндрична поверхня зубчастого колеса, яка є базою для визначення розмірів елементів зубців, називається *ділильною поверхнею*.

Концентричне коло, що лежить у торцевому перерізі колеса і належить ділильній поверхні, називається *ділильним колом*. Діаметри ділильних кіл позначають  $d_1$  і  $d_2$  і називають *ділильними діаметрами* зубчастих коліс. На рис. 3.1 ділильні та початкові кола збігаються.

По висоті зубці обмежені поверхнею вершин зубців та поверхнею впадин. Концентричне коло, що належить поверхні вершин, називається *колом вершин зубців*, а концентричне коло, що належить поверхні впадин, називається *колом впадин*. Діаметри кіл вершин зубців позначаються  $d_{a1}$  і  $d_{a2}$  і називаються *діаметрами кіл вершин зубців*. Відповідно діаметри кіл впадин позначаються  $d_{f1}$  і  $d_{f2}$  і називаються *діаметрами кіл впадин*.

Відстань між одноіменними профілями двох сусідніх зубців по дузі концентричного кола зубчастого колеса називається *коловим кроком зубців* і позначається  $p_t$ . Розрізняють ділильний, початковий та інші колові кроки зубців, що відповідають ділильному, початковому та іншим концентричним колам зубчастого колеса. Для косих зубців, крім колового кроку  $p_b$ , розрізняють *нормальний крок* зубців  $p_n$ , який є найкоротшою відстанню по ділильному або однотипному співвісному колу зубчастого колеса між одноіменними профілями двох сусідніх зубців, а також осьовий крок зубців  $p_x$ .

### 3.2 Порядок виконання роботи

1. Для швидкохідного й тихохідного ступенів редуктора

- підраховуються числа зубців шестірень і коліс  $z_1, z_2$ ;
- вимірюються ширини  $b_1, b_2$ ;
- вимірюються діаметри кіл вершин  $d_{a1}, d_{a2}$ ;
- вимірюється міжосьова відстань  $a_w$ ;
- вимірюється кут нахилу зубів  $\beta$ .

2. Для кожного ступеня редуктора виконується геометричний розрахунок передачі, беручи до уваги, що в редукторах звичайно застосовуються прямозубі ( $\beta=0$ ) і косозубі передачі з некорригованим зачепленням (з нульовим зміщенням  $x_2 = x_1 = 0$ ) або рівнозміщенні ( $-x_1 = x_2$ ).

а) визначається розрахункове передаточне число  $u = \frac{z_2}{z_1}$ ; коефіцієнт ширини

коліс  $\psi_{ba} = \frac{b_2}{a_w}$ ; торцевий модуль  $m_t = \frac{2a_w}{z_1 + z_2}$ ;

З огляду на те, що кут нахилу зубців на ділільному циліндрі в косозубих передачах порівняно невеликий ( $\beta = 8^\circ \dots 15^\circ$  і  $\cos\beta = 0,99 \dots 0,96$ ), вибирається стандартне значення модуля  $m_n$  за ГОСТ 9563-60 (табл. 3.1) найближчих до вирахованого  $m_t$ .

**Таблиця 3.1 – Модулі зубчастих коліс (мм) за ГОСТ 9563-60**

1-й ряд	1,0	1,5	2,0	2,5	3,0	4,0	5,0	6,0	8,0	10	12	16
2-й ряд	1,25	1,375	1,75	2,25	2,75	3,5	4,5	5,5	7,0	9,0	11	14

*Примітка. 1-му ряду віддають перевагу.*

б) уточнюється кут нахилу зубів з точністю до  $1''$  :

$$\beta = \arccos \frac{m_n (z_1 + z_2)}{2a_w}; \quad (3.1)$$

в) уточнюються діаметри кіл вершин шестірень і коліс:

$$d_{a1} = \left( \frac{z_1}{\cos\beta} + 2 \right) m_n; \quad (3.2)$$

$$d_{a2} = \left( \frac{z_2}{\cos \beta} + 2 \right) m_n ; \quad (3.3)$$

і порівнюються з вимірними значеннями. Якщо підраховані й вимірювані значення діаметрів співпадають - передача некорригована, якщо ні, то визначають коефіцієнти зміщення вихідного контуру за формулами:

$$x_1 = \frac{d_{a1}}{2m_n} - \frac{z_1}{2\cos \beta} - 1; \quad (3.4)$$

$$x_2 = \frac{d_{a2}}{2m_n} - \frac{z_2}{2\cos \beta} - 1; \quad (3.5)$$

Підраховуються ділільні діаметри шестірні й колеса

$$d_1 = \frac{m_n z_1}{\cos \beta}; \quad (3.6)$$

$$d_2 = \frac{m_n z_2}{\cos \beta}. \quad (3.7)$$

Подібний розрахунок виконують для передачі тихохідного ступеня.

### 3.3 Звіт

Заповнюється таблиця 3.2.

**Таблиця 3.2 – Розміри зачеплення зучастих коліс редуктора**

№	Параметри	По- зна- чення	Розмір- ність	Ступінь	
				швидкохід- ний	тихо- хід-ний
1	Тип передачі				
2	Передаточне число	$u$			
3	Міжосьова відстань	$a_w$	ММ		
4	Коефіцієнт ширини ко- леса	$\Psi_{ba}$			
5	Нормальний модуль за- чеплення	$m_n$	ММ		

6	Число зубців колеса	$z_2$			
7	Число зубців шестірні	$z_1$			
8	Кут нахилу зубців	$\beta$	град		
9	Напрямок зубців				
10	Коефіцієнт зміщення вихідного контуру	$x_1$ $x_2$			
11	Діаметр кіл вершин шестірні	$d_{a1}$	мм		
12	Діаметр кіл вершин колеса	$d_{a2}$	мм		
13	Ділильний діаметр шестірні	$d_1$	мм		
14	Ділильний діаметр колеса	$d_2$	мм		
15	Діаметр кіл впадин шестірні	$d_{f1}$	мм		
16	Діаметр кіл впадин колеса	$d_{f2}$	мм		
17	Ширина шестірні	$b_1$	мм		
18	Ширина колеса	$b_2$	мм		

### Контрольні запитання

1. Чим відрізняється шестірня від зубчастого колеса?
2. Як визначається модуль зубчастого колеса?
3. Для чого ввели в розрахунки поняття модуль?
4. Перерахуйте головні розміри зубчастих коліс.
5. Як визначити ділильний діаметр зубчастого колеса?
6. Як визначити діаметр кола впадин без його виміру?
7. Як визначається ширина шестірні і чому вона більша чим ширина зубчастого колеса в передачі?
8. Яка величина кута зачеплення без зміщення?
9. Які параметри зубчастого колеса стандартизовані?
10. Що ви навчились при виконанні даної роботи?

## РОБОТА 4 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ КОНІЧНОГО РЕДУКТОРА

**Мета роботи** – ознайомитися з конструкцією конічного редуктора, заміряти його габаритні й приєднувальні розміри.

### 4.1 Конструкція одноступінчатого конічного редуктора з прямозубими зубчастими колесами

Конструкція одноступінчатого конічного редуктора приведена на рис. 4.1.

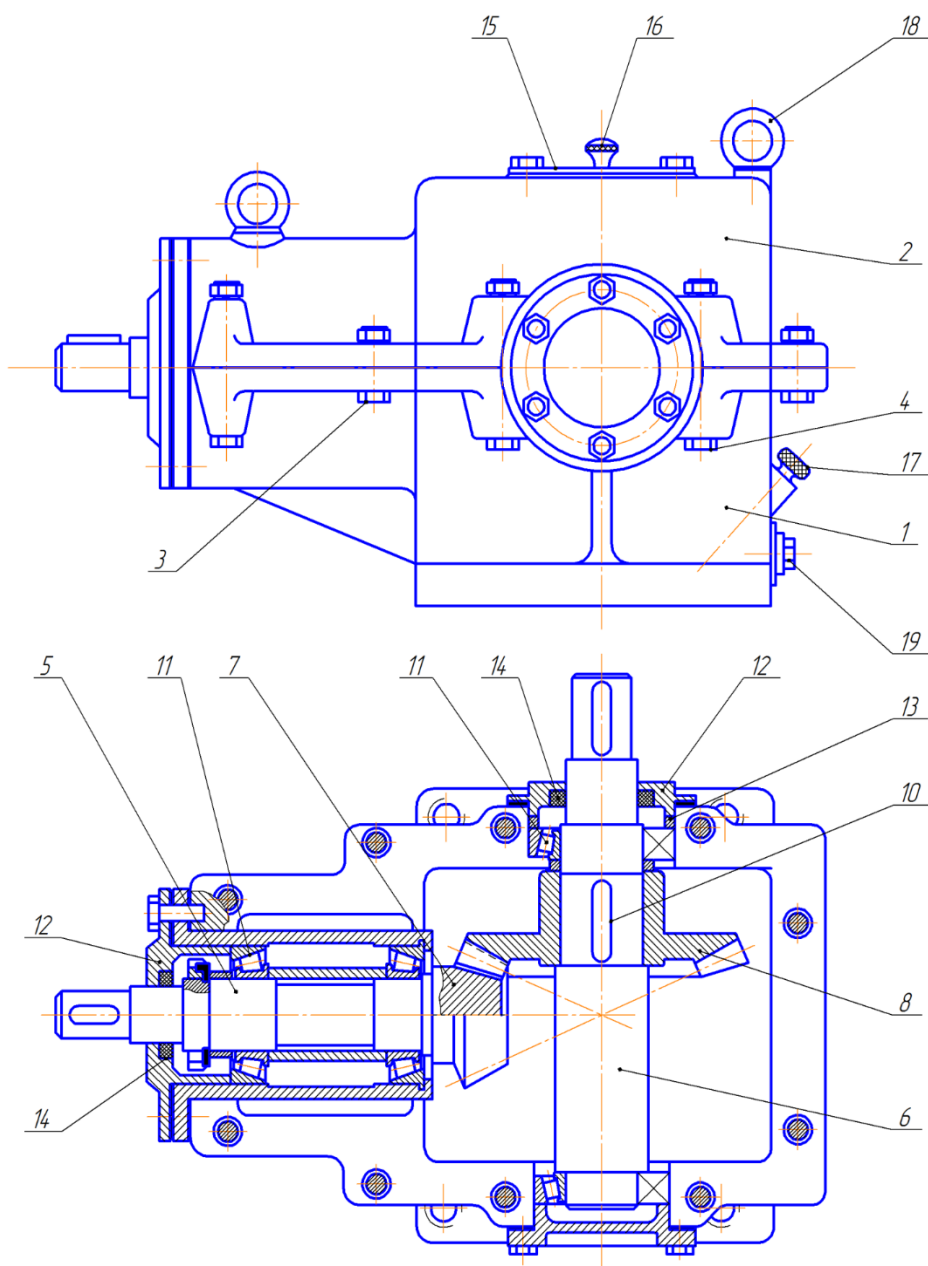


Рисунок 4.1 – Конструкція одноступінчатого конічного редуктора

Корпус редуктора виготовлено з горизонтальним раз'ємом, складається з основи 1 і кришки 2, з'єднаних стяжними болтами 3 і 4. Обертальний рух від швидкохідного вала 5 до тихохідного вала 6 здійснюється двома конічними колесами: шестірнею 7 і колесом 8. Шестірня 7 виготовлена заодно з валом (вал-шестерня). Колесо 8 встановлено на валу на шпонці 10. Вали опираються на підшипники кочення 11. Підшипники закріплюються кришками 12. Для регулювання зазорів між кришками і підшипниками встановлені сталеві кільця 13. В кришках підшипників, через які виходять вали, встановлені манжетні ущільнення 14. Для огляду передач і заливки мастила в кришці корпусу виконані оглядові отвори, які закриваються кришкою 15, в якій для редукторів з великим тепловиділенням закривається отдушину 16. Для контролю рівня мастила в редукторі є мастилопоказник 17. Для піднімання редуктора виконані рим - болти 18 (крюки, або отвори, відлиті разом з основою корпусу). В основі корпусу знаходяться мастиловипускні отвори, які закриваються пробкою 19. Змащування коліс виконується окунанням в мастильну вану.

Конічні передачі застосовують, коли це необхідно по умовам компоновки машини. Конічні передачі більше складніші циліндричних у виготовленні та монтажу. Із-за перетинання осей валів одно з коліс (шестірня) розміщується консольно, що від'ємно відображається на розподіленні навантаження по довжині зуба.

## 4.2 Послідовність виконання роботи

1. Відкрутити і зняти болти кріплення кришки корпусу з основою, зняти кришку корпусу. Оглянути редуктор при знятій кришці.

2. Вийняти тихохідний вал з колесом з редуктора і вал-шестірню із стаканом.

3. Провести вимірювання:

помітити крейдою по одному зубу на колесах, повернувши їх, підрахувати число зубів шестірні  $Z_1$ , і колеса  $Z_2$ ;

виміряти: зовнішні діаметри виступів шестірні

$d_{ae1}$  і колеса  $d_{ae2}$  (рис.4.2), мм;

зовнішні діаметри впадин шестірні  $d_{fe1}$  і колеса  $d_{fe2}$  (рис. 2), мм;

ширину вінця зубчастого колеса  $b_2$  (рис. 4.2), мм;

на зовнішньому торці колеса висоту зуба  $h_e$ , мм.

### 4.3 Звіт

Вимірні параметри занести в табл. 4.1.

**Таблиця 4.1 – Вимірні параметри зубчастого колеса**

Параметр	Одиниця виміру	Позначення	Величина
Число зубів: шестірні колеса	шт	$Z_1$ $Z_2$	
Зовнішні шестірні діаметри колеса виступів	мм	$d_{ae1}$ $d_{ae2}$	
Зовнішні шестірні діаметри колеса впадин	мм	$d_{fe1}$ $d_{fe2}$	
Ширина вінця колеса	мм	$b_2$	
Висота зуба на торці колеса	мм	$h_e$	

### Контрольні запитання

1. Дайте призначення кінчного редуктора.
2. Чим відрізняється кінчне колесо від циліндричного?
3. Як розміщуються шестірня і колесо в кінчному редукторі?
4. Які модулі визначають в кінчному колесі?
5. Як вимірюють зовнішні діаметри кінчного колеса?
6. Як визначають середній модуль кінчного колеса?
7. Як визначають зовнішню конусну відстань колеса?
8. Які головні параметри кінчного редуктора?
9. Які вимірні прилади застосовуються в даній роботі?
10. Чим заповнилось виконання даної роботи?

## РОБОТА 5 ВИЗНАЧЕННЯ РОЗМІРІВ ЗАЧЕПЛЕННЯ ЗУБЧАСТИХ КОЛІС КОНІЧНОГО РЕДУКТОРА

**Мета роботи:** ознайомитись з методикою визначення основних параметрів конічного зачеплення і виміряти головні розміри зачеплення одноступінчастого конічного редуктора.

### 5.1 Визначення розмірів конічного колеса редуктора

На рис. 5.1 і 5.2 приведені основні розміри конічного колеса та конічної передачі.

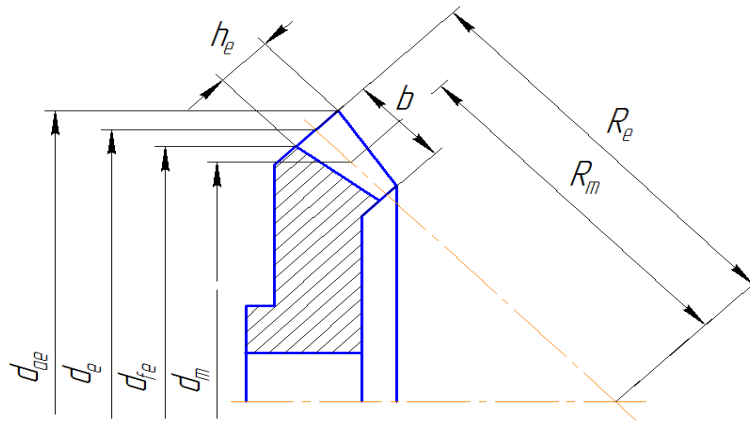


Рисунок 5.1 – Основні розміри конічного колеса

Виконати розрахунки:

Передаточне відношення

$$u = z_2 / z_1 = d_2 / d_1 \quad (5.1)$$

Кути при вершинах ділільних конусів визначити через передаточне число.

$$\delta_1 = \text{arc ctg } u, \delta_2 = \text{arc ctg } u \quad (5.2)$$

$R_e$  – зовнішня конусна відстань

$$R_e = b_2 / 0,28 \quad (5.3)$$

$m_e$  – модуль в зовнішньому перерізі

$$m_e = \frac{2R_e}{\sqrt{Z_1^2 + Z_2^2}} \quad (5.4)$$



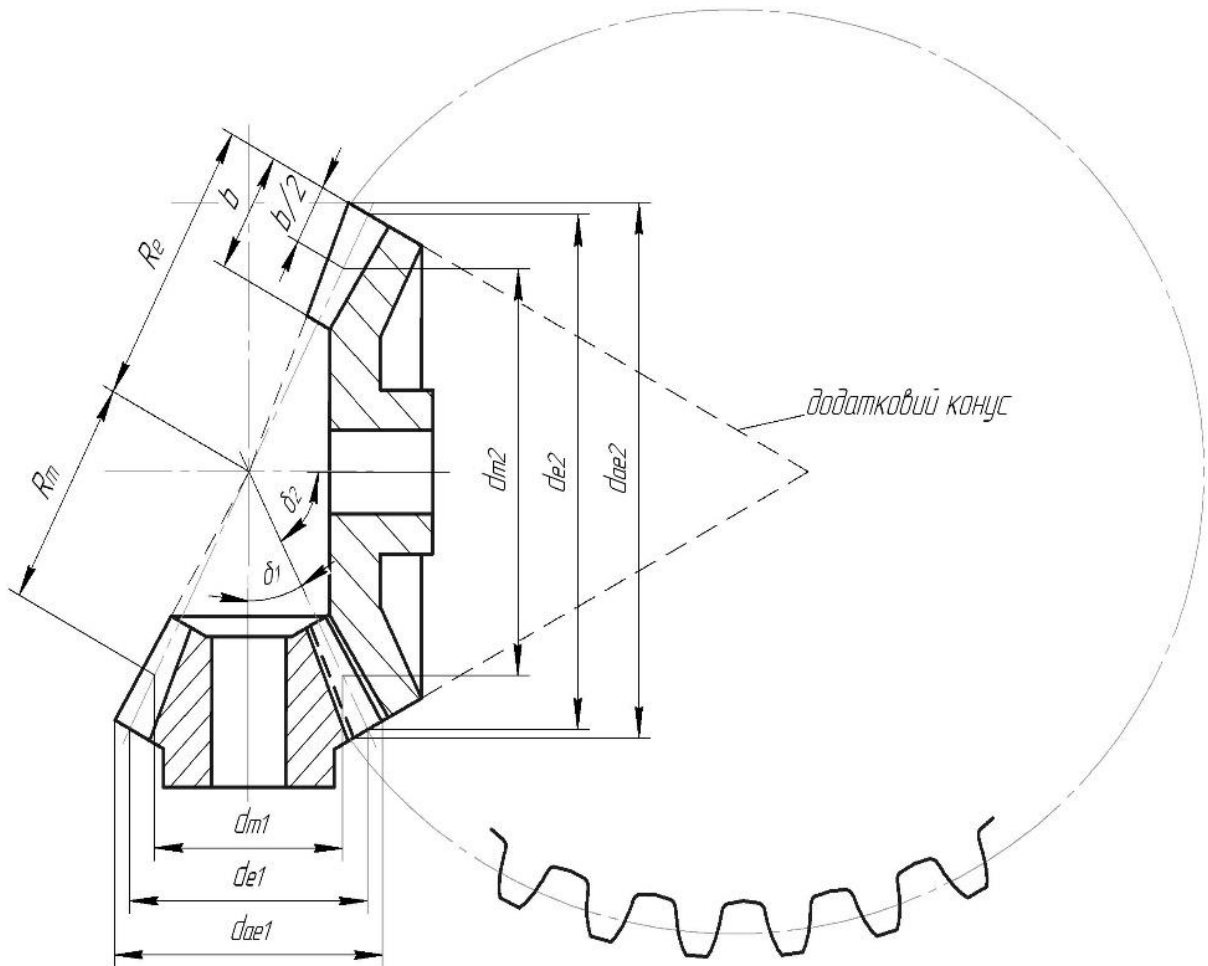


Рисунок 5.2 – Основні розміри конічної передачі

Отриману величину  $m_e$  узгоджують з найближчим стандартним значенням.

$R_m$  – середня конусна відстань.

$$R_m = R_e - 0,5b, \quad (5.5)$$

$d_e$  - діаметр зовнішнього ділильного кола,

$$d_e = m_e \cdot z; \quad (5.6)$$

$d_m$  - діаметр середнього ділильного кола.

$$d_m = m_m \cdot z; \quad (5.7)$$

$m_m$  – модуль в середньому перерізі

$$m_m = m_e \cdot \frac{R_m}{R_e}. \quad (5.8)$$

Зовнішні діаметри вершин зубців

$$d_{ae} = d_e + 2m_e \cdot \cos \delta. \quad (5.9)$$

Зовнішні діаметри впадин зубців

$$d_{fe} = d_e - 2,4m_e \cdot \cos \delta . \quad (5.10)$$

Висота зуба на зовнішньому торці

$$h_e = 2,2 m_e . \quad (5.11)$$

Результати розрахунку занести в табл. 5.1.

**Таблиця 5.1 – Визначені параметри конічного колеса**

Параметр	Одиниця виміру	Позначення	Величина
Передаточне число		$u$	
Кути ділительних шестірні конусів: колеса	$град.$	$b_1$ $b_2$	
Конусна зовнішня відстань: середня	$мм$	$R_e$ $R_m$	
Зовнішній торцевий модуль	$мм$	$m_e$	
Зовнішній ділительний діаметр: шестірні колеса	$мм$	$d_{e1}$ $d_{e2}$	
Середній ділительний діаметр: шестірні колеса	$мм$	$d_{m1}$ $d_{m2}$	

## 5.2 Звіт

Заповнити таблицю вимірами і відповіді на питання.

### Контрольні запитання

1. Як визначити передаточне відношення конічної передачі?
2. Як визначити середній модуль шестірні і конічного колеса?
3. Як розраховуються конусні відстані?
4. Чим вимірюють кути ділительних конусів?
5. Які параметри позначені на конічних зубчастих колесах?
6. Як Ви думаєте розрахунки конічних коліс складніші чим циліндричних? Чи ні?

## РОБОТА 6 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ЧЕРВ'ЯЧНОГО РЕДУКТОРА

**Мета роботи:** ознайомитися з конструкцією черв'ячного редуктора, заміряти його габаритні й приєднувальні розміри.

### 6.1 Конструкція редуктора

Черв'ячна передача складається із черв'яка й черв'ячного колеса.

Черв'ячний редуктор застосовується при передачі моменту між валами, осі яких є мимобіжними в просторі. Завдяки малій шумності і можливості реалізації в одному ступені великих передаточних відношень ( $i = 10 \dots 80$ ) вони набули широкого застосування в ліфтових лебідках, у приводах від електродвигуна на приводні осі тролейбусів й ін. Залежно від розташування черв'яка відносно колеса черв'ячні редуктори можуть мати виконання: черв'як під колесом (рис. 6.1 а) (найбільш розповсюджена схема); (рис. 6.1 б) черв'як збоку від колеса, вісь якого вертикальна.

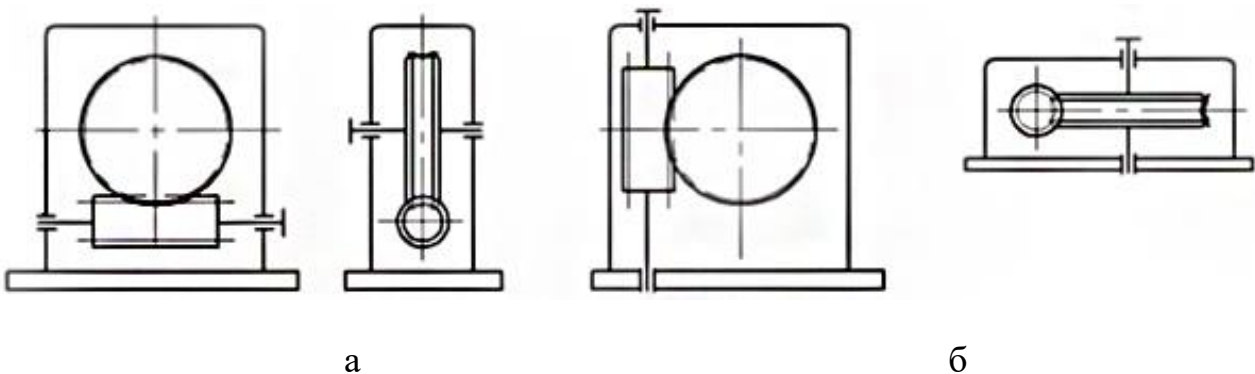


Рисунок 6.1 – Схеми черв'ячних редукторів

Елементи конструкції редуктора представлені на рис. 6.2. Черв'як розташований над колесом, змащення зачеплення здійснюється зануренням колеса в мастило.

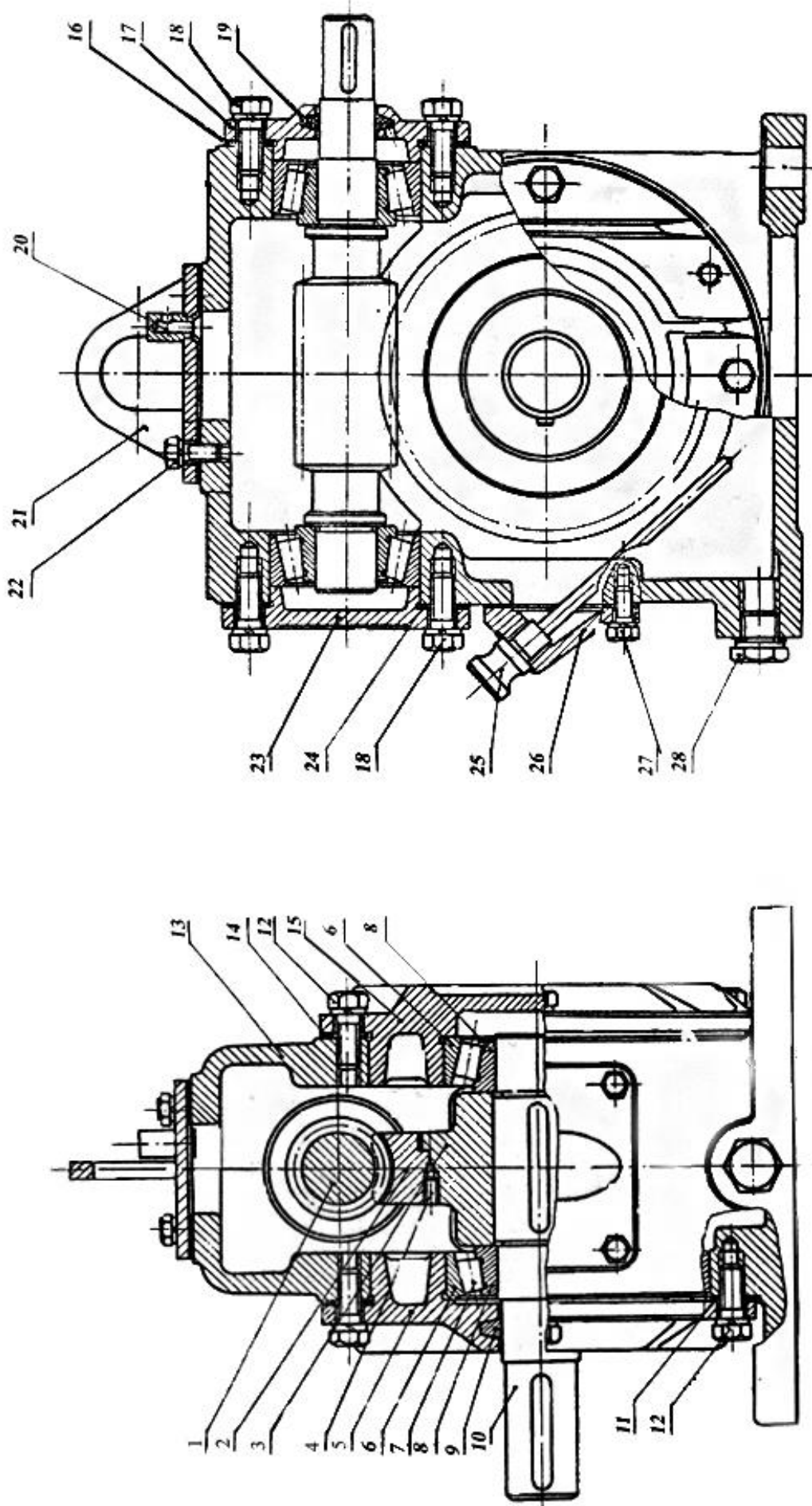


Рисунок 6.2 – Червячний редуктор

Черв'як *1* виконується зі сталі. Звичайно робочі поверхні витків черв'яка гартуються до високої твердості, після чого шліфуються або навіть поліруються. Зі збільшенням чистоти поверхонь витків черв'яка підвищується стійкість черв'ячної пари проти заїдання.

Черв'ячне колесо виконується із ободом (вінцем) *2* із бронзи або латуні і з метою економії кольорових металів із чавунною або сталевою маточиною *3*. При роботі з малими коловими швидкостями черв'ячні колеса іноді повністю виготовляють із сірого чавуну (як правило в ручних приводах).

Бронзовий обід насаджується на центр із натягом. Згодом посадка може ослабнути, тому між ними закручуються гвинти *4*, що відіграють роль шпонок. Після затягування гвинтів їх зрубують врівень з торцем. Центр черв'ячного колеса *3* насаджується на вал *10* з посадкою, що забезпечує гарантований натяг.

Опори черв'яка й вала черв'ячного колеса виконуються у вигляді радіально-упорних конічних роликотідшипників, що сприймають радіальне й осьове навантаження.

Внутрішні кільця *8* підшипників на вал ставлять із натягом, з тим, щоб уникнути обкочування кільцем шийки вала, розвальцьовування посадочних поверхонь і контактної корозії, після чого шліфують або навіть полірують.

Зовнішні кільця *6* підшипника в корпус ставлять з посадкою із зазором (порядку сотої частки міліметра), що важливо для полегшення осьових переміщень кілець при монтажі під час регулювання черв'ячного зачеплення й регулювання зазорів у підшипниках.

Всі сили з деталей, які обертаються, передаються на нерухомий корпус через елементи кочення, що зменшує втрати енергії на тертя.

Осьова сила з колеса на корпус передається таким чином. Центр колеса *3* торцем тисне на внутрішнє кільце підшипника *8*, далі сила передається через ролики *7* на зовнішнє кільце *6*, що торцем тисне на кришку *5*, яка передає осьову силу на корпус *13* через гвинти *12*.

Ущільнення *9* й *19* ставлять у кришках, через отвори яких виходять кінці

валів. Призначення ущільнень - виключити попадання бруду й пилю в підшипники і у зачеплення через зазор між кришками і валом, а також запобігти витіканню мастила з редуктора. Найбільше застосування мають манжетні ущільнення.

Корпус редуктора *13* виконується із чавуну. Конструкція корпусу повинна забезпечувати установку в нього зібраних вузлів черв'яка й черв'ячного колеса, а також можливість регулювання зачеплення.

Часто корпус редуктора роблять роз'ємним в горизонтальній площині, що проходить через вісь вала колеса.

У редукторі на рис. 6.1 корпус нероз'ємний. Для монтажу колеса (з валом і підшипниками) з боків корпусу зроблені отвори з діаметром, більшим ніж діаметр черв'ячного колеса. Отвори закриті кришками *5* і *15*.

Корпус одночасно служить і резервуаром для змащування зачеплення. Для контролю рівня мастила служить маслопоказчик (щуп) *25*. Пробка *28* призначена для закривання отвору зливу мастила.

Кришка *21* закриває оглядовий люк, через який можна, спостерігати пляму контакту витків черв'яка і зубців колеса при регулюванні правильності зачеплення.

При роботі редуктора повітря, що перебуває у внутрішній його порожнині, нагрівається й розширюється. Для виходу надлишку повітря з редуктора в атмосферу у втулці *20* на кришці *21* оглядового люка передбачені отвори - душники.

## **6.2 Порядок виконання роботи**

На рис. 6.3 наведене схематичне креслення редуктора з нанесеними габаритними й приєднувальними розмірами. Відповідно до нього в роботі визначаються основні, габаритні та приєднувальні розміри редуктора.

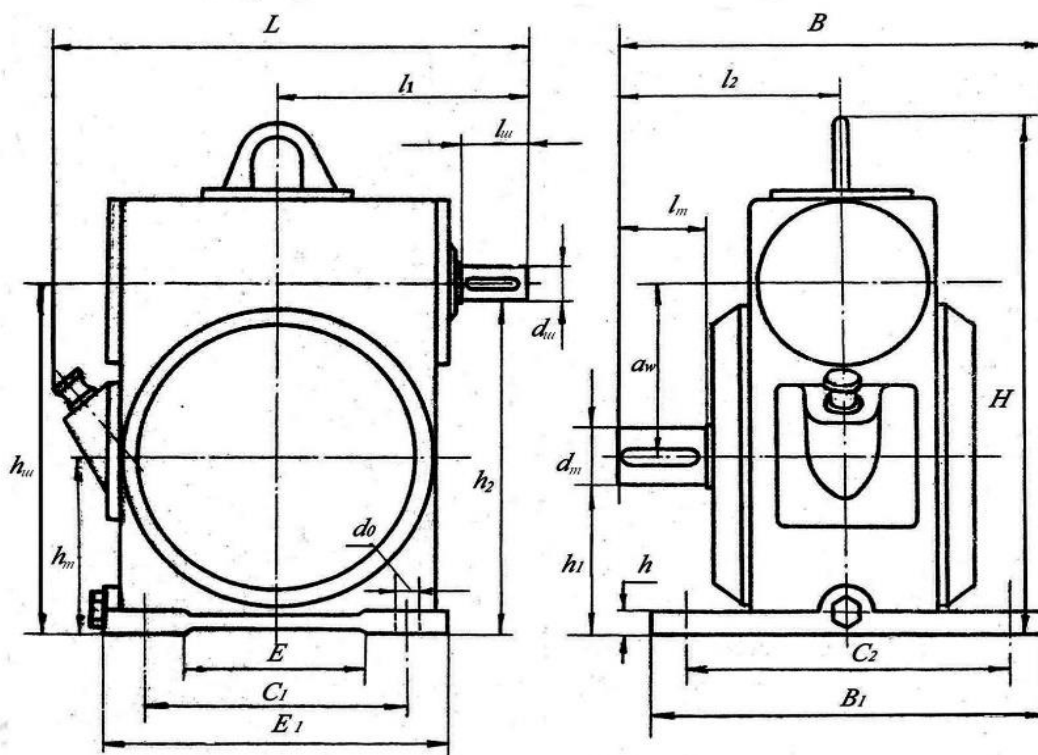


Рисунок 6.3 – Розмірна схема черв'ячного редуктора

Габаритними є найбільші розміри редуктора в трьох вимірах: довжина  $L$ , ширина  $B$ , висота  $H$ .

Приєднувальними називаються розміри редуктора, необхідні для вибору з'єднаних з ним деталей, або розміри, що потрібні для монтажу редуктора на фундаменті (плиті, рамі). Це - розміри кінців валів, на які насаджуються напівмуфти, отворів під фундаментні болти, опорних поверхонь нижнього фланця редуктора, відстані від опорних поверхонь нижнього фланця до осей валів і т.ін.

Приєднувальні розміри скоординовані відносно вертикальної осі симетрії редуктора, що служить базовою віссю при складанні редуктора з іншими вузлами установки.

Одночасно з виконанням вимірювань розбирають редуктор і ознайомлюються з його конструкцією.

**Таблиця 6.1 – Результати замірів габаритних і приєднувальних розмірів черв'ячного редуктора**

№	Величини, що заміряються, мм	Позначення	Величина
1	2	3	4
<i>Габаритні розміри</i>			
1	Довжина	$L$	
2	Ширина	$B$	
3	Висота	$H$	
<i>Приєднувальні розміри</i>			
<b>В а л ч е р в ' я к а</b>			
4	Діаметр вихідного кінця	$d_{ui}$	
5	Довжина вихідного кінця	$l_{ui}$	
6	Виліт вихідного кінця	$l_1$	
<b>В а л к о л е с а</b>			
7	Діаметр вихідного кінця	$d_m$	
8	Довжина вихідного кінця	$l_m$	
9	Виліт вихідного кінця	$l_2$	
<i>Допоміжні розміри</i>			
10	Допоміжний розмір	$h_1$	
11	Допоміжний розмір	$h_2$	
12	Відстань від опорної поверхні до осі черв'яка	$h_{ui}$	
13	Відстань від опорної поверхні до осі колеса	$h_m$	
14	Товщина нижнього фланця	$h$	
15	Розміри опорної поверхні нижнього фланця	$E_1$ $B_1$ $E$	



Продовження табл. 6.1

16	Відстань між отворами під фундаментні болти	$C_1$ $C_2$	
17	Діаметр отвору під фундаментні болти	$d_0$	
18	Міжосьова відстань	$a_w$	

### 6.3 Звіт

Результати вимірювань заносяться в таблицю 6.1.

#### Контрольні запитання

1. Які розміри в редукторі є габаритними?
2. Які розміри в редукторі є приєднувальні?
3. Які інструменти потрібні для виміру розмірів валів?
4. Чому може дорівнювати число зубів черв'яка?
5. Як визначається передаточне відношення черв'ячної передачі?
6. Які мастила застосовують в черв'ячних передачах?
7. Як підраховують потрібну кількість мастила для черв'ячного редуктора?
8. Яке основне призначення черв'ячних редукторів?

## РОБОТА 7 ВИЗНАЧЕННЯ ПАРАМЕТРІВ ЧЕРВ'ЯЧНОГО ЗАЧЕПЛЕННЯ З АРХІМЕДОВИМ ЧЕРВ'ЯКОМ

**Мета роботи:** навчитись вимірювати і розраховувати параметри черв'ячного зачеплення.

### 7.1 Вимірювання параметрів черв'яка і черв'ячного колеса

Визначення параметрів черв'ячного зачеплення є складною операцією, у процесі якої потрібно виконати ряд точних вимірів на спеціальних вимірювальних приладах. Завдання спрощується, якщо параметри черв'ячного зачеплення всі або частково відповідають стандартам (ДСТУ 2458-94). У цьому випадку можна обмежитися виміром окремих елементів черв'яка й черв'ячного колеса (рис. 7.1) за допомогою простого вимірювального інструмента й визначити шляхом розрахунку інші параметри зачеплення. При цьому розміри черв'яка й черв'ячного колеса округляють до стандартних значень, якщо вони знаходяться в межах відхилень від номіналу, обумовлених неточностями виготовлення й виміру.

Параметри черв'яка й черв'ячного колеса, які підлягають вимірюванню наведено в табл. 7.1.

**Таблиця 7.1 – Параметри черв'яка і черв'ячного колеса, які вимірюються**

Величини, що вимірюються	Позначення	Мірний інструмент	Результати вимірів
1	2	3	4
Число заходів черв'яка	$z_1$		
Крок осьовий, мм	$p$	лінійка	
Довжина нарізаної частини черв'яка, мм	$b_1$	штанген-циркуль	
Число зубців черв'ячного колеса	$z_2$		

Діаметр кола вершин витків черв'яка, мм	$d_{a1}$	штанген-циркуль	
Діаметр кола вершин черв'ячного колеса, мм	$d_{a2}$	штанген-циркуль	
Зовнішній діаметр черв'ячного колеса, мм	$d_{a2m}$	штанген-циркуль	
Ширина черв'ячного колеса, мм	$b_2$	штанген-циркуль	
Міжосьова відстань, мм	$a_w$	лінійка	

## 7.2 Розрахунок елементів черв'ячного зачеплення з використанням результатів вимірювання

1. Модуль зачеплення, мм:

$$m = \frac{p}{\pi}. \quad (7.1)$$

Значення  $m$  уточнюють за стандартним рядом (ДСТУ 2458-94): 1; 1,25; 1,6; 2; 2,5; /3/; 3,15; /3,5/; 4; 5; /6/; 6,3; /7/; 8; 10; /12/; 12,5; /14/; 16; 20; 25.

2. Ділильний діаметр черв'яка

$$d_1 = d_{a1} - 2m. \quad (7.2)$$

3. Коефіцієнт діаметра черв'яка

$$q = \frac{d_1}{m}. \quad (7.3)$$

Значення  $q$  уточнюють за стандартним рядом (ДСТУ 2458-94): 8; 10; 12; 12,5; 16; 20.

4. Коефіцієнт зміщення інструмента при нарізанні зубців черв'ячного колеса

$$x = \frac{a_w}{m} - 0,5(q + z_2). \quad (7.4)$$

Для стандартних редукторів коефіцієнт  $x$  зміщення інструмента повинен перебувати в межах

$$-1 < x < 1. \quad (7.5)$$

## 5. Кут підйому гвинтової лінії черв'яка

$$\gamma = \arctg\left(\frac{z_1}{q}\right). \quad (7.6)$$

## 6. Діаметр кола впадин черв'яка

$$d_{f1} = d_1 - 2,4m. \quad (7.7)$$

7. Довжина нарізаної частини черв'яка  $b_1$ 

$$b_1 = b_0 + 25 \quad (7.8)$$

при  $m < 10$ ,  $b_1 = b_0 + (35 \dots 40)$  при  $10 < m < 16$ ,

де  $b_0$  – довжина нарізаної частини черв'яка (табл. 7.2).

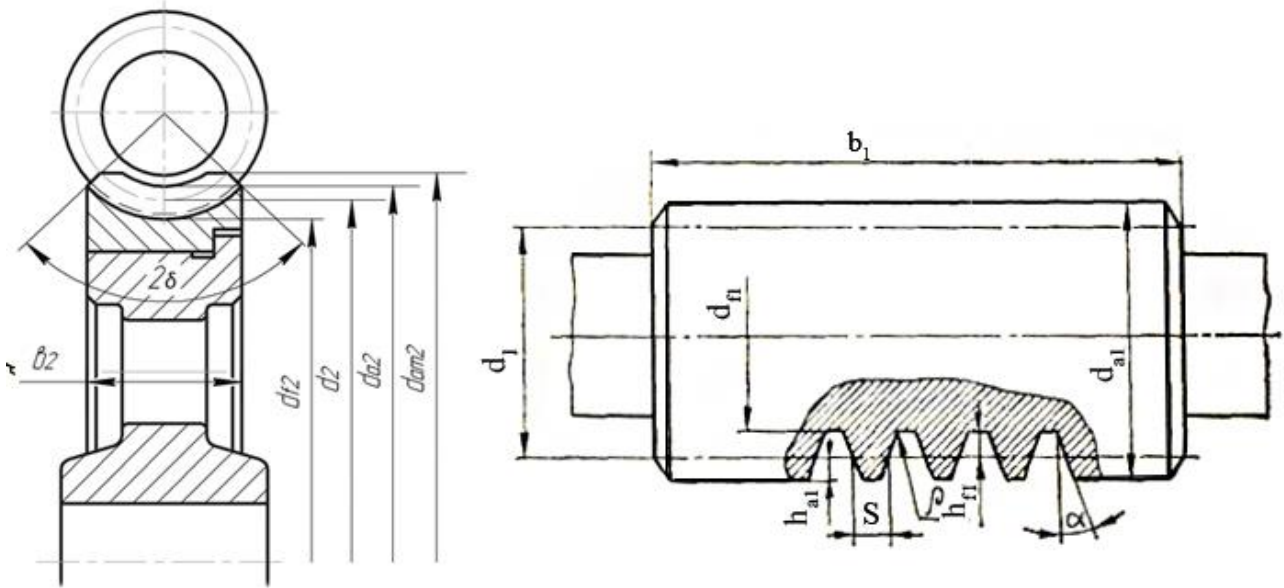


Рисунок 7.1 – Параметри черв'ячної передачі

## 8. Ділильний (початковий) діаметр черв'ячного колеса

$$d_2 = d_{w2} = mz_2. \quad (7.9)$$

Таблиця 7.2 – Розрахункова довжина нарізаної частини черв'яка

$x$	$b_0$ при	
	$Z_1 = 1; 2$	$Z_1 = 4$
<b>0</b>	$(11 + 0,06 z_2) m$	$(12,5 + 0,09 z_2) m$
<b>-0,5</b>	$(8 + 0,06 z_2) m$	$(9,5 + 0,09 z_2) m$
<b>-1</b>	$(10,5 + z_1) m$	$(10,5 + z_1) m$
<b>0,5</b>	$(11 + 0,1 z_2) m$	$(12,5 + 0,1 z_2) m$

9. Діаметр кола вершин черв'ячного колеса

$$d_{a2} = d_2 + 2m(1 + x). \quad (7.10)$$

10. Діаметр кола впадин витків черв'ячного колеса

$$d_{f2} = d_2 - 2m(1,2 - x). \quad (7.11)$$

Таблиця 7.3 – Результати розрахунків параметрів черв'ячного зачеплення

№ п/п	Параметри	Позначення	Результати розрахунків
1	Ділильний діаметр черв'яка, мм	$d_1$	
2	Коефіцієнт діаметра черв'яка	$q$	
3	Коефіцієнт зміщення інструмента	$x$	
4	Кут підйому гвинтової лінії черв'яка, град	$\gamma$	
5	Діаметр кола впадин черв'яка, мм	$d_{f1}$	
6	Довжина нарізаної частини черв'яка, мм	$b_1$	
7	Ділильний (початковий) діаметр черв'ячного колеса	$d_2 (d_{w2})$	
8	Діаметр кола вершин зубців черв'ячного колеса, мм	$d_{a2}$	
9	Діаметр кола впадин зубців черв'ячного колеса, мм	$d_{f2}$	

Параметри  $a$ ,  $m$  і  $q$  після округлення повинні відповідати стандартним значенням.

Параметри  $d_{a2}$ ,  $d_{a2m}$ ,  $b_1$ , величини зміщення інструмента  $x$  не повинні виходити за межі, установлені для стандартного черв'ячного зачеплення.

### 7.3 Звіт

1. Результати розрахунків заносяться в табл. 7.3.
2. Порівняти параметри черв'ячного зачеплення отримані за результатами розрахунків (табл. 7.3) з результатами вимірювань (табл. 7.1).

### Контрольні запитання

1. Як отримують Архімедів черв'як?
2. Скільки заходів мають черв'яки і як їх визначають?
3. Як визначають ККД черв'ячної передачі?
4. Які інструменти необхідні для визначення параметрів черв'яка?
5. Що собою представляє черв'ячне колесо?
6. Які основні параметри визначають у черв'ячного колеса?
7. Що собою представляють витки черв'яка?
8. Як визначають кут нахилу витків черв'яка?
9. Чи мають черв'ячні передачі зазір?
10. Які дорогоцінні матеріали застосовують для вінців черв'ячних коліс?

## РОБОТА 8 ВИПРОБУВАННЯ БОЛТОВОГО З'ЄДНАННЯ, ЩО ПРАЦЮЄ НА ЗСУВ

**Мета роботи:** визначення залежності сили зсуву від сили затягування болта в напруженому болтовому з'єднанні.

### 8.1 Опис установки для проведення роботи

Пристрій (рис. 8.1) складається з повзуна 1, втулок 2, 4, опори 3, болта 5, пластин 6.

Пристрій монтується на столі преса для випробувань на розтяг – стиск таким чином, щоб циліндричний виступ основи 7 співпадав з отвором стола пресу. Тиск на повзун 1 під час проведення роботи передається упором через пуансон, який з'єднується з динамометричним кільцем. Зусилля, яке прикладається до з'єднання контролюється за індикатором та тарировочним графіком кільцевого динамометра, а зусилля затяжки болта – за індикатором та тарировочним графіком динамометричного ключа.

У верхній частині повзуна є різьбовий отвір, у який вкручується болт 8, що з'єднує повзун з динамометричним кільцем 7.

У нижній частині пристрою передбачений центруючий бурт, який служить для з'єднання пристрою зі столом преса.

Затягування болта 5 здійснюються динамометричним ключем.

Пластини 6 затиснуті між торцями гайки й головки болта 5. Якщо до вузла прикласти силу  $Q$ , то при зазорі пластини будуть утримуватися від зсуву тільки силами тертя, що виникають на поверхнях стиків. У цьому випадку болт працює на розтяг, тому що зазор між болтом і пластинами не вибирається.

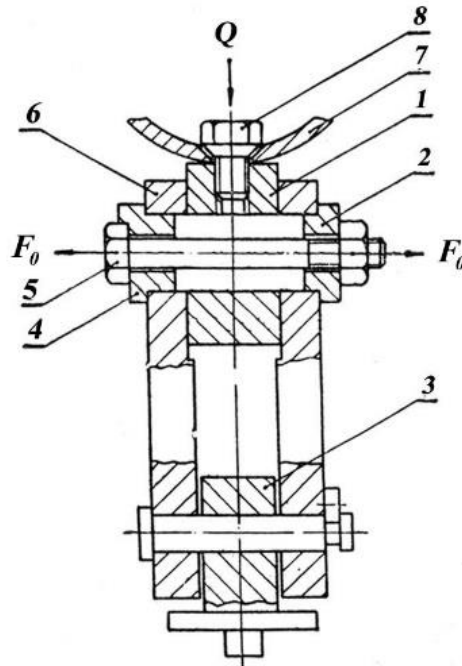


Рисунок 8.1 – Пристрій для випробування болтового з'єднання на зсув

Момент загвинчування (на динамометричному ключі)

$$T_{кл} = T_p + T_m ; \quad (8.1)$$

$$T_p = F_0 d_2/2 \operatorname{tg} (\gamma + \varphi); \quad (8.2)$$

$$T_m = F_0 f_t (D + d_0)/2, \quad (8.3)$$

де  $T_m$  – момент сил тертя на торці гайки;  $T_p$  – момент сил тертя в різьбі;  $F_0$  – зусилля затягування;  $d_2$  - середній діаметр різьби;  $\gamma$  – кут підйому гвинтової лінії;  $\varphi$  – кут тертя, що відповідає коефіцієнту тертя в різьбі  $f_p$

$$f_p = f / \cos(\alpha/2) \approx 1,15 f, \quad (8.4)$$

$f$  - коефіцієнт тертя матеріалу гайки по матеріалу болта;  $\alpha$  - кут профілю різьби,  $\alpha = 60^\circ$ .

Максимальна сила затягування болта  $F_0 = 10000 \text{ Н}$ .

Максимальна сила зсуву  $Q = 12000 \text{ Н}$ .

Зсув повзуна відносно пластин можна спостерігати за падінням навантаження, а також по зміщенню рисок на повзуні відносно рисок на одній із пластин. Сила зсуву в залежності від зусилля затягування болта визначається за індикатором динамометричного кільця, встановленого на пресі для випробування на розтяг-стиск.



## 8.2 Порядок виконання роботи

### 8.2.1 Розрахунок сили тертя при зсуві

1. Зовнішній діаметр  $d$  і крок різьби  $p$  заміряються штангенциркулем й округляються до стандартних розмірів.

Внутрішній діаметр  $d_1$  і середній діаметр  $d_2$  різьби, а також кут  $\gamma$  підйому різьби визначаються за стандартом.

2. Розрахункова сила зсуву  $Q$  визначається за формулою

$$Q = f_{0i} \cdot F_0, \quad (6.5)$$

де  $i$  – число площин стиків,  $f_0$  - коефіцієнт тертя ковзання в стиках деталей.

Нормальна сила  $F_0$  для стиску пластин не повинна перевищувати допустиму силу затягування болта

$$F_0 \leq [F_0];$$

$$[F_0] = 0,25 \pi d_1^2 [\sigma_p], \quad (6.6)$$

де  $[\sigma_p] = 80 \dots 120$  МПа.

3. Будується графік залежності розрахункової сили зсуву від нормальної сили.

### 8.2.2 Визначення сили тертя експериментальним шляхом

1. Повертаючи бокові пластини навколо нижньої осі, суміщають отвори пластин з отвором колодки повзуна. Потім вставляють болт, одягають шайбу й загвинчують гайку від руки.

Риску на повзуні суміщають із верхньою рисою на боковій пластині.

2. Затягують гайку болта динамометричним ключем до моменту, що становить приблизно  $T_I = 0,25 T_{кл}$ .

3. Момент фіксується за шкалою індикатора ключа. Необхідно обернути ключ за рукоятку плавно й безперервно до потрібного показання стрілки.

4. Болтове з'єднання завантажується обертанням маховика до початку зміщення колодки повзуна відносно пластин. Початок зміщення визначається по

стрибку стрілки індикатора динамометричного кільця (припиняється приріст навантаження). Найбільше значення сили зсуву  $Q$  відповідає третю спокою. Його заносять у таблицю 6.1.

5. Знову виконуються пункти 2 і 3, визначається сила зсуву від затягування болта моментом приблизно  $T_2 = 0,5 T_{кл}$ ,  $T_3 = 0,75 T_{кл}$ ,  $T_4 = T$  без зняття попереднього затягування.

Необхідно стежити, щоб біла риска на повзуні не виходила за межі двох рисок на пластинах (інакше «вибереться» зазор і болт буде працювати на згин).

**Таблиця 8.1 – Характеристика випробуваного болта**

№	Параметри	Розмірність	$T_1$	$T_2$	$T_3$	$T_4$
1	2	3	4	5	6	7
1	Зовнішній діаметр різьби болта $d$	мм				
2	Крок різьби $p$	мм				
3	Внутрішній діаметр різьби $d_1$	мм				
4	Середній діаметр різьби $d_2$	мм				
5	Кут підйому різьби $\gamma$	град.				
6	Зовнішній діаметр опорної поверхні гайки $D$	мм				
7	Діаметр отвору під болт $d_0$	мм				
8	Кількість поверхонь стиків $i$					
9	Максимальне значення сили зсуву $Q$	Н				
10	Максимальний момент затягування $T_{кл}$	Н·м				
11	Допустима сила затягування $[F_0]$	Н				

### 8.3 Звіт

Результати розрахунків заносяться в таблицю 8.1.

#### Контрольні запитання

1. Як працює пристрій для виконання роботи?
2. Як визначається сила тертя при роботі пристрою?
3. Приведіть формулу для визначення сили тертя?
4. Як визначається сила зсуву?
5. Як визначається максимальний момент затягування?
6. На що впливає величина кроку різьби в пристрою?
7. Як вимірюється кут підйому різьби?
8. Для чого виконують попереднє натягування болта?
9. Для чого визначається сила тертя даним пристроєм?
10. Як визначається середній діаметр різьби?

## РОБОТА 9 ВИЗНАЧЕННЯ КОЕФІЦІЄНТІВ ТЕРТЯ В РІЗЬБІ ТА НА ТОРЦІ ГАЙКИ

**Мета роботи:** визначення коефіцієнтів тертя в різьбі  $f_p$  і на торці гайки  $f_m$ .

### 9.1 Опис пристрою для проведення роботи

Пристрій складається із пристосування для навантаження болтів (рис. 9.1) і динамометричного ключа.

Пристрій служить для створення навантаження на болт і заміру зусилля затягування.

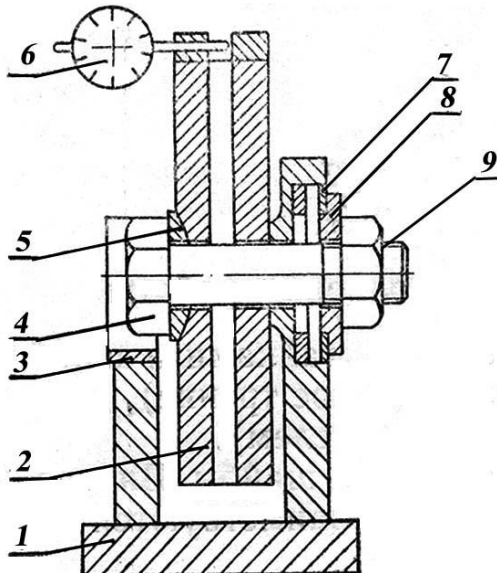


Рисунок 9.1 – Пристрій для навантаження болтів

До корпусу 1 прикріплена динамометрична пружина 2. У її отвір закладається випробуваний болт 4 з гайкою 9. Торець гайки опирається об втулку 8 і упорний підшипник 7. Під головку болта підкладена сферична шайба 5. Затягування болта проводиться динамометричним ключем, до якого постачається набір змінних головок для різних гайок. Обертання болта при затягуванні виключене, тому що головка утримується сухарем 5.

За показанням індикатора динамометричного ключа розраховується момент у різьбовому з'єднанні.

Для визначення коефіцієнта тертя на торці гайки  $f_m$  замість шайби 8 встановлюється втулка.

Величина коефіцієнтів тертя залежить від таких факторів: матеріалів деталей різьбового з'єднання; квалітетів точності й чистоти обробки поверхонь, що стискаються; тиску; мастила.

Потрібно встановити числові значення коефіцієнтів тертя  $f$  й  $f_p$  при наявності змащення в з'єднанні й відсутності його, а також залежність їх від тиску.

У болтовому з'єднанні взаємна нерухомість деталей забезпечується відповідним затягуванням болта. При загвинчуванні гайки осьова сила  $F_0$  у стержні болта зростає; при цьому збільшується й момент  $T$ , прикладений до гайки. Цей момент дорівнює сумі моментів сил тертя в різьбі  $T_p$  та на торці гайки  $T_m$ :

$$T_{кл} = T_p + T_m; \quad (9.1)$$

$$T_p = F_0 d_2 / 2 \operatorname{tg} (\gamma + \varphi); \quad (9.2)$$

$$T_m = F_0 f_m / 3 [(D^3 - d_0^3) / (D^2 - d_0^2)], \quad (9.3)$$

де  $F_0$  – зусилля затягування;  $d_2$  – середній діаметр різьби;  $D$  – зовнішній діаметр опорного торця гайки;  $d_0$  – діаметр отвору під болт;  $\gamma$  – кут підйому гвинтової лінії;  $\varphi$  – кут тертя, що відповідає коефіцієнту тертя в різьбі  $f_p$

$$f_p = f / \cos(\alpha/2) \approx 1,15 f \quad (9.4)$$

де  $\alpha$  – кут профілю різьби.

## 9.2 Послідовність виконання роботи

1. Беруться два однакових болти з гайками й шайбами. Один болт знежирюється бензином (сухе тертя), другий-змащений.

2. Визначають розміри болта, гайки й шайби. Внутрішній діаметр  $d_1$  і середній діаметр  $d_2$  різьби вибирають із таблиці 7.1, якщо болт стандартний.

3. Допустима сила затягування болта  $[F_0]$  визначається за формулою:

$$[F_0] = \frac{\pi d_1^2}{4} [\sigma_p], \quad (9.5)$$

де  $[\sigma_p]$  - допустиме напруження розтягу матеріалу болта

$$[\sigma_p] = \frac{\sigma_T}{s} = 80 \dots 120 \text{ МПа}, \quad (9.6)$$

де  $\sigma_T$  - границя текучості матеріалу болта,  $s$  - запас міцності.

4. Болт випробовується двічі: один раз із упором гайки в кульковий підшипник, другий - з упором у нерухому втулку.

5. Болт навантажується послідовно чотирма значеннями сили затягування:  $F_1 = 0,25F_0$ ;  $F_2 = 0,5F_0$ ;  $F_3 = 0,75F_0$ ;  $F_4 = F_0$ .

Болт затягується послідовно до цих значень сил, записують щораз показання стрілки індикатора ключа. Ключ необхідно обертати плавно, без перекосів, зупинок і ривків.

6. При випробуванні болта із кульковим підшипником (під гайкою) тертя у підшипнику не враховують.

### 9.3 Звіт

1. Результати замірів і випробувань заносять у таблиці 9.1, 9.2, 9.3.

2. За отриманими результатами випробувань, як із кульковим підшипником, так і без нього, будують графік залежності  $f_p$  і  $f_m$  від величини сили затягування  $F_0$ . Якщо спостерігається різке відхилення від плавної лінії, випробування необхідно повторити.

Таблиця 9.1 – Характеристика випробуваного болта

№	Параметри	Розмір-ність	Величина
1	Зовнішній діаметр різьби болта $d$	мм	
2	Крок різьби $p$	мм	
3	Внутрішній діаметр різьби $d_1$	мм	
4	Середній діаметр різьби $d_2$	мм	
5	Кут підйому різьби $\gamma$	град.	
6	Зовнішній діаметр опорної поверхні гайки $D$	мм	
7	Діаметр отвору під болт $d_0$	мм	
8	Кількість поверхонь стиків $i$		
9	Максимальне показання сили зсуву $Q$	Н	
10	Максимальний момент затягування $T_{кл}$	Н·м	
11	Допустима сила затягування $[F_0]$	Н	

Таблиця 9.2 – Результати випробувань болтового з'єднання без тертя на торці гайки

№	Параметри	Розмір-ність	Величини			
			$F_1$	$F_2$	$F_3$	$F_4$
1	Сила затягування $F_0$	Н				
2	Момент затягування $T_{кл}$	Нм				
3	Приведений кут тертя в різьбі $\varphi$	град				
4	Приведений коефіцієнт тертя в різьбі $f$					
5	Коефіцієнт тертя в різьбі $f_p$					

**Таблиця 9.3 – Результати випробувань болтового з'єднання з урахуванням тертя на торці гайки**

№	Параметри	Розмірність	Величини			
			$F_1$	$F_2$	$F_3$	$F_4$
1	Сила затягування $F_0$	Н				
2	Момент затягування на ключі $T_{кл}$	Нм				
3	Момент у різьбі $T_p$	Нм				
4	Момент на торці гайки $T_m$	Нм				
5	Коефіцієнт тертя на торці гайки $f_m$					

### Контрольні запитання

1. Яка мета виконання даної лабораторної роботи?
2. Які коефіцієнти тертя визначаються в роботі?
3. Як визначають моменти тертя в різьбі і на поверхні гайки?
4. Чим відрізняється робота даного пристрою від роботи пристрою для визначення сили зсуву?
5. Від чого залежать величини коефіцієнтів тертя?
6. Як визначається величина максимального моменту затягування болта?
7. Як вимірюють кут підйому різьби?
8. Для чого визначають коефіцієнти тертя в різьбі?
9. Як визначають допустиму силу затягування?
10. Що нового Ви отримали при виконанні даної роботи?



## РОБОТА 10 ВИВЧЕННЯ З'ЄДНАННЯ З ГАРАНТОВАНИМ НАТЯГОМ ТИПУ «ВАЛ-ВТУЛКА»

**Мета роботи:** експериментально визначити граничні по міцності зчеплення навантаження і коефіцієнт тертя при запресовуванні та випресовуванні з'єднання.

### 10.1 Загальні положення

З'єднання деталей за допомогою посадок із гарантованим натягом називають пресовими. Ці з'єднання займають проміжне положення між роз'ємними та нероз'ємними з'єднаннями. При невеликих натягах пресові з'єднання допускають неодноразове складання та розбирання без пошкодження деталей, але при цьому дещо зменшується несуча здатність з'єднання. При великих натягах під час розбирання з'єднань можливі значні пошкодження, а іноді і руйнування деталей з'єднання. Особливістю пресових з'єднань є те, що вони здійснюються без додаткових деталей.

Пресові з'єднання типу «вал — маточина» - це з'єднання в яких з'єднувальні поверхні деталей мають циліндричну або конічну форму. Це дуже розповсюджений, простий, надійний та економічний спосіб з'єднання деталей, використовується при не частих розбираннях — складаннях деталей з'єднання, допускає передачу великих навантажень, в тому числі вібраційних та ударних. Пресові з'єднання такого типу застосовують для з'єднання бандажа з колесом та колеса з віссю колісної пари залізничного вагону, для з'єднання зубчастих коліс із валами, при закріпленні підшипників на валах.

У пресових з'єднаннях типу «вал — маточина» навантаження (обертальний момент або осьова сила) передається через сили тертя на спряжених поверхнях деталей. Потрібний нормальний тиск між цими поверхнями створюється силами пружних деформацій деталей, що виникають через натяг.

Пресове з'єднання може бути навантаженим осьовою силою  $F_a$  і обертальним моментом  $T$ .

Зовнішнє навантаження урівноважується силами тертя на спряжених поверхнях деталей, які обумовлені нормальним тиском  $p$ , що виникає в результаті натягу в з'єднанні.

Умова міцності з'єднання при його навантаженні осьовою силою має вигляд

$$F_a \leq F_f = \pi d l p f, \quad (10.1)$$

При навантаженні обертальним моментом  $T$

$$T \leq \frac{\pi d^2 l p f}{2}. \quad (10.2)$$

де  $d$  і  $l$  — відповідно діаметр та довжина поверхонь з'єднання;  $f$  — коефіцієнт тертя ковзання.

Розрахунковий натяг  $\delta$  циліндричного з'єднання пов'язаний з тиском  $p$  на спряжених поверхнях з'єднання формулою Ляме з теорії розрахунку товстостінних циліндрів, що дається в курсі опору матеріалів:

$$p = \frac{\delta \cdot 10^{-3}}{\left( \frac{c_1}{E_1} + \frac{c_2}{E_2} \right) d}, \quad (10.3)$$

тут  $E_1$  і  $E_2$  — модулі пружності при розтягу матеріалів відповідно охоплюваної та охоплюючої деталей;  $c_1$  і  $c_2$  — коефіцієнти Ляме, що визначаються за формулами:

$$\begin{aligned} c_1 &= \frac{d^2 + d_1^2}{d^2 - d_1^2} - \mu_1, \\ c_2 &= \frac{d_2^2 + d^2}{d_2^2 - d^2} + \mu_2 \end{aligned} \quad (10.4)$$

де  $\mu_1$  та  $\mu_2$  — коефіцієнти Пуассона матеріалів відповідно охоплюваної та охоплюючої деталей;  $d_1$  — діаметр отвору вала (якщо вал порожнистий);  $d_2$  — зовнішній діаметр втулки;  $d$  — номінальний діаметр з'єднання.

Дійсний натяг  $\delta_\delta$  повинен бути більшим від розрахункового  $\delta$  у зв'язку з тим, що вимірювання діаметрів поверхонь з'єднання виконується по вершинах нерівностей  $R_{z1}$  та  $R_{z2}$

$$\delta_{\delta} = \delta + 1,2 (R_{z1} + R_{z2}). \quad (10.5)$$

## 10.2 Дійсний натяг розраховують за формулою

$$\delta_{д} = \delta_1 - \delta_2, \quad (10.6)$$

де  $\delta_1, \delta_2$  – відхилення в мікронах від номінального розміру відповідно для вала й втулки з урахуванням знака відхилення.

Коефіцієнт тертя визначається з формули (10.1), у яку підставляється значення сили  $F_3 = F_a$  відповідно для запресовування або  $F_6 = F_a$  для випресовування, знайдене з експерименту.

$$f = \frac{F_3}{p \pi d l}. \quad (10.7)$$

Система посадки випробуваного з'єднання й вид посадки визначаються шляхом порівняння отриманих відхилень від номінального розміру ( $\delta_1$  і  $\delta_2$ ) з таблицями за ГОСТом.

## 10.3 Опис пристрою для випробувань

Пристрій для випробування „вал-втулка” прикріплюється до стола двома Т-подібними болтами (рис. 10.1).

Для запресовування вала 2 у втулку 1 необхідно встановити її на підставці, а натискний циліндр прикріпити болтом до динамометричного кільця.

Як виміряти зусилля при запресовуванні й випресовуванні викладено в описі преса для випробування на розтяг - стиск (рис. 1.Д).

За отриманими даними будуються графіки зміни зусилля, як при запресовуванні, так і при випресовуванні.

Запис величин зусиль виконується лише тоді, коли повзун рухається. Хід натискного циліндра відраховується за лінійкою, яка закріплюється на підставці.

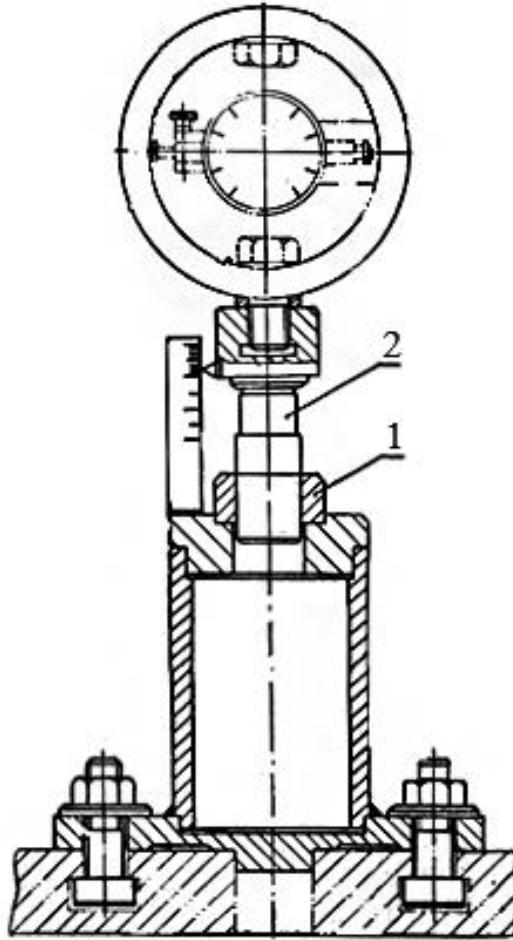


Рисунок 10.1 – Пристрій для випробування з'єднання «вал-втулка»

#### 10.4 Порядок виконання роботи

1. Складається схема установки.

2. Номінальні й габаритні розміри деталей вимірюють штангенциркулем із точністю  $\pm 0,1$  мм. Для визначення натягу відхилення посадочних діаметрів від номінального повинні бути виміряні з точністю не менш 1...3 мкм. Відхилення вала вимірюються мікрометром, а відхилення втулки – нутроміром. Розрахунковий натяг у з'єднанні обчислюється за залежністю (10.6).

3. Шорсткість поверхонь, що з'єднуються, і висоту нерівностей  $R_{z1}$  та  $R_{z2}$  визначають шляхом порівняння з еталонними зразками.

Вимірювання слід повторити 5...6 разів і прийняти середню величину знайдених значень.

4. Експериментальне визначення зусилля в з'єднанні виконується в такому

порядку:

а) зробити запресовування, причому показання динамометра знімати через рівні відрізки, щоб одержати мінімум 5...6 точок на повній довжині запресовування. На останній ділянці ходу виміряти зусилля в декількох точках через 0,001 м аж до припинення зростання зусилля;

б) при вимірюванні зусилля випресовування втулка встановлюється в перевернене положення й натискний циліндр повинен давити на торець виступаючого кінця вала;

в) показання динамометра записуються спочатку через 0,001 м ходу натискного циліндра до моменту падіння зусилля випресовування, а потім — через 0,005 м.

5. Визначається коефіцієнт тертя в з'єднанні.

Для визначення коефіцієнта тертя при запресовуванні (випресовуванні) у формулу (10.7) підставляється відповідне значення знайденої осьової сили, нормального тиску  $p$  формула (10.3), номінального діаметра  $d$  і довжини твірної циліндричної посадочної поверхні  $l$ .

## 10.5 Звіт

1. Отримані результати занести в табл. 10.1 та 10.2.
2. За отриманими результатами побудувати графік зміни зусилля випресовування залежно від довжини твірних спряжених поверхонь.

**Таблиця 10.1 – Характеристика з'єднання**

№	Параметри	Розмірність	Значення
1	Номінальний діаметр з'єднання $d$	м	
2	Діаметр вала $d_1$	м	
3	Зовнішній діаметр втулки $d_2$	м	
4	Довжина втулки $l$	м	

Продовження табл. 10.1

5	Висота нерівностей $R_{z1}$	мкм	
6	Висота нерівностей $R_{z2}$	мкм	

Таблиця 10.2 – Результати випробувань з'єднання

Параметри	№ вимірів						Середнє значення
	1	2	3	4	5	6	
Відхилення діаметра вала $\delta_1$ , мкм							
Відхилення діаметра втулки $\delta_2$ , мкм							
Натяг у з'єднанні $\delta$ , мкм,							
Хід циліндра $l$ , м							
Зусилля запресовування $F_3$ , Н							
Хід циліндра $l$ , мм							
Зусилля випресовування $F_6$ , Н							

### Контрольні запитання

1. Яка мета виконання даної лабораторної роботи?
2. Поясніть принцип роботи преса?
3. Як визначається зусилля запресування і випресування?
4. Як визначається натяг в з'єднанні втулки і вала?
5. На що впливає висота нерівностей в з'єднувальних деталях?
6. Як визначають відхилення діаметрів вала і втулки?
7. Як визначають хід циліндра?
8. Як можна протарувати даний пристрій?
9. Як визначається коефіцієнт тертя за допомогою даного пристрою?
10. Як визначають похибку вимірювання величин даним пристроєм?

## РОБОТА 11 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ВАЛІВ

**Мета роботи** - познайомитися з основними типами валів; познайомитися з правилами виконання робочих креслень валів відповідно до нормативів і вимог ЕСКД; освоїти навички користування нормативними таблицями для визначення розмірів основних конструктивних елементів валу, освоїти навички виконання ескізу валу із зразка; познайомитися з системою допусків і посадок, шорсткістю поверхонь, позначенням їх на кресленні валу.

**Обладнання і інструменти:** штангенциркуль, лінійка, олівець, циркуль.

### 11.1 Теоретичні відомості

**Вісь** –деталь, призначена для підтримування елементів машини в обертовому русі.

Осі можуть бути нерухомими або такими, що обертаються. На відміну від валу вісь не передає обертаючого моменту і працює тільки на згин. Нерухомі осі розраховують на статичну міцність, а ті, що обертаються – на стійкість проти втомного руйнування. При цьому обидва розрахунки відрізняються вибором допустимих напружень.

**Вал** – деталь, призначена для передавання обертового моменту та підтримування елементів машин в їх обертовому русі.

В процесі роботи вали зазнають деформацій згину, розтягу (стиску) і кручення. Напруження розтягу (стиску) – сталі, згину – циклічно змінюються, характер зміни напружень кручення відповідає характеру зміни крутного моменту.

Для більшості валів стійкість валів проти втомного руйнування має вирішальне значення.

Для тихохідних валів і валів, що зазнають дії короткочасних перевантажень важливим розрахунковим критерієм є також статична міцність.

Осі є прямими стрижнями, а вали розрізняють прямі (рис. 11.1, а); колінчасті (рис. 11.1, б); кривошипні (рис. 11.1, в) і гнучкі (рис. 11.1, г).

Кривошипні і колінчасті вали використовують для перетворення поворотно-поступального руху в обертальний (поршневі двигуни) або навпаки (компресори). Гнучкі вали передають обертання між вузлами машин, що міняють своє положення в роботі.

За конструкцією прямі вали можуть бути циліндричними постійного діаметра (гладкі), ступінчастими і з нарізаними на них зубчастими вінцями (вал – шестірня).

Найбільш поширені ступінчасті вали, оскільки їх форма зручна для установки на них деталей, а також монтажу деталей при посадках з натягом.

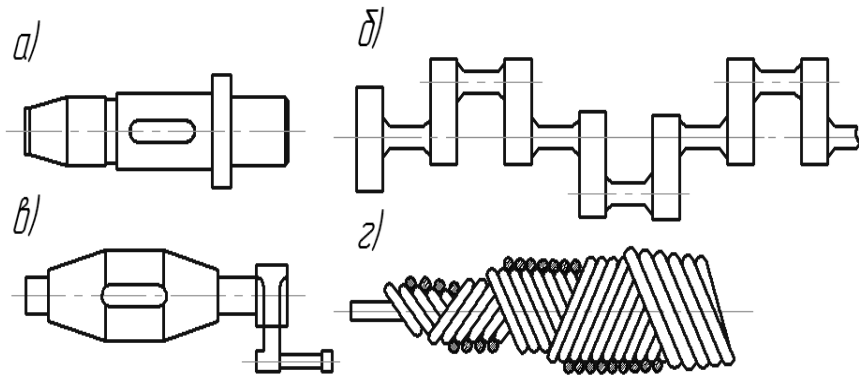


Рисунок 11.1 – Вали

По типу перетину вали і осі бувають: суцільні (рис. 11.2, а) і порожнисті (рис. 11.1, б). Порожністими вали виготовляють для зменшення ваги або коли через вали пропускають іншу деталь, підводять масло і ін.

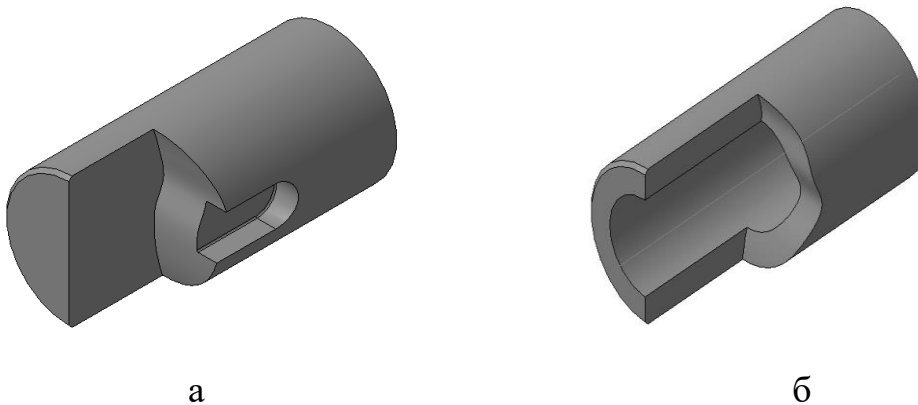


Рисунок 11.2 – Типи перетину валів



Переважне розповсюдження набуває кінцева форма кінцевої ділянки валу, що забезпечує точне і надійне з'єднання, можливість легкого монтажу і зняття встановлюваних деталей.

## 11.2 Конструктивні елементи валів і осей

Конструкція валів визначається деталями, які на них розміщуються, і розташуванням опор.

При конструюванні валів і осей беруть до уваги технологію збірки і розбирання, механічну обробку, витрату матеріалу і ін.

В конструкції східчастого валу умовно виділяють наступні елементи: кінцеві ділянки; ділянки переходу від одного ступеня до іншого; місця посадки підшипників, ущільнень і деталей, що передають момент обертання. Кожний елемент має свою назву (рис. 11.3).

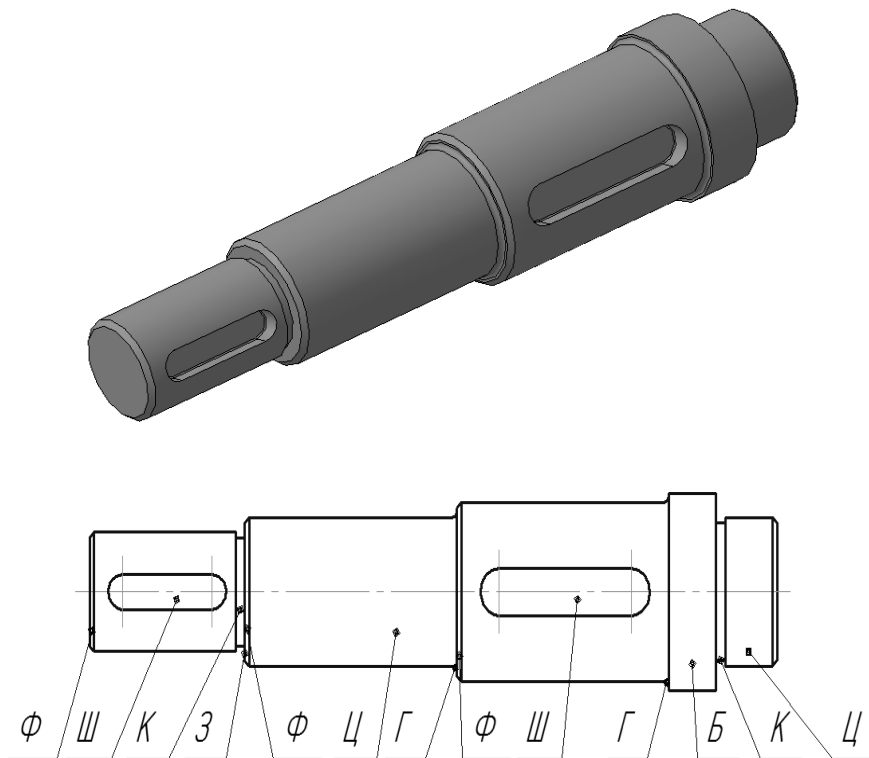


Рисунок. 11.3 – Елементи валів

**Цапфа** (Ц) – ділянка валу (осі), яким він спирається на підшипник.

**Шипом** називається цапфа, розташована на кінці валу (осі) і призначена

для сприйняття, в основному, радіального навантаження.

**П'ятою** називається цапфа, розташована на кінці валу (осі) і призначена для сприйняття, в основному, осьового навантаження.

**Шийкою** називається проміжна цапфа, розташована в середній частині валу (осі).

**Заплечик** (З) – перехідна торцева поверхня від одного перетину валу (осі) до іншого, призначена для упора деталей, встановлених на валу або осі.

**Буртик** (Б) – кільцеві потовщення валу (осі), які становлять одне ціле з валом (віссю).

**Канавка** (К) – поглиблення на поверхні меншого діаметра між сусідніми ступенями валів: призначена для щільного прилягання насадженої деталі до заплечика (буртика), виходу шліфувального круга, при обробці поверхні меншого діаметра, виходу різнарізного інструменту. Ці канавки підвищують концентрацію напружень.

**Галтель** (Г) – криволінійна поверхня плавного переходу від меншого перетину валу (осі), до плоскої частини заплечика або буртика.

**Фаска** (Ф) – скошена частина бічної поверхні валу (осі) у торця валу (осі), заплечика, буртика. Служить для полегшення збірки і запобігання травмування рук.

Радіуси заокруглень галтелі, розміри фасок приймають по стандарту 12080-66 в залежності від діаметра вала.

**Шпонковий паз** (Ш) - поглиблення в валах для установки шпонок. Виконують на ділянках кріплення деталей, що передають обертаючий момент. Розміри шпонкових пазів приймають по ДСТУ 23360-78. Завдяки масовому застосуванню валів і осей в механізмах для них вироблені нормативи на виконання різних конструктивних елементів.

### 11.3 Матеріали валів і осей

Вуглецеві і леговані (45, 50, 40Х, 40ХН та ін.) сталі. Заготовки – прокат або поковки. Термообробки: нормалізація, поліпшення або гартування з нагріванням

СВЧ і низьким відпуском (шліцьові вали).

Швидкохідні вали, що обертаються в підшипниках ковзання виготовляються із сталей 20Х, 12ХНЗА, 18ХГТ (цементация), 38Х2МЮА (азотування).

Деякі вали складної форми виготовляють з модифікованого або високоміцного чавуну.

#### **11.4 Розміри, граничні відхилення, допуски і посадки**

Геометричні параметри валів кількісно оцінюються розмірами.

**Розмір** – числове значення лінійної величини (діаметра, довжини і т.д.) у вибраних одиницях вимірювання. На кресленнях деталей проставляють номінальні розміри в міліметрах.

Номінальним розміром називають розмір виробу, отриманий по розрахунку або вибраний по конструктивних міркуваннях. Виготовлені вироби завжди мають деякі відхилення від номінальних розмірів.

Дійсні розміри одержують шляхом вимірювання готової деталі. Точність деталі по геометричних параметрах задається через точність геометричних розмірів у вигляді відхилень.

**Верхнє граничне відхилення** – різниця алгебри між найбільшим допустимим граничним і номінальним розмірами.

**Нижнє граничне відхилення** – різниця алгебри між якнайменшим допустимим граничним і номінальним розмірами.

**Допуск** – різниця між найбільшим і якнайменшим граничними розмірами.

**Поле допуску** – зона, обмежена верхнім і нижнім відхиленнями, визначається числовим значенням допуску.

Характер з'єднання деталей називають **посадкою**. Характеризує посадку різниця розмірів деталей валу і отвору до збірки.

Посадки можуть бути із зазором, з натягом і перехідні – коли можливо отримання як зазора, так і натягу.

**Зазор** – різниця розмірів отвору і валу, якщо розмір отвору більше розміру валу.

**Натяг** – різниця розмірів валу і отвору до збірки, якщо розмір валу більше розміру отвору.

**Квалитет** - сукупність допусків з однаковою відносною точністю для всіх номінальних розмірів діапазону. допуски в квалітети 01 ... 4 призначені для вимірювальних інструментів, квалітети 5 ... 13 дають допуски для сполучених розмірів деталей, квалітети 14 ... 17 для розмірів не точних деталей.

На посадочні місця вала, тобто на поверхні вала, пов'язані з іншими деталями (підшипниками, муфтами, зубчастими колесами і ін.), задають поля допусків відповідно до посадками, показаними на складальних кресленнях (рис. 11.4).

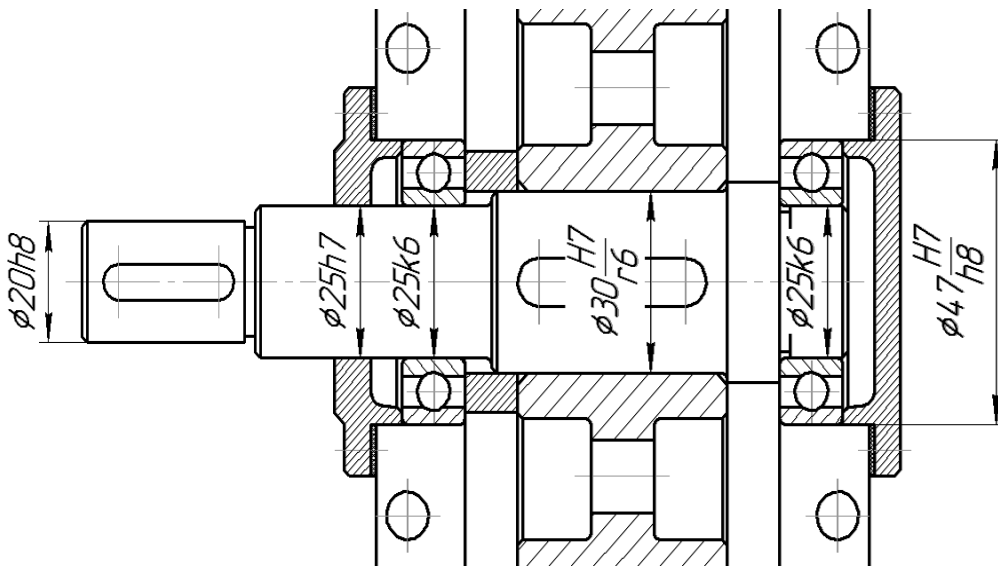


Рисунок 11.4 – Вал в збірці

Основні відхилення позначають буквами латинського алфавіту: для отвору прописними *A, B, C* і т.д.; для валів – строчними *a, b, c* і т.п. Переважно призначають посадки в системі отвору з відхиленням *H*.

Для посадок з зазором рекомендують приймати вали з відхиленням – *f, g, h*; для перехідних посадок – *j, s, k, t, n*; для посадок з натягом – *p, r, s*.

Для з'єднання валів: із зубчастими колесами рекомендують приймати відхилення – *p6, r7*; з муфтами – *n7, r6, k6*; з шківками і зірочками – *j6, h7*; з внутрішніми кільцями підшипників кочення – *k6*; з манжетами – *h8*.

## 11.5 Шорсткість поверхні

Точність деталей по геометричних параметрах характеризується не тільки відхиленнями розмірів, але і відхиленнями поверхонь.

Дійсні поверхні відрізняються від номінальних наявністю нерівностей з малими кроками, що утворюються при обробці деталей.

**Шорсткість поверхні** – сукупність мікронерівностей обробленої поверхні, які створюють її рельєф на визначеному ділянці. Вимоги до шорсткості поверхні встановлюються, виходячи з функціонального призначення поверхні.

$R_a$  – середнє арифметичне відхилення профілю, мкм (основний з висотних параметрів шорсткості; призначають на все оброблені поверхні);

$R_z$  – висота нерівностей профілю, мкм (визначають по п'яти вимірюванням висот нерівностей; призначають на поверхні, одержувані литвом, куванням, чеканкою).

Числове значення параметрів шорсткості вибирають з урахуванням призначення і властивостей.

На кресленнях шорсткість позначають таким чином: якщо вид обробки не встановлюють, то застосовують знак (рис. 11.5, а). Це позначення є переважним. Якщо вимагається, щоб поверхня була утворена обов'язково видаленням шару матеріалу (точінням, шліфуванням, поліруванням і ін.), застосовують знак (рис. 11.5, б). Без видалення шару матеріалу (чеканка, накатування валами і ін.) застосовують знак (рис. 11.5, в).

Позначення переважної шорсткості показують в правому верхньому кутку поля креслення (рис. 11.6). Товщина ліній і висота знака, укладеного в дужки, така ж, як в зображенні на кресленні, а перед дужкою – в 1,5 рази більше.

Нанесення шорсткості на кресленні для різних поверхонь валу представлено в прикладі оформлення лабораторної роботи.

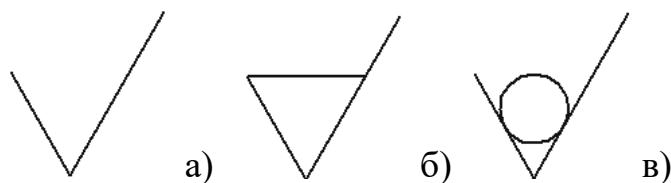


Рисунок 11.5 – Знаки для позначення шорсткості

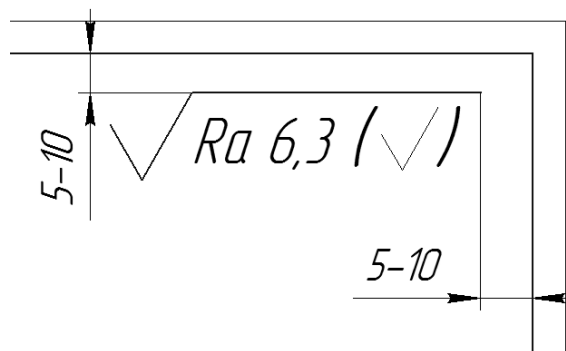


Рисунок 11.6 – Позначення переважаючої шорсткості

## 11.6 Порядок виконання роботи

1. Виконати ескіз отриманого валу з розрізами, перетинами і зі всіма необхідними елементами (заплечиками, канавками, шпонковими пазами, галтелями і т.д.). Виконати необхідні розрізи і перетини.

2. Визначити призначення посадочних поверхонь валу: під підшипники, зубчате колесо, півмуфту, гумові манжети.

3. Проставити розмірні лінії.

4. Проставити дійсні розміри, використовуючи заміряні дані (діаметри, довжини ділянок валів) і дані, узяті з табл. 11.2–11.5.

5. Заповнити таблицю параметрів валу (табл. 11.1):

– по таблиці 11.2 для ділянок валів під підшипники кочення визначити розміри заплечиков ( $d_2$ );

– по таблиці 11.3 визначити довжину ( $l$ ), ширину ( $b$ ) і глибину ( $t_l$ ) шпонкових пазів ;

– по таблиці 11.4 визначити розмір фаски ( $c$ ) і радіус галтели ( $r$ ).

– по таблиці 11.5 визначити розміри канавок ( $d_l$ ,  $r$ ,  $r_l$ ,  $b$ ) для виходу шліфувального круга. Проставити ці значення на ескізі валу.

6. Вказати граничні відхилення лінійних розмірів поверхонь валу під підшипники, зубчате колесо, напівмуфту, гумові манжети умовними позначеннями полів допусків.

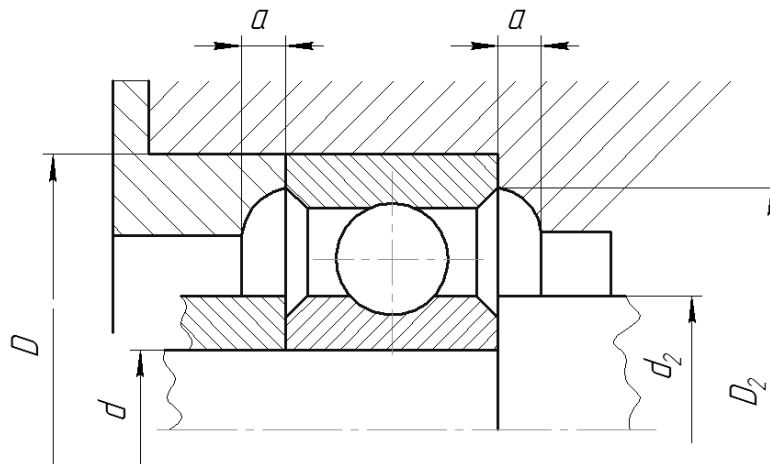
7. Проставити шорсткість поверхонь, користуючись табл. 11.6.

**Таблиця 11.1 – Параметри і розміри вала**

Елементи вала	Позначення	Результати мм	
		замірів	номінальні
Заплечіки під підшипники	$d_2$		
Вихідний кінець вала: розмір фаски радіус галтелі	$c$ $r$		
Шпонковий паз: ширина глибина довжина	$b$ $t_1$ $l$		
Канавка: галтель галтель ширина	$r$ $r_1$ $b$		

### 11.7 Додатки до роботи 11

Таблиця 11.2 – Заплечики для установки підшипників кочення, мм



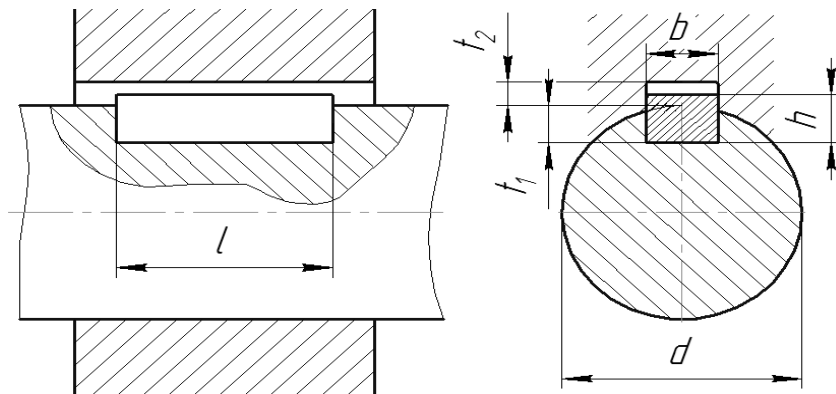
$d$	$D$	$d_2$ , не менше	$d_2$ , не більше	$D_2$ , не більше	$D_2$ , не менше	$a$ ,
15	35	19,0	-	31	-	
17	40	21,0	21,5	36	-	
20	47	25,0	25,5	42	-	
25	52	30,0	30,5	47	-	
30	62	35,0	36,0	57	-	2,0
35	72	42,0	-	65	-	
40	80	46,5	47,5	73	-	
45	85	52,0	53,0	78	-	
50	90	57,0	-	83	-	3,0
55	100	63,0	-	91	-	
60	110	68,0	-	101	-	

Таблиця 11.3 – Розміри шпонок та пазів по ДСТУ 23360-78, (в мм)

Діаметр вала,	Розміри перерізу шпонок		Глибина паза	
	Ширина, $b$	Висота, $h$	Вал, $t$	Втулка, $t_1$
< 17-22	6	6	3,5	2,8
< 22-30	8	7	4	3,3
< 30-38	10	8	5	3,3

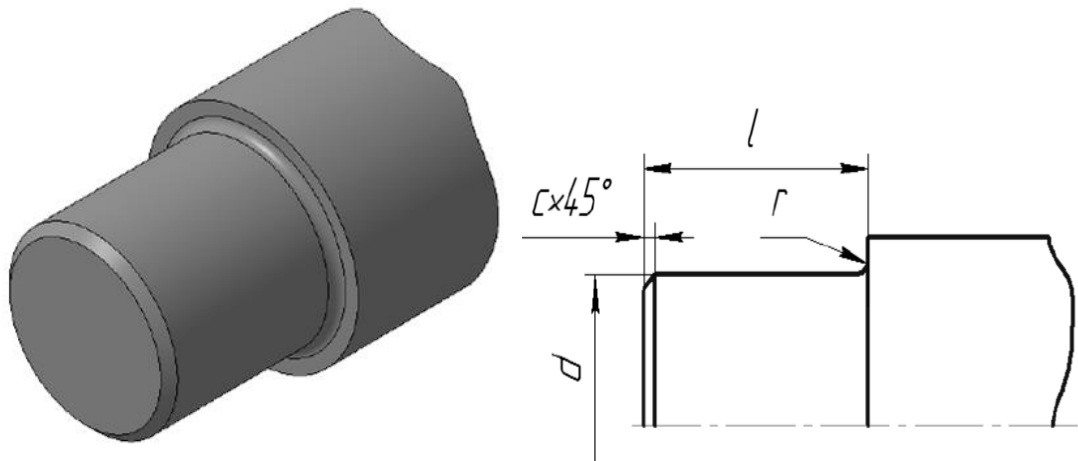


< 38-44	12	8	5	3,3
< 44-50	14	9	5,5	3,8
< 50-58	16	10	6	4,3
< 58-65	18	11	7	4,4
< 75-85	22	14	9	5,4
< 85-95	25	14	9	5,4



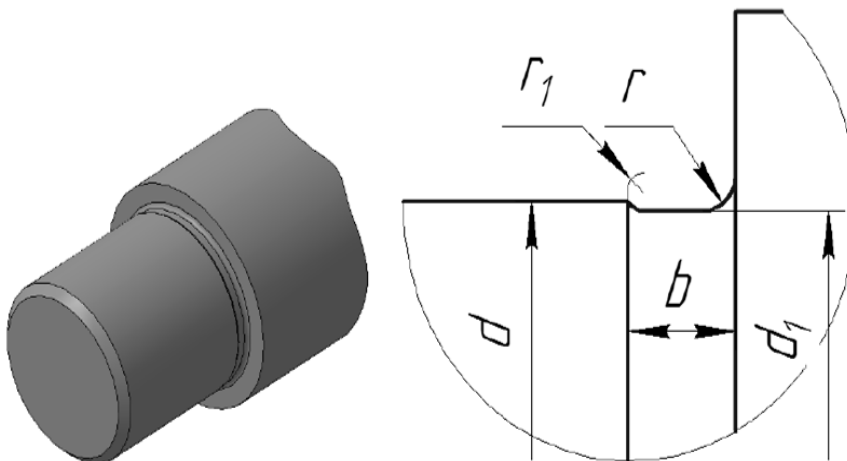
**Примітка:** Довжини призматичних шпонок вибирають из ряда: 6; 8; 10; 12; 14; 16; 18; 20; 22; 25; 28; 32; 36; 40; 45; 50; 56; 63; 70; 80; 90; 100; 110; 125; 140; 160; 180; 200; 220; 250; 280; 320 мм.

Таблиця 11.4 – Циліндричні кінці валів, мм



$d$	$l$	$r$	$c$	$d$	$l$	$r$	$c$
20	36	1,6	1,0	40	82	2,0	1,6
22	36	1,6	1,0	45	82	2,0	1,6
25	42	1,6	1,0	50	82	2,5	2,0
28	42	1,6	1,0	55	82	2,5	2,0
32	58	2,0	1,6	60	105	2,5	2,0
36	58	2,0	1,6	70	105	2,5	2,0

Таблиця 11.5 – Канавки для виходу шліфувального круга



Размеры в мм				
$d$	$d_1$	$r$	$r_1$	$b$
До 10 Св. 10 до 50	$d - 0,5$	0,5 1	0,3 0,5	2 3
Св. 50 до 100 Св. 100	$d - 1$	1,6 2,0 3,0	0,5 1 1	5 8 10

**Таблиця 11.6 – Рекомендована шорсткість поверхонь**

Вид поверхні	$R_a$ , мкм
Посадочні поверхні виробів, що не труться не вище 8-го квалітету (поверхні під колеса, муфти та ін.)	6,3; 3,2
Вільні неспряжані торцеві поверхні валів	1,25
Посадочні поверхні валів під підшипники кочення класу точності 0 при: Продовження табл. 11.6	2,5
$d$ до 80 мм	2,5
$d$ св. 80 мм	
Торці заплечиків валів для базування підшипників кочення класу точності 0	1,6
Торці заплечиків валів для базування зубчастих, черв'ячних коліс при відношенні довжини отвору маточини до його діаметру:	0,6
$l/d \leq 0,7$	6,3
$l/d > 0,7$	
Поверхні валів під гумові манжети	3,2
	6,3
Канавки, фаски, радіуси галтелей	6,3

Поверхні шпонкових пазів на валах: робочі неробочі	3,2
Робочі поверхні витків циліндричних черв'яків:	
Поверхні виступів зубів коліс, витків черв'яків, зубів зірочок ланцюгових передач	

### Контрольні запитання

1. Дайте визначення поняття «вал».
2. Дайте визначення поняття «вісь».
3. Поясніть, в чому різниця між валом і віссю.
4. Перерахуйте види валів по геометричних ознаках.
5. Який призначення кривошипних, колінчастих, гнучких валів? Наведіть приклад використання цих валів.
6. Перерахуйте види валів по конструктивних ознаках.
7. Перерахуйте види валів по типу перетину.
8. Чим викликана необхідність виготовлення порожнистих валів?
9. Чим визначається конструкція валів?
10. Дайте визначення поняттям: цапфа, шпилька, п'ята, шийка, запlechik, буртик, канавка, галтель, фаска, шпонковий паз.
11. Поясніть, в чому різниця між шпилькою, п'ятою і шийкою?
12. Перерахуйте матеріали для виготовлення валів і осей.

## РОБОТА 12 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЇ ПІДШИПНИКІВ КОЧЕННЯ

**Мета роботи:** ознайомитись з класифікацією та будовою основних типів підшипників кочення, навчитись розшифровувати їх умовні позначення.

### 12.1 Загальні відомості

**Підшипники кочення** — це елементи опор осей, валів та інших деталей, що працюють на використанні принципу тертя кочення.

У більшості випадків підшипник кочення (рис. 12.1) складається із зовнішнього 1 та внутрішнього 2 кілець, тіл кочення 3 і сепаратора 4. Внутрішнім кільцем підшипник розміщують на валу або осі, а зовнішнім — у корпусі. Тіла кочення перекочуються по доріжках кочення (бігових доріжках), які передбачені на зовнішньому та внутрішньому кільцях підшипника. Сепаратор розділяє тіла кочення і утримує їх на однаковій відстані. Підшипники кочення належать до групи деталей, які найширше стандартизовані у міжнародному масштабі і централізовано масово виготовляються на спеціалізованих заводах. Світовий обсяг випуску підшипників кочення вимірюється мільярдами штук на рік, близько 20 000 різних типорозмірів у діапазоні зовнішніх діаметрів від 1 мм до 3 м і масою від  $10^{-4}$  до  $10^3$  кг.

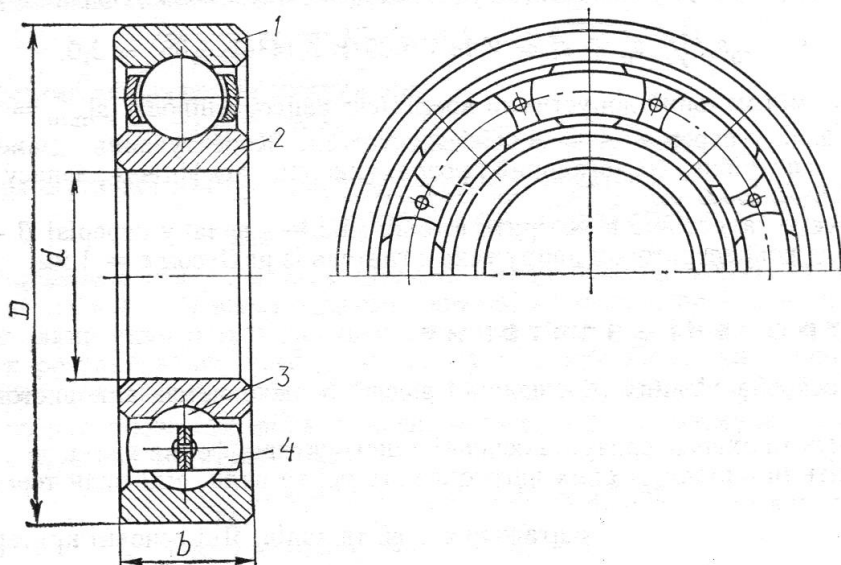


Рисунок 12.1 – Підшипник кочення

Широке використання підшипників кочення для опор різних обертових деталей обумовлене деякими їхніми *перевагами* у порівнянні з іншими видами опор:

а) малі втрати на тертя, що забезпечує високий ККД опор (до 0,99); б) висока несуча здатність; в) малі габаритні розміри в осьовому напрямі; г) незначні витрати мастильних матеріалів; д) невисокі вимоги до матеріалу та якості поверхонь цапф валів і осей, що розміщуються у підшипниках кочення.

До *недоліків* підшипників кочення належать:

а) значні діаметральні габаритні розміри, що утруднює застосування їх при малих відстанях між осями валів; б) обмежений строк служби, особливо при великих навантаженнях та швидкостях; в) низька здатність демпфувати ударні навантаження; г) підвищений шум при високих швидкостях обертання.

## 12.2 Матеріали деталей підшипників кочення

*Сепаратори* найчастіше штампують із м'якої листової сталі: для високошвидкісних підшипників сепаратори виготовляються масивними із бронзи, латуні, легких сплавів і пластмас.

Для виготовлення тіл кочення і підшипникових кілець невеликих перерізів застосовують високо вуглецеву хромисту сталь ШХ15 (0,95-1,05% С і 1,3 -1,65% Cr), а великих перерізів – хромисту марганцеву кремнієву сталь ЩХ15СГ (0,95-1,05% С, 0,9-1,2% Mn, 0,4-0,65% Si і 1,3-1,65% Cr), яка загартовується на більшу глибину. Сталі мають високу твердість, зносостійкість і опір контактній витривалості. До сталей пред'являють високі вимоги по змісту неметалевих включень, так як вони викликають передчасне втомлене руйнування. Недопустима також карбідна неоднорідність.

Електрошлаковий і вакуумно-дуговий переплав, який зменшує кількість неметалевих включень (сульфідів, оксидів і пр.), підвищують довговічність підшипників. Сталі виготовляють у вигляді прутків, труб і дроту. Для гарячої штамповки сталі поставляють без відпалу, а для холодної механічної обробки – в відпаленому стані. Після відпалу сталі отримують однорідну структуру дрібнозернистого перліту з малими включеннями другорядних карбідів. Така структура

забезпечує задовільну обробку різанням ( $K_p = 0,55$  для сталі P18) і довільну пластичність при холодній штамповці шариків і роликів; твердість після відпалу НВ 179-207. Кільця, шарики і ролики проходять загартування в мастилі (30-60°C) з (840-860°C) і відпуском при 150-170°C. Перед відпуском для зменшення кількості залишкового аустеніту деталі підшипників охолоджують до температури не більше 20-25°C. Це підвищує стабільність їх розмірів. Для підшипників, які повинні мати особливо високу стабільність розмірів, іноді застосовують обробку холодом при  $-70 \dots -80^\circ\text{C}$ .

Для отримання оптимального поєднання міцності і контактної витривалості кільця і ролики підшипників повинні мати після загартування і відпуску твердість HRC 61 – 65 для сталі ШХ15 і HRC 60-64 для сталі ШХ15СГ, а шарики – HRC 61-66.

Для виготовлення деталей підшипників кочення, працюючих при високих динамічних навантаженнях, застосовують цементуємо сталі: 20Х2Н4А і 18ХГТ. Після газової цементації на глибину 1,2-3,5 мм, високого відпуску, загартування і відпуску при 160-170°C деталі підшипників із сталі 20Х2Н4А мають на поверхні твердість HRC 60-64 і в серцевині HRC 35-45.

Деталі підшипників кочення із сталі 18ХГТ піддають цементації або ціануванню на глибину 0,9-1,8 мм. Після загартування і низького відпуску вони мають HRC 61-65.

Для виготовлення підшипників залізнично-дорожніх вагонів застосовують високо вуглецеву сталь ШХ4, яка перед загартуванням має структуру зернистого перліту. Після спеціальної термічної обробки на кільцях такої сталі отримується загартований шар із структурою мартенситу товщиною 2,5-3,5 мм з твердістю HRC 60-63, а серцевина отримує структуру троститу і сорбіту загартування з твердістю HRC 35-40. Кільця роликів підшипників, які оброблені таким способом, мають високі показники конструктивної міцності.

Кільця і тіла кочення підшипників, які працюють в агресивних середовищах (морській воді, азотній кислоті і т.п.) виготовляють із сталі 95Х18 (0,9-1,0% С і 17-19% Cr).

### 12.3 Класифікація підшипників кочення

1. *За формою тіл кочення* підшипники бувають кулькові та роликові.

Кулькові підшипники краще працюють при підвищених швидкостях обертання і менш чутливі до перекосів. Роликові підшипники мають більш високу вантажність (приблизно на 70 – 100 %) порівняно з кульковими.

Роликові підшипники за тією ж ознакою ділять на підшипники:

- з короткими та довгими роликами;
- з витими роликами;
- з конічними роликами;
- з бочкоподібними роликами;
- з голчастими роликами.

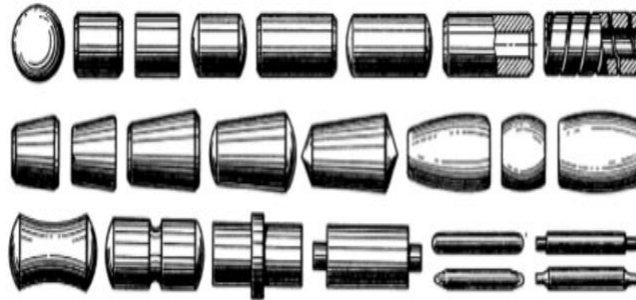


Рисунок 12.2 – Форма тіл кочення

2. *За числом рядів тіл кочення* – одно-, дво- та чотири -рядні.





Рисунок 12.3 – Зовнішній вигляд однорядних, дворядних, чотирирядних підшипників відповідно

3. *За способом компенсації перекосів вала* – несамоустановні та самоустановні сферичні. Самоустановні підшипники допускають перекоси кілець до 2–3°, завдяки чому можуть працювати при більших деформаціях валів і при неспіввісному розміщенні отворів під підшипники в окремих опорах вала.

4. *За радіальними розмірами* підшипники кочення з одним і тим же внутрішнім діаметром ділять на 5 серій діаметрів:

надлегка, особливо легка, легка, середня, важка.

Та на 5 серій ширин:

особливо вузька, вузька, нормальна, широка, особливо широка.

Співвідношення розмірів підшипників різних серій показано на рис. 12.4.

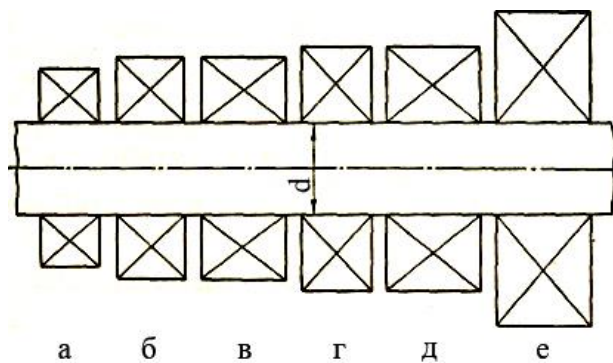


Рисунок 12.4 – Співвідношення ширин та діаметрів підшипників кочення:  
а – особливо легка серія; б – легка; в – легка широка; г – середня;  
д – середня широка; е – важка серія

5. За напрямом сприйманого навантаження підшипники кочення поділяють:
- на радіальні – сприймають тільки радіальне навантаження, яке направлене перпендикулярно до осі обертання (деякі радіальні підшипники, наприклад кулькові, можуть сприймати певні осьові навантаження);
  - упорні – сприймають тільки осьове навантаження;
  - радіально-упорні – здатні сприймати радіальне та осьове навантаження;
  - упорно-радіальні – сприймають значне осьове і незначне радіальне навантаження.

#### 12.4 Приклади зовнішнього вигляду підшипників кочення

Широке різноманіття підшипників кочення та їх конструктивних елементів і складових частин представлено на рис.12.5–12.11.

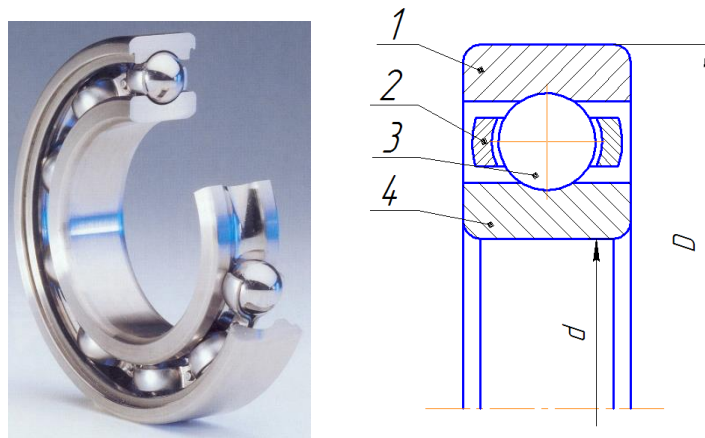


Рисунок 12.5 – Конструкція кулькового однорядного підшипника:  
1 – зовнішнє кільце; 2 – внутрішнє кільце, 3 - тіла кочення, 4 - сепаратори: (полімерний, штампований, механічно оброблений).

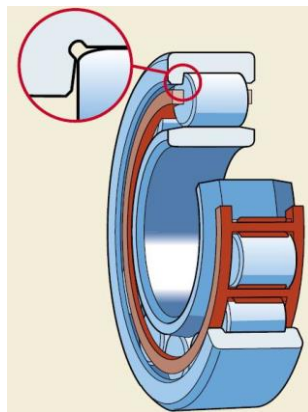


Рисунок 12.6 – Конструкція однорядного сферичного підшипника

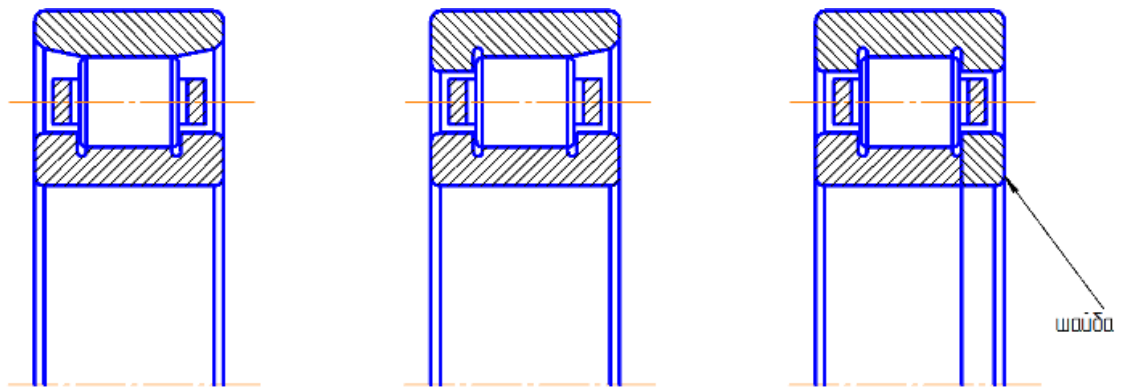


Рисунок 12.7 – Конструкція роликів однорядного підшипника

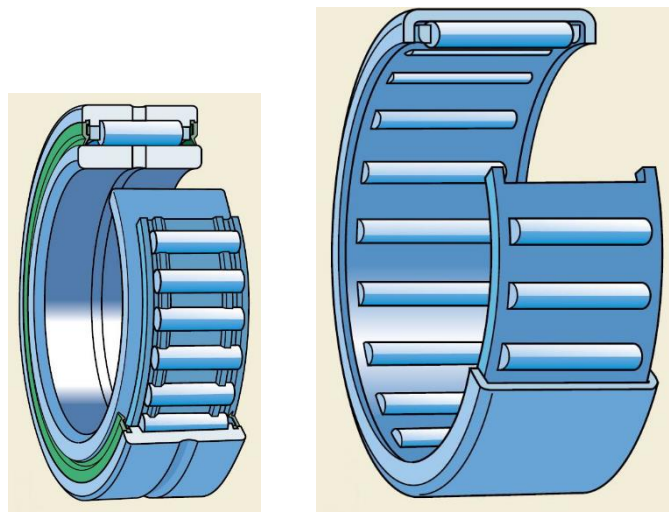


Рисунок 12.8 – Конструкція голчастого підшипника

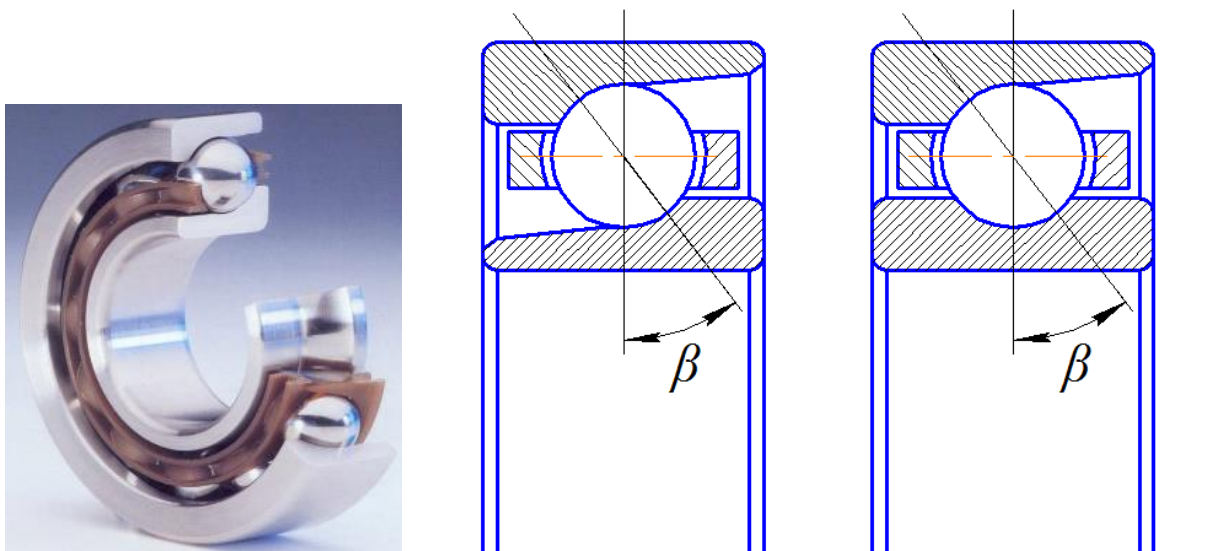


Рисунок 12.9 – Конструкція кульового радіально-упорного підшипника

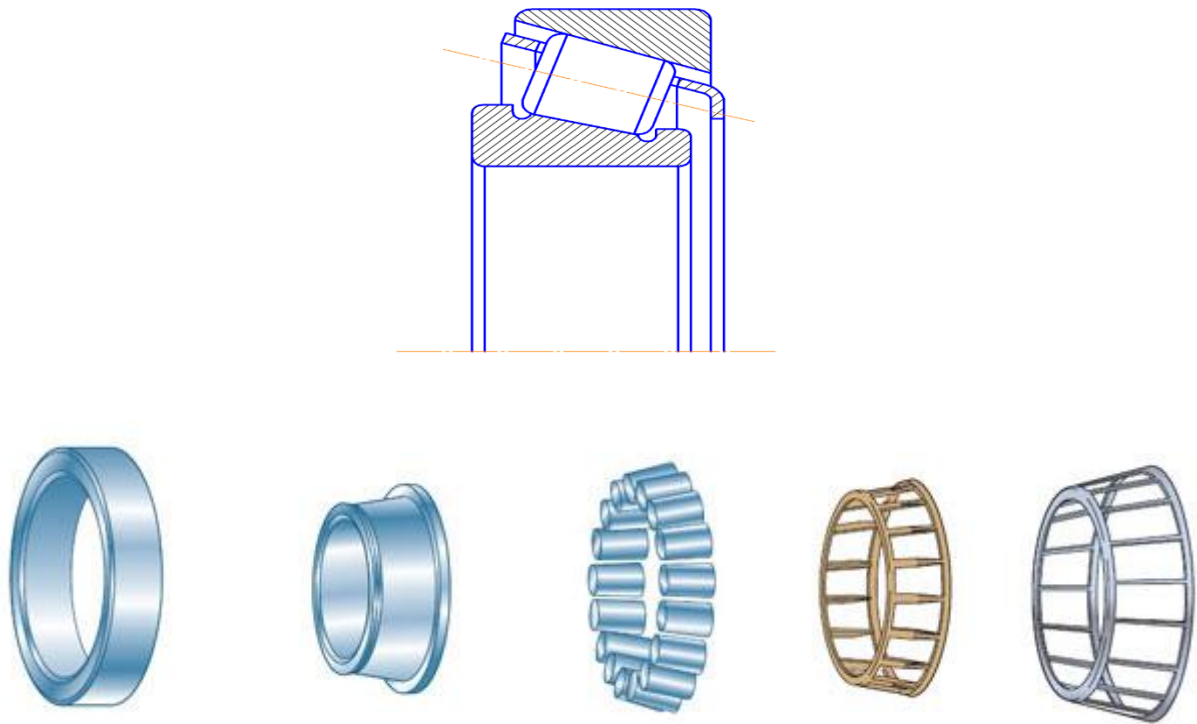


Рисунок 12.10 – Конструкція роликового радіально-упорного підшипника  
Зовнішнє кільце, внутрішнє кільце, тіла кочення, сепаратори: полімерний, ста-  
левий

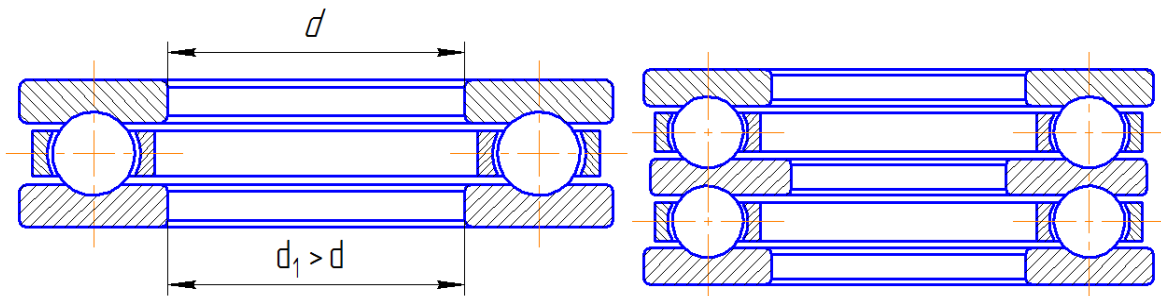
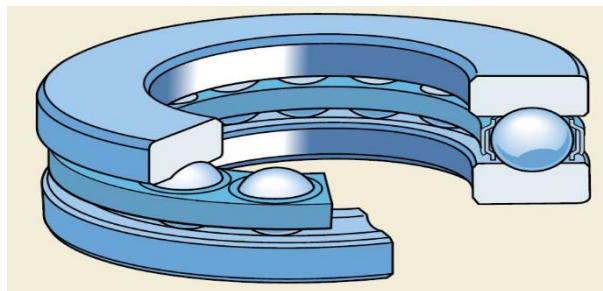


Рисунок 12.11 – Конструкція кулькового упорного підшипника  
Зовнішнє кільце, внутрішнє кільце, тіла кочення, сепаратор сталевий

Кожний підшипник має знак заводу і рік випуску. Знак заводу - виготов-  
лювача до 1992 р. складався з цифр і букв: цифри вказували номер заводу, а бу-  
кви - назву. Наприклад: 8 ГПЗ - 8-й Державний підшипниковий завод. З 1992

деякі заводи мають знаки, які позначають скорочену назву заводу за місцем його розташування. Наприклад, ХАРП - Харківський підшипниковий завод.

Рік виготовлення позначається на торцях кілець: до 1957 р. - двома останніми цифрами календарного року (55, 56, 57 -1955, 1956, 1957); з 1958 р. - умовним знаком чи буквою (див. табл.12.1, яка складена за даними ХАРП).

**Таблиця 12.1**

Рік	58	59	60	61	62	63	(4	65	66	67	68	69	70	71	72
Умовне позначення	И	М	К	Р	С	П	Х	Ч	Н	З	7	У	1	Г	Т
Рік	73	74	75	76	77	78	79	80	81	82	83	84	85	86	87
Умовне позначення	С	Л	Ь	К	П	Х	Ч	Н	З	У	Л	1	7	8	V
Рік	88	89	90	91	92	93	94	95	96	97	98	99	2000		
Умовне позначення	Г	Т	П	С	И	Ь	К	М	Х	4	Н	З	П		

У нерозбірних підшипників клеймують одне внутрішнє кільце; у розбірних клеймо наносять на обидва кільця. Сепаратор клеймують, якщо він не входить до комплекту одного з кілець. Маркуванню підлягають основні і додаткові умовні позначення. Основні наносяться механічним клеймуванням, додаткові - іскровим методом. Якщо умовні позначення разом з додатковими на торцях кілець підшипника не розміщуються, то підшипник маркується тільки основним позначенням, а додаткові вносяться в супроводжувальні документи (карту якості та інші).

На підшипники кочення, внутрішній діаметр яких менший 10 мм, додаткові умовні позначення не наносять.

## 12.4 Умовні позначення підшипників

У світі існує кілька систем позначень. Серед них ISO 492–86, ISO 199–79, ГОСТ і3189–89. Вітчизняна система позначень підшипників базується на ДСТУ 520–2004 і встановлена за наступними ознаками:

- внутрішній діаметр підшипника;
- серія підшипника;
- тип підшипника;
- конструктивна різновидність.

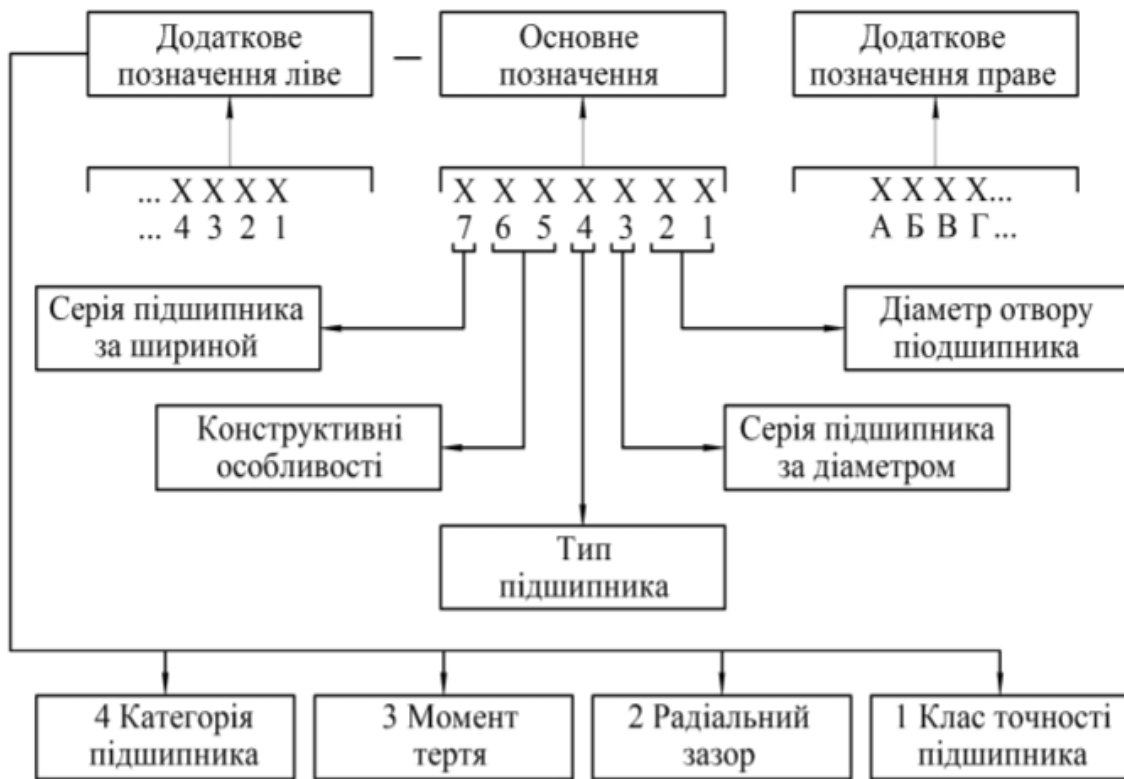


Рисунок 12.12 – Розміщення умовного позначення на підшипнику

Усі підшипники кочення мають умовне позначення, яке складається з ряду цифр.

*Дві перші цифри*, рахуючи справа, умовно позначають внутрішній діаметр підшипників. Для всіх підшипників із внутрішнім діаметром 20 мм і більше ці

дві цифри означають частку від ділення діаметра (в міліметрах) на 5. Для підшипників із внутрішнім діаметром до 9 мм перша цифра праворуч показує фактичний розмір внутрішнього діаметра в мм. Внутрішні діаметри 10; 12; 15 і 17 мм позначають двома цифрами 00; 01; 02 і 03 відповідно.

*Третя цифра праворуч та сьома цифра праворуч* позначають серію підшипників всіх діаметрів ( $d \geq 10$  мм): 9, 8 - надлегку серію, основна з особливо легких серій позначається цифрою 1, легка — 2, середня—3, важка — 4, легка широка — 5, середня широка — 6 і т. д.

Для підшипників з внутрішнім діаметром більше 9 мм вказують серію за зовнішнім діаметром (третя позиція справа) і, як правило, серію за шириною (сьома позиція справа).

Підшипники невизначених серій з внутрішніми діаметрами більше 9 мм позначають цифрами "7", "8", які стоять на третій позиції справа; сьома позиція відсутня.

Наприклад, 17 - шарикопідшипник особливо легкої серії з внутрішнім діаметром 7 мм.

Підшипники невизначених серій з внутрішнім діаметром до 9 мм позначаються цифрами "6", "7", які також стоять на другій позиції справа.

Наприклад, 68 шарикопідшипник невизначеної серії з внутрішнім діаметром 8 мм.

*Четверта цифра праворуч* позначає тип підшипника

*П'ята та шоста цифри праворуч*, що вводяться не для всіх підшипників, характеризують їхні конструктивні особливості. Наприклад, 60205 - підшипник шариковий радіальний однорядний легкої серії з внутрішнім діаметром 25 мм з однією захисною шайбою.



Таблиця 12.2 – Основні типи підшипників кочення

Тип підшипника	Позначення типу
Кульковий радіальний	0
Кульковий радіальний сферичний	1
Роликовий радіальний з короткими циліндричними роликами	2
Роликовий радіальний сферичний	3
Роликовий голчастий або з довгими циліндричними роликами	4
Радіальний роликовий з витими роликами	5
Радіально-упорний кульковий	6
Роликовий конічний	7
Упорний або упорно-радіальний кульковий	8
Упорний або упорно-радіальний роликовий	9

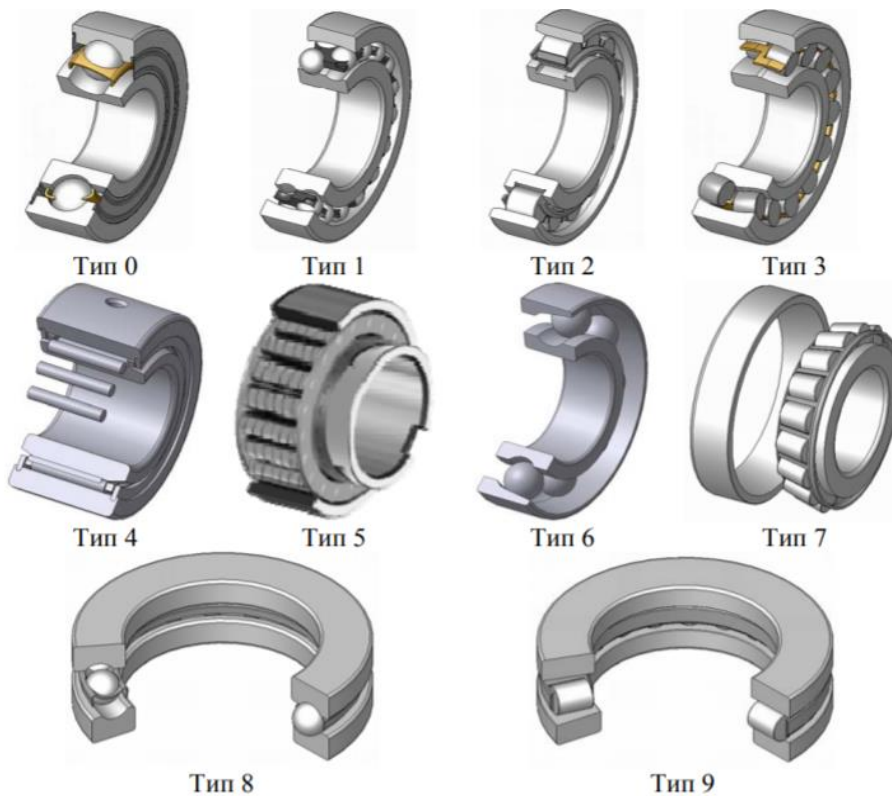


Рисунок 12.13 – Типи підшипників



Підшипники кочення поділяють на п'ять класів точності (ГОСТ 520—89), які позначаються цифрами (у порядку підвищення точності): 0, 6, 5, 4 і 2. Точність підшипників кочення в основному характеризується: а) точністю основних розмірів (внутрішнього і зовнішнього діаметрів підшипника та ширини кілець); б) точністю форми взаємного розміщення поверхонь кілець; в) точністю обертання.

Із підвищенням класу точності вартість підшипника кочення значно зростає. Підшипник класу точності 2 приблизно у 10 разів дорожчий від підшипника нормальної точності класу 0. Для більшості валів та осей загального призначення використовують підшипники нормальної точності класу 0, а підшипники більш високих класів точності — для валів, що вимагають точного обертання.

Цифри 6, 5, 4 і 2, що стоять через знак «тире» перед умовним позначенням підшипника, означають його клас точності. Нормальний клас точності позначається цифрою 0, яка не показується.

Радіальний зазор між кільцями і тілами кочення обумовлює свободу взаємного переміщення кілець в радіальному напрямі, а осьова гри обумовлює свободу взаємного переміщення кілець в осьовому напрямі.

Величини радіального зазору та осьової гри в підшипниках вибирають з урахуванням експлуатаційних характеристик опор (вантажності, швидкості обертання та інших), умов монтажу та регулювання підшипників. Вибір підшипника з оптимальним для конкретних умов експлуатації радіальним зазором та осьовою грою забезпечує раціональний розподіл навантаження між тілами кочення, зниження шуму підшипників та вібрації валу.

У підшипників з нормальними величинами радіального зазору та осьової гри відповідні умовні позначення відсутні. У підшипників з величинами радіальної щілини за додатковим рядом відповідні умовні позначення вказуються перед класом точності підшипника у його додатковій частині. Наприклад, 30-206 - це підшипник класу точності «0» з радіальним зазором за додатковим рядом 3.

## 12.5 Спеціальні технічні вимоги

Для нормальної працездатності машин і механізмів в умовах високої температури, в агресивному середовищі чи інших важких умовах підшипники одних і тих же типорозмірів виготовляються за спеціальними технічними вимогами із спеціальних матеріалів чи з деякими змінами їх конструкції.

В умовному позначенні таких підшипників для їх відміни справа від основного умовного позначення у його додатковій частині додаються спочатку літери російського алфавіту, а потім, якщо треба, і цифри. Наприклад, 210Л - підшипник з сепаратором із латуні; 210Л2 - той же підшипник, але з деякими відмінностями стосовно сепаратора в порівнянні з попередніми 210Л і 210Л1.

В таблицях 3 та 4 надані деякі найбільш поширені додаткові знаки, які використовуються вітчизняною підшипниковою промисловістю при виготовленні підшипників за спеціальними технічними вимогами.

**Таблиця 12.3 – Додаткові позначення для підшипників**

Деталі	Додаткові знаки	
	при першому виконанні	при подальшому виконанні
Всі деталі підшипника чи їх частина із нержавіючої сталі	Ю	Ю 1, Ю 2, ...
Кільця і тіла кочення чи тільки кільця (одне кільце) із цементованих сталей	Х	Х1, Х2, ...
Деталі із теплостійких сталей	Р	Р1, Р2, ...
Сепаратор із сталі	Г	Г1, Г2, ...
Сепаратор із безолов'янистої бронзи	Б	Б1, Б2, ...
Сепаратор із алюмінієвого сплаву	Д	Д1, Д2, ...
Сепаратор із латуні	Л	Л 1, Л2, ...
Сепаратор із пластичних матеріалів (поліаміди та інші)	Е	Е1, Е2, ...

Деталі, які виготовляють із спеціальних матеріалів (тверді сплави, кераміка та інші)	Я	Я1, Я2, ...
Конструктивні зміни деталей	К	К1, К2, ...
Спеціальні вимоги до підшипника за шумом	Ш	Ш 1, Ш2, ...
Модифікований (поліпшений) контакт роликів з біговими доріжками кілець	М	
Покриття свинцем, кадмієм	У	У 1, У2, ...
Підшипники закритого типу при заповненні мастилом: ОКБ122-7 ЦИАТИМ-221	С1 С2	
Спеціальні вимоги до механічних властивостей матеріалу деталей	Т, Т1, Т2, Т3 т. і.	

Таблиця 12.4 – Позначення температури відпускання кілець

Температура відпускання кілець, °С	200	225	250	300	350	400	450
Додаткове умовне позначення	Т	Т1	Т2	Т3	Т4	Т5	Т6

*Примітки до табл. 12.3 та 12.4:*

1. Для роликів циліндричних підшипників літера "К" позначає залізний штампований сепаратор; "Ш" - підшипник має нормовану шумність, яка встановлена за допомогою еталону на заводі-виготовлювачеві і яка узгоджена із споживачем; "У" - покриття, які нанесені по основному металу (для кілець - з сталі ШХ-15, для змійкових сепараторів з сталі 10, 20).

2. Підшипники закритого типу при заповненні мастилом ЦИАТИМ-201 додаткових позначень не мають.

3. Позначення підшипників, які мають декілька відмінних ознак, можуть складатись з двох, трьох перелічених вище букв чи букви з цифрою. Наприклад, ЮНТ, К1, Б1 та інші.

4. Позначенню підшипників з короткими циліндричними роликами, які мають масивний латунний заклепковий сепаратор, додатковий індекс "Л" не надається.

## 12.6 Приклади розшифровки умовних позначень підшипників

1) 310Е - підшипник шариковий радіальний однорядний, з внутрішнім діаметром 50 мм, середньої серії, з сепаратором із пластичних матеріалів, нормального (нульового) класу точності.

2) 1027340М - роликopідшипник радіально-упорний конічний однорядний, з великим кутом конусності модифікованого контакту з внутрішнім діаметром 200 мм, середньої серії діаметрів і нормальної серії ширин, нульового класу точності.

3) 7-6-180506БТ2С4 - шарикopідшипник радіальний однорядний, з внутрішнім діаметром 30 мм, легкої широкої серії з двома захисними шайбами, масивним сепаратором із безолов'яної бронзи, 6-го класу точності, з радіальною щільною за додатковим рядом 7, експлуатація виконується при  $t=250$  °С, при складанні закладається консистентне мастило ЦИАТИМ-221С.

Для взаємозамінності розміри більшості підшипників кочення відповідають стандарту ISO.

Стандарт ISO для радіальних підшипників забезпечує кілька серій стандартизованих зовнішніх діаметрів для кожного стандартного діаметру отвору. Їх називають рядами діаметрів 7, 8, 9, 0, 1, 2, 3 і 4 (в порядку збільшення зовнішнього діаметра). У межах кожного ряду діаметрів, існують різні ряди серії ширини. Їх називають рядами ширини і нумерують 8, 0, 1, 2, 3, 4, 5 і 6 (в порядку збільшення ширини).

Діаметри серії 0, 2 і 3 поєднані з шириною серії 0, 1, 2 і 3 показано на рис. 12.14.

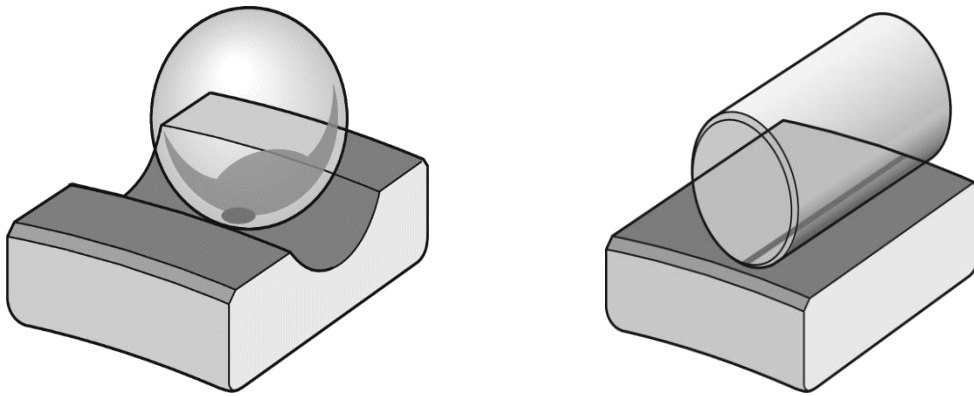


Рисунок 12.14 – Форми тіл кочення

### 12.7 Порядок виконання роботи

- 1) Вибрати з набору конкретні підшипники (за завданням викладача).
- 2) Ознайомитись з конструкцією підшипника та зробити його ескіз по відповідним вимірам.
- 3) Записати умовне позначення з його розшифруванням, тобто: а) вписати основні параметри підшипника з каталогу; б) дати коротку характеристику підшипника.
- 4) Виконати натурні заміри підшипника штангенциркулем та по результатах замірів викреслити його ескіз..

### 12.8 Звіт

1. Зробити ескізи підшипників.
2. Зробити розшифровку кожного підшипника.

## 12.9 Додатки до роботи 12

**Таблиця 12.5 – Відповідності вітчизняних та імпортованих підшипників  
(за конструктивними групами)**

ДСТУ	SKF Швеція	FAG Германия
100	6000	6000
200	6200	6200
300	6300	6300
400	6400	6400
1200	1200	1200
1300	1300	1300
1500	2200	2200
1600	2300	2300
2200	N200	N200
2300	N300	N300
2400	N400	N400
2500	N2200	N2200
2600	N2300	N2300
3500	22200	22200
3600	22300	22300
6003...6020	E3...E20	E3...E20
7200	30200	30200
7300	30300	30300
7500	32200	32200
7600	32300	32300
8100	51100	51100
8200	51200	51200
8300	51300	51300
8400	51400	51400
9100	81100	81100

9200	81200	81200
11200	1200K+H200	1200K+H200
11300	1300K+H300	1300K+H300
11500	2200K+H300	2200K+H300
11600	2300K+H2300	2300K+H2300
12200	NF200	NF200
12300	NF300	NF300
12400	NF400	NF400
12500	NF2200	NF2200
12600	NF2300	NF2300
13500	22200K+H3100	22200K+H3100
13600	22300K+H2300	22300K+H2300
18200	53200+U200	53200+U200
18300	53300+U300	53300+U300
27300	31300	31300
32100	NU1000	NU1000
32200	NU200	NU200
32300	NU300	NU300
32400	NU400	NU400
32500	NU2200	NU2200
32600	NU2300	NU2300
36100	7000C	B7000C
36200	7200C	B7200C
36300	7300C	
38200	52200	52200
38300	52300	52300
42200	NJ200	NJ200
42300	NJ300	NJ300
42400	NJ400	NJ400

42500	NJ2200	NJ2200
42600	NJ2300	NJ2300
46100	7000AC	B7000E
46200	7200AC	B7200E
46300	7300AC	-
50100	6000N	6000N
50200	6200N	6200N
50300	6300N	6300N
50400	6400N	6400N
52300	NU300+HJ300	-
52500	NU2200+HJ200	-
52600	NU2300+HJ2300	-
53500	22200	22200
53600	22300	22300
60100	6000-Z	6000Z
60200	6200-Z	6200Z
60300	6300-Z	6300Z
60400	6400-Z	6400Z
62300	NJ300+HJ300	NJ300+HJ300
62400	NJ400+HJ400	NJ400+HJ400
62500	NJ2200+HJ2200	NJ2200+HJ2200
62600	NJ2300+HJ2300	NJ2300+HJ2300
66200	7200B	7200B
66300	7300B	7300B
73600	22300K+AHX2300	22300K+AHX2300
80100	6000-2Z	6000ZZ
80200	6200-2Z	6200ZZ
80300	6300-2Z	6300ZZ
80400	6400-2Z	6400ZZ



92200	NUP200	NUP200
92300	NUP300	NUP300
92400	NUP400	NUP400
92500	NUP2200	NUP2200
92600	NUP2300	NUP2300
111200	1200K	1200K
111300	1300K	1300K
111500	2200K	2200K
111600	2300K	2300K
113500	22200K	22200K
113600	22300K	22300K
126200	QJ200	QJ200
126300	QJ300	QJ300
150100	-	6000ZN
150200	6200-ZN	6200ZN
150300	6300-ZN	6300ZN
153500	22200K	22200K
153600	22300K	22300K
160100	6000-RS	6000RS
160200	6200-RS	6200RS
160300	6300-RS	6300RS
176200	QJ200	QJ200
176300	QJ300	QJ300
178800	234400	234400
178900	234700	234700
180100	6000-2RS	6000.2RS
180200	6200-2RS	6200.2RS
180300	6300-2RS	6300.2RS
180500	62200-2RS	-

180600	62300-2RS	-
236100	7000C/DB	-
236200	7200C/DB	-
246100	7000AC/DB	-
246200	7200AC/DB	-
266200	7200B/DB	-
266300	7300B/DB	-
292100	RNU1000	RNU1000
292200	RNU200	RNU200
292300	RNU300	RNU300
292600	RNU2300	RNU2300
336100	7000C/DF	-
336200	7200C/DF	-
346100	7000AC/DF	-
346200	7200AC/DF	-
346300	7300AC/DF	-
366200	7200B/DF	-
366300	7300B/DF	-
436100	7000C/DT	-
436200	7200C/DT	-
446100	7000AC/DT	-
446200	7200AC/DT	-
466200	7200B/DT	-
466300	7300B/DT	-
480200	YAR200	56200
1000800	61800	61800
1000900	61900	61900
2007100	32000X	32000X
2007900	32900	32900

3003100	23000	23000
3003200	23200	23200
3003700	23100	23100
3056200	3200	3200
3056300	3300	3300
3113100	23000K	23000K
3182100	NN3000K	NN3000K
4074900	NA4900	NA4900

### **Контрольні запитання**

1. Призначення підшипників кочення, їх переваги та недоліки в порівнянні з підшипниками ковзання.
2. Класифікація підшипників кочення за формою тіл кочення і напрямку сприйманого навантаження.
3. Розшифровка маркування підшипників (порядок розташування цифр в умовному позначенні і їх призначення).
4. Матеріал і термічна обробка деталей підшипників.
5. Найбільш характерні різновиди конструктивного виконання підшипників.
6. Межі застосованості в загальному машинобудуванні представлених на ескізах підшипників.

## РОБОТА 13 ВИЗНАЧЕННЯ ВТРАТ НА ТЕРТЯ В ПІДШИПНИКАХ КОЧЕННЯ

**Мета роботи:** експериментальне визначення моменту тертя в підшипниках в залежності від навантаження й швидкості обертання внутрішніх кілець.

### 13.1 Загальні положення

У машинах й агрегатах найпоширенішим видом руху є обертовий рух.

Деталі обертання, як правило, опираються на підшипники. ККД агрегатів і машин у цілому залежить від ряду факторів й у тому числі від втрат у підшипниках. Тому визначення втрат на тертя в підшипниках має істотне значення.

Втрати на тертя в підшипниках кочення складаються з постійних втрат, що виникають у підшипнику незалежно від наявності зовнішнього навантаження, і втрат, що виникають тільки при прикладанні навантаження.

Постійні втрати в підшипнику залежать від конструкції підшипника, якості складання й монтажу, швидкості обертання цапфи, якості змащення, температурного режиму.

Змінні втрати виникають від дії зовнішнього навантаження й залежать від її величини.

Сумарні втрати, виражені через момент тертя в підшипнику, можуть бути визначені як:

$$T_{\Sigma} = T_0 + T_F, \quad (13.1)$$

де  $T_0$ -момент тертя, що не залежить від навантаження, а обумовлений тертям кочення кульок по доріжках кочення.

$$T_0 = 0,5c_0 d^2, \quad (13.2)$$

$T_F$  — момент тертя, що залежить від навантаження.

$$T_{Fроз} = 0,5Ffd, \quad (13.3)$$

$c_0$  й  $f$  - приведені коефіцієнти тертя відповідно при відсутності навантаження і з навантаженням;  $F$  — радіальне навантаження, Н;  $d$  — внутрішній діаметр підшипника, мм.

Якщо експериментальним шляхом визначити значення  $T_0$  і  $T_F$ , то можна знайти значення  $c_0$  й  $f$ .

Значення  $c_0$  і  $f$  при колових швидкостях до 10 м/с і помірному змащенні, отримані як результат багатьох досліджень, наведені в табл. 13.1.

**Таблиця 13.1 – Приведені коефіцієнти тертя**

Тип підшипника	$c_0$ , Н/мм	$f$
Радіальні однорядні кулькові підшипники	0,05–0,075	0,001–0,0015
Радіально-упорні кулькові підшипники	0,05–0,075	0,0008–0,0012
Радіально-упорні роликпідшипники	0,15–0,2	0,002–0,003

### 13.2 Опис пристрою для проведення роботи

Дана робота виконується на установці типу ДМ28М. У комплект установки входять три змінні головки, що відрізняються типом досліджуваних підшипників (кулькові підшипники радіальні, кулькові підшипники радіально-упорні, роликпідшипники радіально-упорні).

На приводному валу 3 установки (рис.13.1) розміщуються чотири підшипники кочення. Зовнішні кільця двох середніх підшипників 2 розташовані в загальній втулці, а зовнішні кільця двох крайніх підшипників 4 - у корпусі 8. Навантажувальний пристрій складається з динамометричної скоби 7 і гвинта 5, причому скоба 7 змонтована в обоймі 6, з'єднаній із зовнішньою поверхнею корпусу 8. За допомогою гвинта 5 навантаження через динамометричну скобу 7 і штовхач 9 передається на втулку, у якій поміщені досліджувані підшипники 2, при цьому реактивне зусилля одночасно навантажує два крайніх підшипники 4.

Момент тертя, що виникає у чотирьох підшипниках передається на корпус 8, кут повороту якого визначається закріпленим внизу маятником (вантажем) 13.

Залежно від зміни моменту тертя в підшипниках змінюється кут відхилення маятника, положення якого фіксується стрілкою 15 на шкалі 16, проградуєваної у Нм.

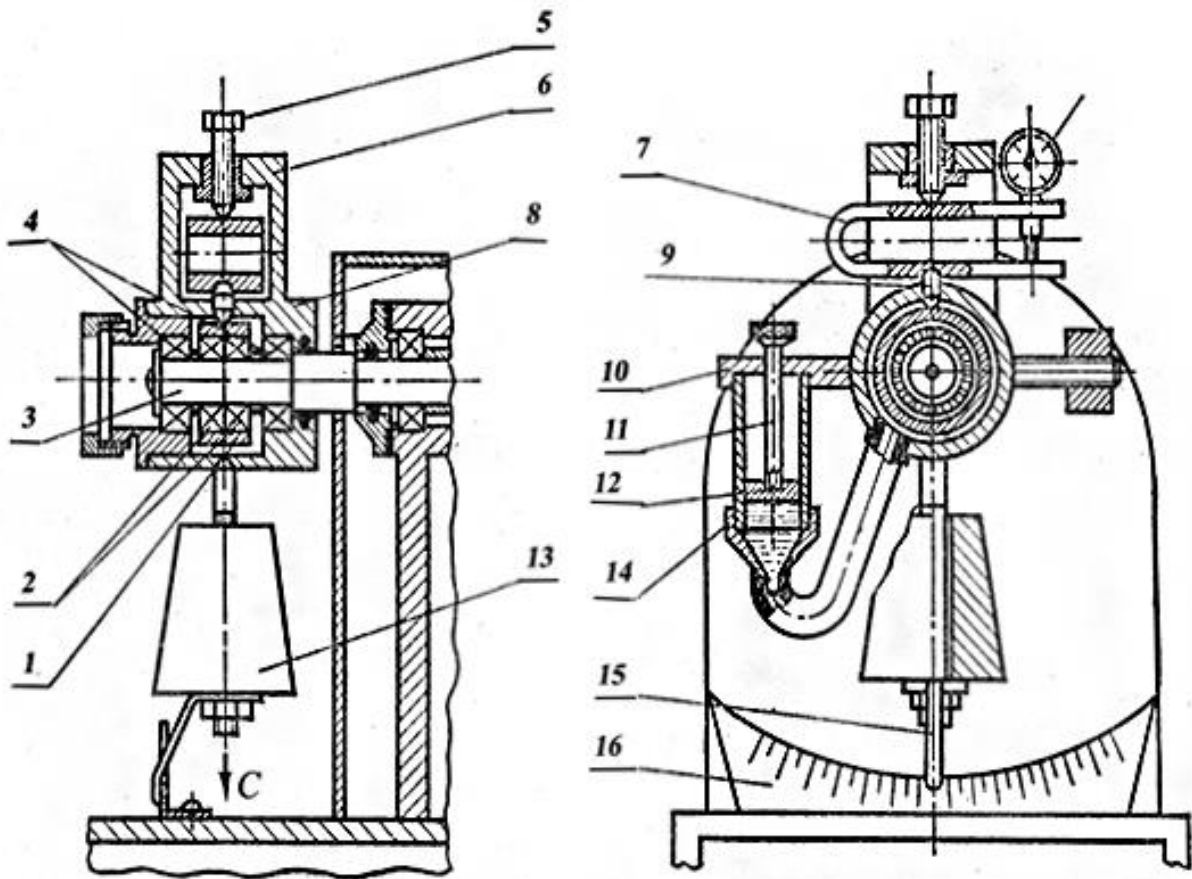


Рисунок 13.1 – Схема конструкції змінної головки

Змащення підшипників здійснюється за допомогою спеціального пристрою, що складається із циліндра 14, загвинченого в кришку 10, поршня 12 зі штоком 11. Шток поршня загвинчується в різьбовий отвір верхньої кришки. Таким чином, поршень має можливість переміщатися усередині циліндра й тим самим змінювати рівень мастила в підшипниковому вузлі.

Електродвигун зв'язаний із приводним валом установки клинопасовою передачею із триступінчастими шківками, що забезпечують обертання приводного вала із частотою 1000, 2000 й 3000 хв<sup>-1</sup>.

Деформація динамометричної скоби 7 замірюється індикатором 17. По величині деформації динамометричної скоби за графіком знаходять зусилля на підшипникові.

### 13.3 Порядок виконання роботи

1. Ознайомитися із конструкцією установки та правилами роботи на ній.
2. Установити задану головку з досліджуваним типом підшипників.
3. Для досліджуваного типу підшипника заповнити табл. 13.2.

Діаметр кульок  $d_u$  та їх кількість приблизно визначають за залежностями:

$$d_u = 0,3(D - d), \quad (13.4)$$

$$z = 2,9 \frac{D + d}{D - d}. \quad (13.5)$$

**Таблиця 13.2 – Параметри досліджуваного підшипника**

Найменування величини й розмірність	Значення величин
Тип підшипника	
Внутрішній діаметр підшипника, мм $d$	
Діаметр зовнішнього кільця $D$ , мм	
Діаметр тіл кочення $d_u$ , мм	
Кількість тіл кочення $z$	
Динамічна вантажність $C$ , Н	
Статична вантажність $C_0$ , Н	
Гранична частота обертання $n_{max}$ , $\text{хв}^{-1}$	

4. Перше випробування виконується без заповнення підшипників мастилом.
5. Перевірити, чи є в установці навантаження на підшипники.
6. Переконавшись, що підшипники не навантажені, включити електродвигун і по відхиленню вантажу маятника замірити величину  $T_{0n}$ .
7. Виключити електродвигун. Відхилення маятника показує втрати на тертя у всіх чотирьох підшипниках тому що одночасно в роботі беруть участь чотири

підшипники, тому:

$$T_0 = 0,25 T_{0n}. \quad (13.6)$$

8. Затягуючи гвинт 5 та, слідкуючи за індикатором 17, навантажуються підшипники зусиллям  $P$ .

9. Зафіксувати кут відхилення маятника.

10. Повторити навантаження з кроком 2000Н.

Навантаження робити при виключеному електродвигуні. Величина радіального навантаження на один підшипник  $F = P/2$ , тому що навантаження  $P$  розподіляється на два підшипники. Найбільша величина навантаження не повинна перевищувати допустиме значення навантаження для досліджуваного підшипника, тобто  $P = 2 P_{cm}$ .

11. Після кожного навантаження вмикати двигун, фіксуючи кут відхилення маятника.

12. Випробування повторити 3 рази, міняючи швидкість обертання вала.

13. Заповнити головку мастилом. Випробування проводять для двох рівнів заповнення:

1) до центру нижньої кульки;

2) до занурення в мастило нижньої частини зовнішнього кільця підшипника.

14. Повторити операції п.п. 5-12.

15. Визначити момент  $T_{F\text{доc}}$  від дії радіального навантаження при вимірюваннях без навантаження і під навантаженням визначається сумарний момент тертя  $T_{\Sigma} = T_0 + T_{F\text{доc}}$ , тому при відомому  $T_0$

$$T_F = T_{\Sigma} - T_0 \quad (13.7)$$

Результати замірів записуються в табл. 13.3.

16. За формулами (13.2) і (13.3), підставляючи значення  $T_0$  і  $T_{F\text{доc}}$ , отримані під час випробувань, підрахувати величини  $c_0, f$  і порівняти їх значення з даними табл. 13.1.

Дані розрахунків записуються в табл. 13.3.

17. Визначити розрахункові значення  $T_{F\text{роз}}$  за рівнянням (13.3), підставивши значення  $F_1, F_2, F_3$  і табличне значення  $f$ . Результати порівняти з експериментальними даними.



Таблиця 13.4 – Розраховані величини

Найменування величин і їх розмірність	Значення величини		
Загальне навантаження кН	$P_1$	$P_2$	$P_3$
Момент тертя без навантаження $T_0$ ,Н·мм			
Навантаження на один підшипник $F$ , кН			
Момент тертя в підшипниках $T_{Fдоc}$ ,Нмм			
Момент тертя в підшипниках $T_{Fроз}$ ,Нмм			
Момент тертя від дії загального навантаження $T_{\Sigma}$ , Нмм			
Приведений коефіцієнт тертя (при відсутності навантаження) $c_0$			
Приведений коефіцієнт тертя (з навантаженням) $f$			

### 13.4 Звіт

1. Побудувати графіки залежності  $T_{Fдоc}$  і  $T_{Fроз}$  від  $F$ .
2. Побудувати графіки залежності коефіцієнтів тертя  $f$  від  $F$ .

### Контрольні запитання

1. Де проходять витрати на тертя в підшипниках кочення?
2. Охарактеризуйте роботу пристрою для визначення коефіцієнта тертя при застосуванні підшипників кочення.
3. Які величини навантаження застосовують в пристрою для визначення моментів тертя в підшипниках кочення?
4. Які моменти тертя визначають при навантаженні пристрою для визначення коефіцієнта тертя?
5. Що показує приведений коефіцієнт тертя без навантаження пристрою?

## РОБОТА 14 ВИПРОБУВАННЯ ПІДШИПНИКІВ КОВЗАННЯ

**Мета роботи:** визначення втрат на тертя в підшипниках ковзання в залежності від навантаження і швидкості.

### 14.1 Загальні положення

Підшипники ковзання – це елементи опор валів і осей, поверхня цапф яких взаємодіє через шар мастила або безпосередньо з охоплюючою її нерухомою поверхнею підшипника. Нормальна робота підшипників ковзання без систематичного спрацьовування поверхонь цапфи вала і підшипника можлива лише при розділенні цих поверхонь шаром мастила достатньої товщини. Наявність шару мастила між робочими поверхнями може бути забезпечена лише надлишковим тиском, який буває *гідродинамічним*, що створюється при обертанні цапфи, або *гідростатичним*, що виникає внаслідок подачі мастила відповідною помпою. Основне практичне застосування мають підшипники з *гідродинамічним* змащуванням.

Підшипники ковзання вимагають систематичного нагляду та безперервного змащування, мають більш високі втрати на тертя при малих швидкостях обертання валів і потребують підвищених пускових моментів під час пуску машини. Крім цього, цапфи валів та осей, що працюють у підшипниках ковзання, повинні мати високу якість поверхні для того, щоб запобігти прискореному спрацьовуванню підшипника та цапфи.

*Конструкції* підшипників ковзання бувають дуже різноманітні. У найпростішому вигляді підшипник ковзання складається з корпусу та вкладиша, який розміщується і фіксується у корпусі. Взаємодія опорної цапфи вала з підшипником відбувається через вкладиш та шар мастила між їхніми поверхнями. Для подачі мастила у корпусі і у вкладиші підшипника передбачається спеціальний отвір.

За техніко-економічними міркуваннями більш доцільно, щоб у парі цапфа

— вкладиш більш стійкою проти спрацювання була поверхня цапфи. З цією метою цапфи валів піддають поверхневому гартуванню, яке забезпечує високу твердість робочої поверхні.

Вкладиші виготовляють із різних матеріалів: чавуну, сплавів кольорових металів, спечених матеріалів, графіту та синтетичних матеріалів.

*Чавун* придатний для вкладишів при невисоких безударних навантаженнях та низьких колових швидкостях. Потрібне припрацювання чавунних вкладишів на холостих режимах роботи.

До кольорових антифрикційних сплавів належать бронзи, латуні, бабіти, алюмінієві сплави.

*Бронзи* з вмістом олова (БрО10Ф1 та ін.) мають високі антифрикційні властивості і їх використовують в умовах високих тисків та швидкостей. При змінних та ударних навантаженнях високу стійкість має свинцева бронза БрС30, яка використовується у підшипниках двигунів внутрішнього згорання. Широко розповсюджені також дешевші безолов'яні бронзи, наприклад БрА9ЖЗА.

*Латуні* ЛКС80-3-3, ЛМцЖ52-4-1 та ін. ефективні при порівняно високих навантаженнях, але низьких колових швидкостях.

*Бабіти* використовують для нанесення на робочі поверхні чавунних або бронзових вкладишів. Високоолов'яні бабіти, наприклад Б83, використовують при дуже високих швидкостях та тисках. За антифрикційними властивостями бабіт перевершує всі інші сплави, але за механічною міцністю значно поступається чавуну та бронзі. Негативною властивістю бабіту є крихкість та його висока вартість.

З *алюмінієвих сплавів* найперспективнішими є алюмінієво-олов'яні антифрикційні сплави А09-2, А09-1 та ін. Вони мають високу втомну міцність і здатні працювати протягом значного часу в умовах недостатнього змащування. Ці сплави застосовують у підшипниках потужних двигунів внутрішнього згорання.

*Спечені матеріали* мають у своїй основі мідний або залізний порошок. Вкладиші, які виготовляють пресуванням та спіканням при високій температурі

порошка з добавкою графіту, мають порувату структуру і можуть працювати довгий час без подачі мастила за рахунок їхнього попереднього просочування рідким мастилом.

*Неметалеві матеріали* (гума, тверді породи дерева та пластмаси) значно розповсюджені як підшипникові матеріали, що пов'язано з їхніми високими антифрикційними властивостями в парі із сталевую цапфою вала. Їх важливою перевагою є можливість роботи при змащуванні водою. Серед пластмас для вкладишів підшипників використовують текстоліти, ДШП, поліаміди (капрон, фторопласт-4) та ін.

Для змащування підшипників ковзання застосовують рідкі, пластичні та тверді мастильні матеріали.

Основним мастильним матеріалом є рідкі мастила, бо вони рівномірно розподіляються на поверхнях тертя, мають мале внутрішнє тертя і задовільно працюють у широкому діапазоні температур. Переважне застосування знаходять мінеральні мастила, які є продуктом переробки нафти. Рослинні (льняне, рицинове та ін.) і тваринні мастила мають високі мастильні властивості, але вони дорогі і тому використовуються лише у спеціальних випадках.

Важливими властивостями мастил, які визначають їхню мастильну здатність, є в'язкість (при роботі в умовах рідинного тертя) та маслянистість (при роботі без рідинного тертя).

*В'язкість* — властивість чинити опір при зсуві одного шару рідини щодо іншого.

*Маслянистість* — здатність мастильного матеріалу до адсорбції, тобто до утворення та утримування на поверхнях тертя деталей тонких плівок.

Із мінеральних мастил широко застосовують такі, як індустриальне, турбінне, авіаційне, циліндрове

*Пластичні мастила* виготовляють згущуванням рідких мінеральних мастил кальцієвими або натрієвими милами. У першому випадку дістають солідоли, а у другому—консталіни. Пластичні мастила добре герметизують підшипники і допускають підвищені тиски. У порівнянні з рідкими мастилами внутрішнє тертя

(в'язкість) у них більш високе. Солідоли використовують при температурах до 60—80 С°. Суттєвою їхньою перевагою є вологостійкість. При підвищених температурах (до 110...120 °С) використовують натрієві мастила: мастило жирове 1-13, консталін жировий, консталін синтетичний. Існують універсальні пластичні мастила, які добре працюють у широкому діапазоні температур; мастило УНІОЛ, наприклад, допускає роботу при 150...160 С°, стійке навіть у киплячій воді

Із *твердих мастильних матеріалів* в основному застосовують колоїдний графіт та дисульфід молібдену. Тверді мастила використовують в умовах, коли рідкі та пластичні мастила нероботоздатні (низька або висока температура, вакуум, агресивне середовище), а також у тихохідних відкритих підшипниках, що працюють при високих тисках, де важко утримати рідке чи пластичне мастило.

Подача мастильного матеріалу до підшипників ковзання залежно від їхнього призначення та умов роботи може бути індивідуальною або централізованою, періодичною або безперервною, самоподачею або під тиском. Для змащування використовують спеціальну мастильну арматуру.

Звичайно подача мастила здійснюється у зону найменшого тиску у підшипнику ковзання. Розподіл мастильного матеріалу у підшипниках досягається за допомогою мастильних рівців на робочій поверхні їхніх вкладишів у ненавантаженій зоні.

## **14.2 Опис пристрою для проведення роботи**

Установка для випробувань складається з приводу, робочого шпинделя, головки навантаження і вимірювального пристрою.

Усі частини установки змонтовані на станині 1 (рис. 14.1) і в корпусі 2, виконаних у виді коробчатих відливків.

Обертання шпинделя 19 здійснюється електродвигуном через двошвидкісну клинопасову передачу.

Натяг пасів виконується натяжним пристроєм, що повертає електродвигун навколо осі, на яку він посаджений усередині корпусу. Передня робоча частина

шпинделя несе на собі обойму, що притискається до шпинделя зусиллям електромагніта або динамометра.

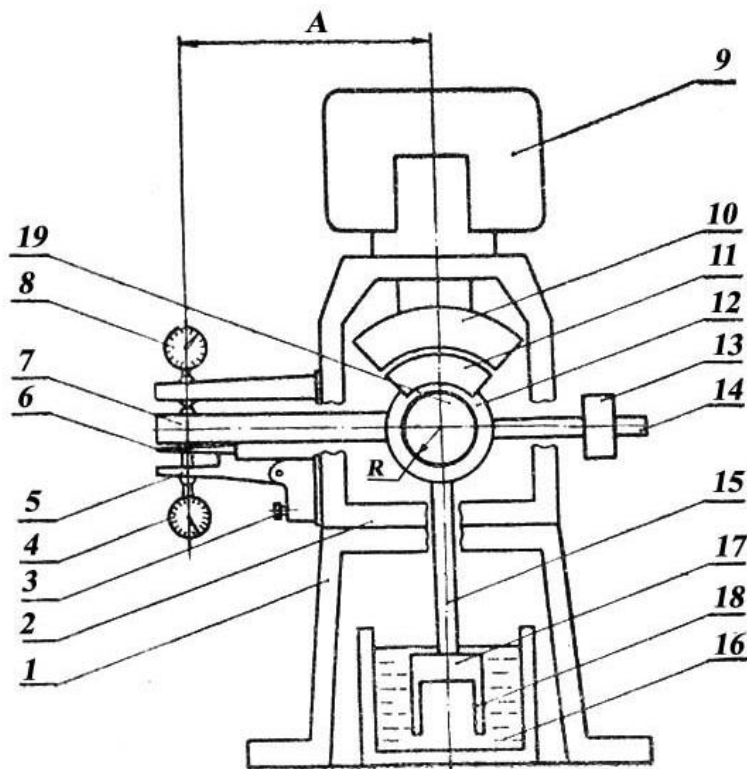


Рисунок 14.1 – Схема установки для випробувань підшипників ковзання

Головка навантаження складається з обойми 12, важеля вимірювального пристрою 7, стержнів 14 я 15 з вантажами 13 і 17, що врівноважують якір магніту.

Котушка 9 електромагніта одержує струм через випрямляч типу ВСА-5, що дозволяє на двох діапазонах змінювати напругу постійного струму від 0 до 65 В. Притягуючи якір, магніт підтягує знизу обойму до обертового шпинделя, а тертя ковзання, що утвориться при цьому, прагне повернути якір з обоймою на деякий кут.

Вимірювальний пристрій складається з двох індикаторів 4 і 8, і кронштейна 5 із силовою пружиною 6. Ніжка верхнього індикатора 8 упирається у важіль 7, а нижнього індикатора 4 у силову пружину 6.

Для сталої роботи індикатора до противаг магніту 17 (у нижній його частині) прикріплені дві пластинки 18, занурені в бачок 16 з в'язким мастилом.

Змащення шпинделя здійснюється з бачка, який розташовано у верхній частині корпусу. Кран і трубопровід служать для рівномірної подачі мастила під час роботи установки.

Голівка навантажування з динамометром відрізняється тим, що до обойми замість якоря магніту прикріплена стрічка, яка з'єднується з динамометром у верхній частині корпусу. При обертанні рукоятки стрічка тягне обойму нагору, притискаючи її до шпинделя.

Зусилля навантаження визначається за напругою електромагніта або за показниками індикатора динамометра за допомогою тарувальних характеристик.

**Таблиця 14.1 – Тарувальна характеристика електромагніта**

<b>Напруження U, В</b>	5	15	25	35	45	55	65
<b>Зусилля, Н</b>	830	3200	4500	5600	6200	7400	8000

**Таблиця 14.2 – Тарувальна характеристика динамометру**

<b>Навантаження, Н</b>	<b>Середні заміри по індикатору, мм</b>	
	<b>Прямий хід</b>	<b>Зворотній хід</b>
0	200,0	200,0
500	270,7	270,7
1000	341,3	341,4
1500	412,4	412,4
2000	483,1	483,2
2500	553,7	558,7
3000	624,5	624,6
3500	695,6	695,6
4000	766,2	766,2
4500	837,2	837,2
5000	908,2	----

*Діаметр і довжина втулки підшипника – 60х60 мм.*

*Методи навантаження: а) електромагнітом постійного струму, б) динамометром.*

Зусилля навантаження лежить у межах від 0 до 5000 Н.

Регулювання навантаження здійснюється: а) зміною сили струму, б) зміною натягу пружини динамометра.

Методи виміру: а) індикаторами годинного типу, б) тензодатчиками.

Швидкість обертання вала : 600 - 1400 хв<sup>-1</sup>.

Привід здійснюється електродвигуном потужністю 0,6 кВт при напрузі 220 В і частоті обертання 1400 хв<sup>-1</sup>.

### 14.3 Порядок проведення роботи

1. Перевіряється положення вимикачів на панелі випрямляча. Усі вони повинні знаходитися в положенні «виключене». Рукоятка випрямляча повинна займати ліве положення, а перемикач ступіней випрямляча -положення «1 ступінь».

Кран на масляному трубопроводі повинний бути закритий.

2. Пас передачі встановлюється на задану швидкість обертання.

3. Важіль 7 врівноважується вантажем 13 так, щоб він зайняв нейтральне положення. Кронштейн 5 повертається гвинтом 3 так, щоб силова пружина 6 уперлася знизу у важіль 7. При цьому важіль повинен упиратися в ніжку верхнього індикатора, а нижня силова пружина повинна упиратися в ніжку нижнього індикатора.

4. Стрілки індикатора встановлюються в нульове положення, для чого на панелі необхідно включити «мережа» і переключити випрямляч на II ступінь. Поворотом рукоятки довести напругу до 65 В. Потім, не включаючи двигуна, дати магнітові максимальну напругу 65 В. При цьому стрілки індикаторів повинні показувати нуль або мати відхилення не більш 2-3 поділки. Якщо відхилення більше зазначеного, то необхідно знову відрегулювати установку важеля 7 в нейтральному положенні.

При роботі з динамометром для перевірки правильності установки індикаторів (на нульове положення) необхідно, не включаючи двигуна, натягнути стрічку зусиллям 5000 Н. При цьому стрілки індикаторів повинні показувати нуль



або мати відхилення не більш 2-3 поділки.

5. Відкрити кран на масляному трубопроводі й установити нормальну подачу мастила на підшипник.

6. Включити двигун, при обертанні шпинделя проти годинникової стрілки обойма буде повертатися в тому ж напрямку, важіль буде надавлювати на пружину, а індикатори будуть показувати величину її деформації.

Виміряти деформацію пружини без навантаження. Показання індикаторів занести в таблицю.

7. Включити магніт і переключенням рукоятки випрямлювача установити напругу 6, 8 або 10 В. Динамометром встановлюється початкове навантаження 500 Н. Заміряти деформацію по індикатору. Показання індикаторів занести в таблицю.

8. Збільшувати напругу ступенями в 5...10 В або зусилля динамометра через 500 Н. Записувати деформації в таблицю.

9. Не зупиняючи двигуна, зробити ступінчасте зниження навантаження до нуля і записати показання індикаторів.

10. Повторити експеримент три рази. Результати занести в табл. 11.3.

11. Вирахувати середні значення.

12. Виключити установку й установити усі вимикачі у вихідне положення.

Користуючись табл. 14.1 та 14.2, визначити коефіцієнт тертя з залежності:

$$T_{mp} = PA = fFR, \quad (11.1)$$

$$f = \frac{PA}{RF} = 10 \frac{P}{F}. \quad (11.2)$$

де  $T_{mp}$  - момент тертя на цапфі;

$P$  - зусилля пружини, Н;

$R$  - радіус шпинделя, рівний 0,03 м;

$A=0.3$  м - відстань від ніжок індикатора до центра шпинделя;

$F$  - зусилля стиску електромагніта, Н.

13. Побудувати графік  $f = f(F)$  залежності коефіцієнта тертя від зусилля.

14. Змінити швидкість обертання шпинделя.

15. Повторити визначення коефіцієнта тертя для даної швидкості обертання шпинделя.

16. Побудувати графік  $f = f(n)$  залежності коефіцієнта тертя від швидкості при визначених зусиллях стиску.

**Таблиця 14.3 – Результати експериментів**

№	Показники	Повторність		
		1	2	3
1	Напруга, В			
2	Деформація пружини, мм			
3	Зусилля пружини, Н			
4	Зусилля стиску електромагніта, Н			
5	Коефіцієнт тертя, $f$			

#### 14.4 Звіт

Результати проведених експериментів занести в табл. 14.3.

#### Контрольні запитання

1. Які матеріали застосовують для підшипників ковзання?
2. Які недоліки мають підшипники ковзання в порівнянні з підшипниками кочення?
4. Які мастила застосовують для підшипників ковзання?
5. Які величини коефіцієнтів тертя в підшипниках ковзання?
6. Які характеристики мастил для підшипників ковзання є головними?
7. Як проводиться визначення коефіцієнта тертя за допомогою пропонуваного пристрою?

## РОБОТА 15 ВИВЧЕННЯ КОНСТРУКЦІЙ ТА ПЕРЕВІРОЧНИЙ РОЗРАХУНОК МУФТ

**Мета роботи:** ознайомлення з конструкцією, отримання навичок самостійного аналізу конструкції та засвоєння методів розрахунку муфт.

### 15.1 Загальні відомості, призначення та класифікація муфт

*Муфтою* називають пристрій для з'єднання кінців валів або з'єднання валів із вільно насадженими на них деталями (зубчастими колесами, шківками, зірочками і т. д.), передавання обертового моменту та зміни його величини і напрямку.

Крім з'єднувальних функцій (кінематичних і силових) механічні муфти призначені для виконання цілого ряду інших функцій, наприклад:

1) управління роботою – включення і виключення виконавчого механізму під час роботи двигуна, полегшення запуску машини та інше;

2) регулювання параметрів – обмеження частоти обертання (максимальної або мінімальної), відвернення від раптових (недопустимих) перевантажень на деталі, вузли і машини;

3) компенсація похибок монтажу і зв'язаних з ними від'ємних наслідків – компенсація неточностей у відносному розміщенні валів (поперечному, повздовжньому, кутовому).

Механічні муфти класифікуються за окремими ознаками.

За принципом дії і основним призначенням вони підрозділяються на чотири класи:

а) постійні механічні муфти (які не допускають роз'єднання валів в процесі роботи машини);

б) керовані (зчіпні) муфти (які дозволяють з'єднувати і роз'єднувати вали);

в) самокеровані (автоматичні) муфти (які автоматично роз'єднують вали при зміні заданого режиму роботи);

г) запобіжні муфти (які роз'єднують вали при порушенні нормальних режимів роботи).

Класи муфт (крім четвертого) підрозділяють на групи (механічні, гідромеханічні, електромагнітні); підгрупи (за характером з'єднання валів: жорсткі (глухі), які не допускають компенсації зміщень валів; пружні, запобіжні, обгінні та ін.; типи: фрикційні, з руйнівним елементом та ін. і конструктивне виконання (кулачкові, кулькові, зубчасті, фланцеві, втулкові та ін.)).

Основні типи муфт регламентовані стандартом для деякого діапазону діаметрів валів і розраховані на передачу визначеного крутного моменту.

### 15.1.1 Постійні муфти

*Фланцева муфта* (рис. 15.1) складається із двох напівмуфт 1 і 2, з'єднаних болтами 4, часто із використанням центруючого кільця 3. Ці муфти застосовуються для з'єднання співвісних валів при передачі номінального обертового моменту: сталевими муфтами від 16 до 40000 Н·м і колової швидкості до 70 м/с; чавунними муфтами від 8 до 20000 Н·м і колової швидкості до 35 м/с. Діапазон діаметрів валів від 12 до 250 мм. Посадочні отвори для валів можуть бути циліндричними або конічними. Фланці напівмуфт з'єднуються болтами, з яких половина (через один) ставиться із зазором і знаходяться під дією розтягу. Інші болти встановлюють в розвернуті отвори без зазору і вони здійснюють взаємне центрування напівмуфт і працюють на зріз. Розрахунок болтів ведуть тільки на зріз. Фланцеві муфти стандартизовані (ГОСТ 20761-80) для валів діаметром 12-220 мм і обертових моментів 8-45000 Н·м. Півмуфти виготовляють із сталі 40, сталевого литва 35Л або з чавунного литва СЧ28 – для муфт великих розмірів. Болти, що ставляться із зазором, переважно із сталі Ст3, а болти без зазору – зі сталей 40, 45.

Болт у з'єднанні розраховують за умови міцності на зріз:

$$\tau_{zp} = F / A_{zp} = \frac{8 \cdot 10^{-3} T_p}{\pi \cdot d^2 \cdot D_o \cdot z} \leq [\tau_{zp}], \quad (15.1)$$

де  $A_{зр} = \pi d^2 / 4$  – тому, що зріз болта відбувається в одній площині;

$[\tau_{зр}]$  – допустиме значення напруги зрізу – (40-45) МПа;

$D_0$  – діаметр кола центрів болтів, мм;

$z$  – число болтів.

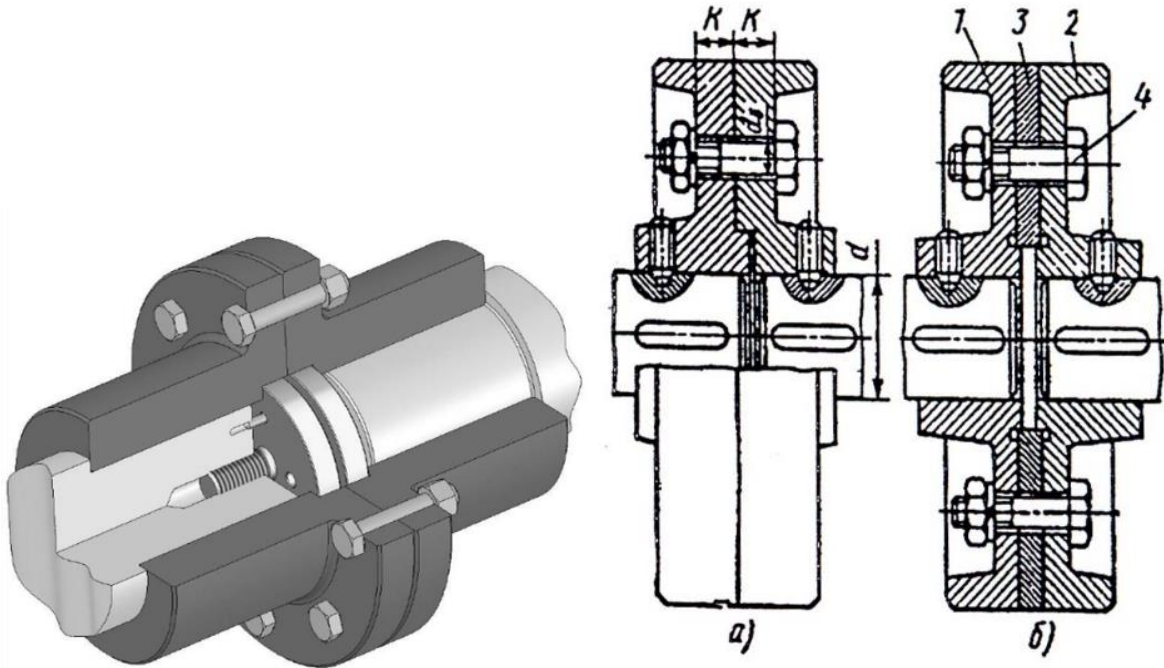


Рисунок 15.1 – Фланцева муфта:

1, 2 – півмуфти; 3 – центруюче кільце; 4 – болти;  $d$  – діаметри валів

### 15.1.2 Некеровані муфти

До *некерованих* муфт відносять *пружні муфти*, які призначені для зменшення динамічних навантажень у приводі і невеликої компенсації неспіввісності валів. Пружні муфти можуть бути з неметалевими (гумовими) та з неметалевими (пружними) елементами. Найбільш поширеними є втулкові пальцеві пружні муфти з гофрованими гумовими втулками, а також муфти з гумовими пружними елементами у вигляді зірочки і з тороподібною гумовою пружною оболонкою.

*Втулково-пальцева пружна муфта (МПВП)* (рис. 15.2) за конструкцією аналогічна фланцевій муфті, але замість з'єднувальних болтів у пружної муфти є сталеві пальці 1, на які встановлені гофровані гумові втулки 2, що з'єднують півмуфти 3 і 4. Еластичні гумові втулки дозволяють компенсувати незначні

осьові ( $\Delta o = 1...5 \text{ мм}$ ), радіальні ( $\Delta r = 0,2...0,6 \text{ мм}$ ) і кутові ( $\Delta \alpha = (0,5...1,0)^\circ$ ), переміщення валів. Муфти передають обертові моменти від 6,3 до 16000 Н·м, зменшують динамічні навантаження при з'єднанні валів від 9 до 160 мм, при частотах обертання до  $8800 \text{ хв}^{-1}$  (ГОСТ 21424-75).

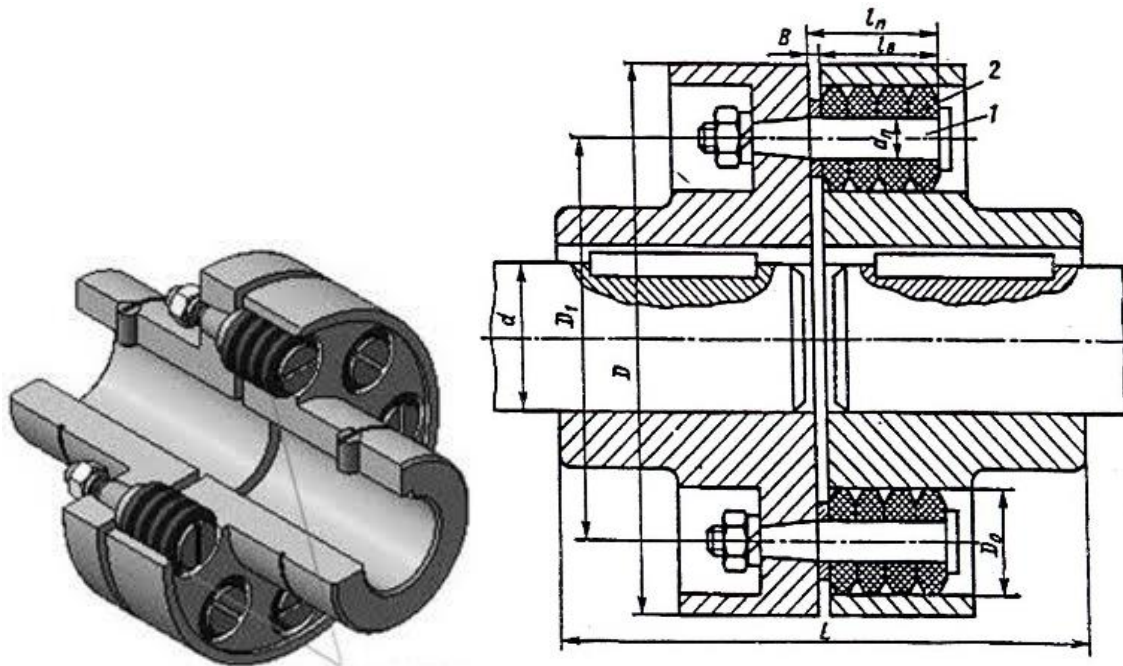


Рисунок 15.2 – Пружна втулково-пальцева муфта:  
1 – сталеві пальці; 2 – еластичні втулки

*Перевагами* МПВП є простота конструкції та зміни пружних елементів, малі габарити та маса.

*Недоліками* цих муфт є збільшене спрацювання пружних елементів, нерівномірність розподілу навантаження між пальцями муфти і додаткове навантаження у радіальному напрямку.

Матеріалом півмуфт може бути сірий чавун СЧ21 або сталі 35, 35Л; матеріалом пальців – сталь 45, а втулок – гофрована гума з границею міцності при розтягу не менш ніж 8 МПа. Муфти вибирають за відповідними діаметрами за величиною розрахункового обертового моменту  $T_p$  із урахуванням максимальної кутової швидкості  $\omega_{\max}$ .

Перевірний розрахунок пружних втулково-пальцевих муфт проводять для сталевих пальців на згин і гумових втулок на зминання:

$$\sigma_{3z} = \frac{T_p \cdot l_n}{0,1d_n^3 \cdot D_1 z} \leq [\sigma]_{3z}; \quad (15.2)$$

$$\sigma_{3M} = \frac{2T_p}{d_n \cdot l_{bm} \cdot D_1 z} \leq [\sigma]_{3M}, \quad (15.3)$$

де  $T_p$  – розрахунковий обертовий момент:

$$T_p = K_p \cdot T, \quad (15.4)$$

де  $K_p$  – коефіцієнт режиму роботи машин чи привода

$d_n, l_n, l_{bm}, D_1$  – відповідно діаметр пальця, довжина пальця, довжина втулки і діаметр півмуфти (див. рис 15.2);

$z$  – число пальців;

$[\sigma_{3z}]$  – допустиме напруження на згин (для пальців із сталі 45)

$$[\sigma_{3z}] = 80 \dots 90 \text{ (МПа)}; \quad (15.5)$$

$[\sigma_{3M}]$  – допустиме напруження зминання гумової втулки

$$[\sigma_{3M}] = 2 \text{ МПа}. \quad (15.6)$$

### 15.1.3 Компенсуючі муфти

*Жорсткі компенсуючі муфти* призначені для з'єднання валів із незначними, в порівнянні із пружними муфтами, неточностями виготовлення або монтажу, а також пружними деформаціями валів. Такі муфти призводять до незначних радіальних навантажень на вали і підвищують надійність роботи приводів. До жорстких компенсуючих муфт належать кулачково-дискові, зубчасті, ланцюгові, шарнірні та ін.

*Кулачково-дискова муфта* (рис.15.3) – призначена для з'єднання валів діаметром від 16 до 150 мм, при номінальному обертовому моменті від 16 до 16000 Н·м без зменшення динамічних навантажень. Максимальна частота обертання 4 с<sup>-1</sup> для муфт із зовнішнім діаметром до 300 мм і 2 с<sup>-1</sup> для муфт більшого діаметра. Муфта допускає осьове зміщення 2-4 мм кутове зміщення геометричних осей валів до 0°30' і їх радіальне зміщення від 0,6 до 3,6 мм (в залежності від діаметра вала). Посадочні отвори для валів можуть бути циліндричні або конічні. Розміри муфт вибирають згідно з ГОСТ 20720-81.

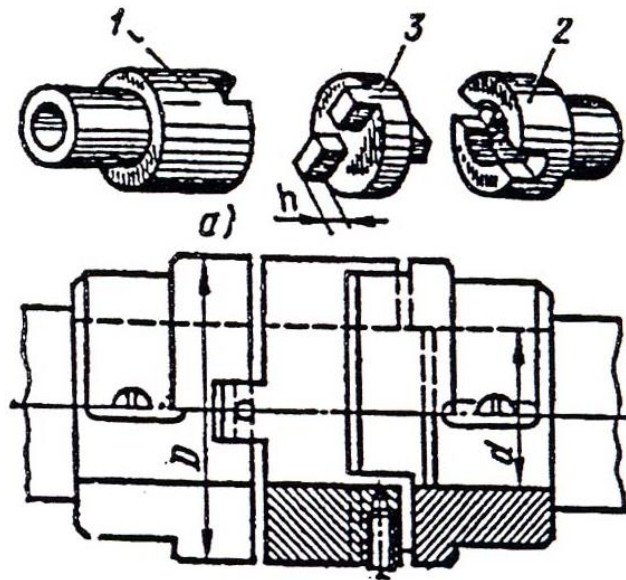


Рисунок 15.3 – Кулачково-дискова муфта:

а – розібрана; б – складена; 1, 2 – півмуфти; 3 – плаваючий диск; d – внутрішній діаметр муфти; D – зовнішній діаметр муфти

Кулачково-дискова муфта складається із півмуфт 1 і 2, що взаємодіють між собою за допомогою диска 3 і кожуха 4 Пази на півмуфтах є напрямками для взаємноперпендикулярних виступів диска. Зазори між пазами і виступами півмуфт і диска і дозволяють компенсувати неточності виготовлення і монтажу валів.

Півмуфти і диски виготовляють в основному із сталі 45Л, а для важконавантажених муфт застосовують леговані цементовані сталі 15Х, 20Х.

*Переваги* кулачково-дискових муфт – можливість компенсувати ексцентриситет і перекіс валів, простота і надійність конструкції.

*Недоліками* цих муфт є підвищена чутливість до перекосів валів, необхідність постійного змащення робочих поверхонь кулачків (один раз за зміну) твердими мастильними матеріалами на основі графіту для підвищення їх роботоздатності. Перевірний розрахунок кулачково-дискових муфт проводять із умови стійкості муфт проти спрацювання при зминанні:

$$\sigma_{з.м} = 6T_p D / [h(D^3 - d^3)] \leq [\sigma_{з.м}], \quad (15.7)$$

де  $T_p$  – розрахунковий обертовий момент, Н·м;

D, d, h – відповідно зовнішній, внутрішній діаметри муфти і ширина контакту кулачків з пазами, мм;



$[\sigma_{зм}]$  – допустиме напруження зминання рівне  
(15...20) МПа. (15.8)

При роботі муфти вали додатково навантажуються радіальною силою

$$F_m = (0,3...0,4)T_p / D. \quad (15.9)$$

Зубчаста муфта (рис. 15.4) призначена для передачі великих обертових моментів від 1000 до 63000 Н·м для діаметрів валів 40...500 мм (ГОСТ 5006-83). Зубчасті муфти компенсують такі зміщення валів: осьове  $\Delta o = (3..4)$  мм; радіальне  $\Delta r = (1,5...2,0)$  мм і кутове  $\Delta \alpha = (0,5...1,0)^\circ$ , а також комбіновані зміщення валів.

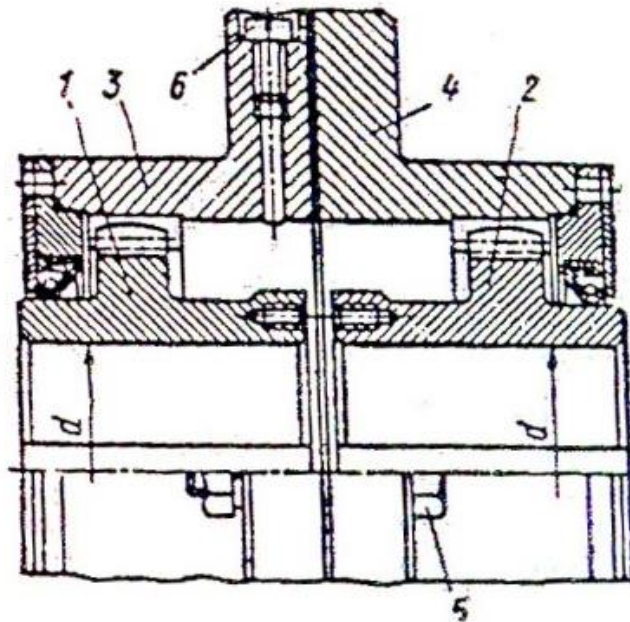


Рисунок 15.4 – Зубчаста муфта:  
1, 2 півмуфти; 3, 4 – обойми із внутрішніми зубцями; 5 – болти;  
6 – отвір для заливання мастила

Зубчаста муфта складається із двох півмуфт 1 і 2 із зовнішніми зубцями і двох 3 і 4 із внутрішніми зубцями. Обойми муфт з'єднані болтами 5. Через отвір 6 в муфту заливається рідке мастило високої в'язкості (один раз на три місяці).

*Переваги:* невелика маса, малі габаритні розміри, висока несуча здатність, допускає високі колові швидкості.

*Недоліки:* підвищена точність виготовлення зубчастих вінців евольвентного профілю як і у зубчастих колесах; необхідність термообробки зубців до HRC

40...45. Для усунення ударів при включенні в зубчастих муфтах іноді застосовують синхронізатори (наприклад, в коробках швидкостей автомобілів), які вирівнюють кутові швидкості валів перед їх з'єднанням.

Перевірний розрахунок зубчастих муфт проводять із умови стійкості зубців муфти проти спрацювання при зминанні:

$$\sigma_{зм} = T_p \cdot 10^3 / (0,9D_0^2b) \leq [\sigma]_{зм}, \quad (15.10)$$

де  $D_0$  – дільний діаметр зубчастих вінців;

$b$  – ширина зубчастого вінця півмуфти;

$T_p$  – розрахунковий обертовий момент;

$[\sigma]_{зм}$  – допустиме напруження зминання приймають рівним (12...15) МПа.

Зубчасті півмуфти і обойми виготовляють із вуглецевих 45, 50 і легованих сталей 40Х, 40ХН. ККД зубчастих муфт  $\eta = 0,98...0,99$ , а додаткове радіальне навантаження валів при їхньому радіальному зміщенні

$$F_m \approx (0,2...0,3)T_p / D_o. \quad (15.11)$$

*Ланцюгова муфта* (рис.15.5) призначена для передачі обертових моментів від 63 до 8000 Н·м для діаметрів валів 20-130 мм (ГОСТ 20742-81). Ланцюгові муфти компенсують такі зміщення валів: радіальні  $\Delta r$  до 1,2 мм і кутові до  $\Delta \alpha$  до  $1^\circ$ .

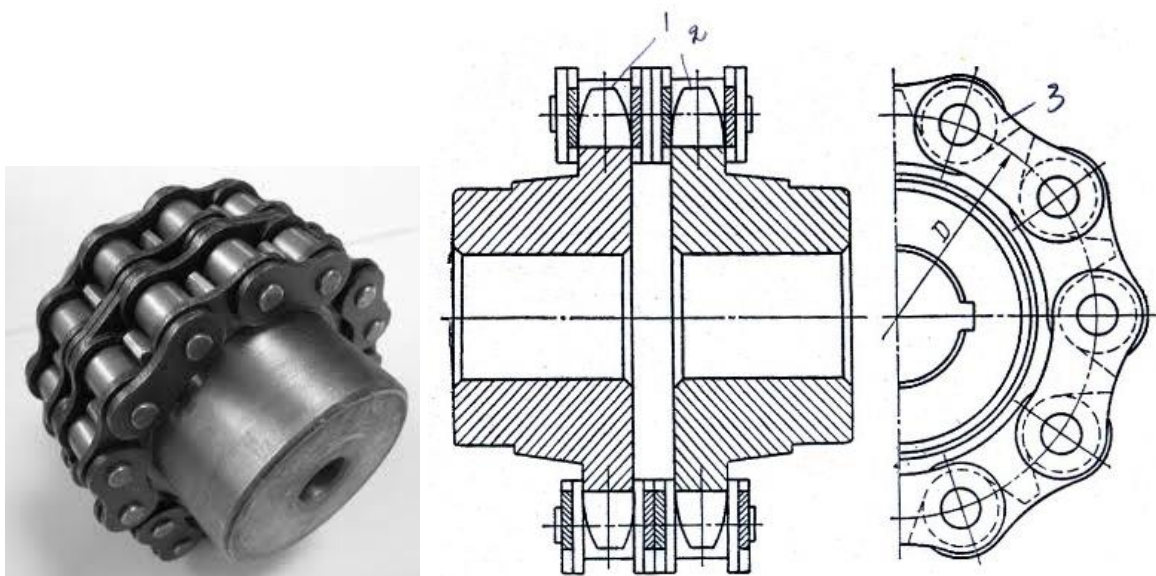


Рисунок 15.5 – Ланцюгова муфта:  
1, 2 півмуфти із зірочками; 3 – ланцюг

Ланцюгова муфта складається із двох півмуфт зірочок із однаковим числом зубців, які оцінюють одно- або дворядні (рідко) роликові ланцюги, що розміщені в кожусі.

*Переваги:* простота конструкції; малі габаритні розміри; простота монтажу та демонтажу без осьових зміщень валів.

*Недоліки:* наявність зазорів у зачепленні ланцюга не дозволяє їх застосування у приводах, які мають реверс; підвищена кількість елементів у ланцюгах привода до швидкого їх спрацювання і зменшення точності роботи муфти.

Перевірний розрахунок ланцюгових муфт проводять також із умови стійкості зубців зірочок проти спрацювання при зминанні:

$$\sigma_{зм} = T_p \cdot 10^3 / (0,9D^2 \cdot B) \leq [\sigma]_{зм}, \quad (15.12)$$

де  $D$  – ділильний діаметр зубчастих вінців;

$B$  – ширина зубчастого вінця зірочки;

$T_p$  – розрахунковий обертовий момент:

$$T_p = 1,7F_m \cdot D; \quad (15.13)$$

$[\sigma]_{зм}$  – допустиме напруження зминання приймають рівним [12...15] МПа.

Розрахунок ланцюга ланцюгової муфти може проводитись також на втому ланок та допустимий тиск у шарнірах за умови стійкості проти спрацювання.

Для підвищення довговічності ланцюгових муфт можна рекомендувати їх періодичне змащення.

#### 15.1.4 Зчіпні муфти

*Зчіпні муфти* іноді називають керованими. Зчіпні муфти в основному призначені для з'єднання і роз'єднання валів під час зупинки і роботи привода без зупинки двигуна. За принципом роботи розділяють кулачкові та фрикційні зчіпні муфти.

*Кулачкові муфти* (рис. 15.6) призначені для з'єднання валів при зупинках або при малих кутових швидкостях обертання не навантажених валів. Виключення муфти допускається на ходу.

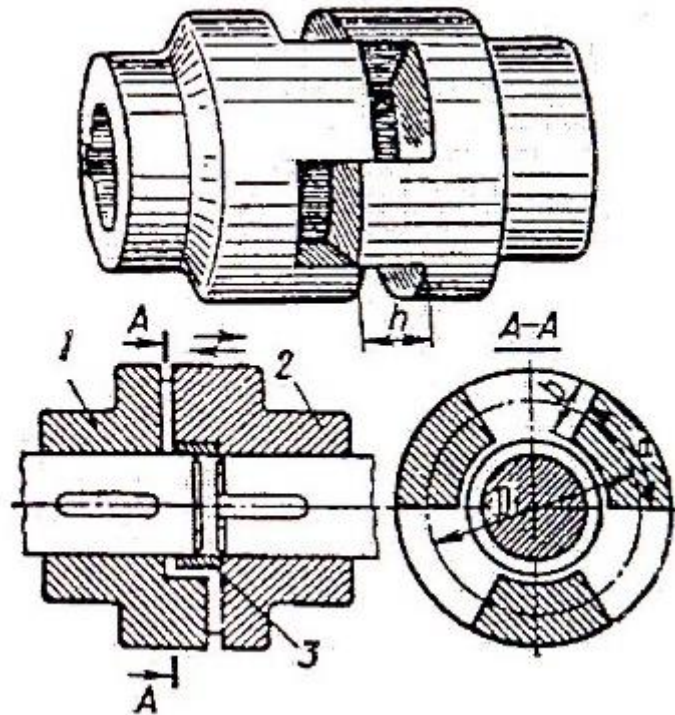


Рисунок 15.6 – Кулачкова муфта:

1 – нерухома півмуфта; 2 – рухома півмуфта; 3 – центруючі кільце

Кулачкова муфта складається із двох півмуфт 1 і 2, які мають кулачки на торцевих поверхнях. Включення муфти здійснюється за рахунок півмуфти 2, яка може переміщуватись вздовж вала за направляючою шпонки 3 або за шліцами веденого вала. Профіль кулачків на півмуфті може бути прямокутним або трапецієвидним з малими кутами профілю:

$$\alpha = 2 \dots 5^\circ \quad (15.14)$$

*Переваги* кулачкових муфт: простота конструкції, малі габарити, можливість керування в процесі роботи, передача великих обертових моментів.

*Недоліки*: неможливість включення на ходу; підвищена точність виготовлення і монтажу пів муфт.

Півмуфти кулачкових муфт виготовляють із сталей 15Х, 20Х з цементацією кулачків або при їх об'ємному загартуванні із сталей 40Х, 40ХН. Твердість кулачків доводять до HRC 50...55.

Перевірний розрахунок кулачкових муфт проводять із умови стійкості кулачків проти спрацювання при зминанні:

$$\sigma_{зм} = 2T_p \cdot 10^3 / (Dzbh) \leq [\sigma]_{зм}, \quad (15.15)$$

де  $D$  – середній діаметр зачеплення кулачків;

$z$  – кількість кулачків на ведучій півмуфті;

$b$  – робоча ширина контакту кулачків;

$h$  – висота кулачків;

$T_p$  – розрахунковий обертовий момент Н·м;

$[\sigma]_{зм}$  – допустиме напруження зминання,

$$[\sigma]_{зм} = (90...100) \text{ МПа}. \quad (15.16)$$

*Фрикційні муфти* відрізняються від усіх інших муфт тим, що вони передають рух не способом зачеплення, а за рахунок тертя, яке виникає між деталями муфт. Тому фрикційні муфти можуть застосовуватись для включення на ходу під навантаженням. У фрикційних муфтах досягається плавність включення і запобігання від поломок машин. Фрикційні муфти іноді можуть виконувати функції запобіжного пристрою при перенавантаженні привода.

За формою конструкції робочих поверхонь фрикційні муфти діляться на: дискові (одно- і багатодискові); конусні з робочими поверхнями конічної форми; циліндричні з робочими поверхнями циліндричної форми.

Найбільш розповсюджені – дискові фрикційні муфти.

*Дискові фрикційні муфти* (рис. 15.7) призначені для з'єднання і роз'єднання валів пристроїв під час роботи привода. На рис. 3.7а показана конструкція однодискової фрикційної муфти, яка складається із нерухомої півмуфти 1, що закріплена на ведучому валу, рухомої півмуфти 2, що знаходиться на веденому валу і фрикційної накладки 3 із металокераміки чи азбофрикційного матеріалу. Стиснення двох півмуфт проходить за допомогою механізму керування, який закріплюють на рухомій півмуфті.

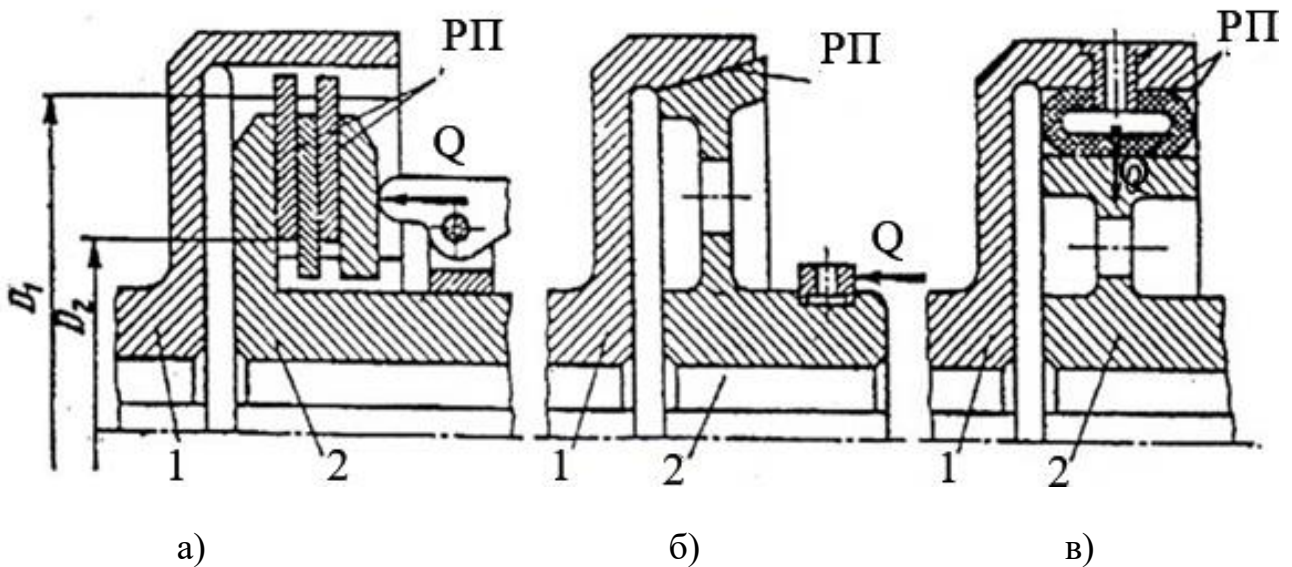


Рисунок 15.7 – Фрикційні муфти:  
 а – дискова; б – конусна; в – циліндрична; 1, 2 – півмуфти;  
 РП – робочі поверхні муфт

Для збільшення обертового моменту, що передається, у декілька разів, порівняно з однаковою фрикційною муфтою застосовують багатодискові фрикційні муфти (рис.15.7б), які мають зовнішні і внутрішні диски, які за допомогою пазів і шліців з'єднані з рухомою – 1 і нерухомою – 2 півмуфтами, розміщеними на двох валах.

Осьову силу для стискання дисків визначають за формулою:

$$F_a = 4T_p / [f \cdot z(D_1 + D_2)], \quad (15.17)$$

де  $f$  – коефіцієнт тертя ковзання на поверхнях дисків;

$z$  – число пар поверхонь тертя;

$D_1$  і  $D_2$  – діаметри, які обмежують поверхні тертя;

$T_p$  – розрахунковий обертовий момент.

*Переваги* фрикційних муфт: простота конструкції; з'єднання і роз'єднання валів без зупинок роботи привода; можливість збільшення або зменшення навантаження, що передається; можливість застосування як запобіжного пристрою від перенавантажень.

*Недоліки* фрикційних муфт: прискорене спрацювання поверхонь тертя при



великих швидкостях, застосування дорогоцінних фрикційних матеріалів для виготовлення накладок і дисків; застосування змащених поверхонь тертя у багатодискових важконавантажених фрикційних муфтах, яке призводить до ускладнення конструкції муфти.

Матеріалами для деталей фрикційних муфт є такі комбінації: загартована конструкційна сталь по загартованій сталі або сталь по чавуну типу СЧ24. Фрикційні матеріали – пресована асбестодротяна тканина – ферадо та фрикційна пластмаса чи металокерамічна використовується у вигляді накладок на диски.

Роботоздатність фрикційних муфт оцінюється стійкістю проти спрацювання поверхонь тертя.

Перевірний розрахунок фрикційних муфт проводять за умови обмеження тиску на поверхнях тертя від якого залежить стійкість проти спрацювання деталей муфти:

$$p = 4F_a / [\pi(D_1 - D_2)^2] \leq [p] \quad (15.18)$$

### 15.1.5 Самокеровані муфти

*Самокеровані муфти* призначені для автоматичного з'єднання і роз'єднання валів при зміні заданого режиму роботи привода чи машини. Для цього застосовують відцентрові (центробіжні), обгінні і запобіжні муфти.

*Обгінні муфти* (муфти вільного ходу) призначені для передавання обертового моменту тільки в одному напрямку. Це відбувається тоді, коли кутова швидкість веденого вала більша, ніж ведучого, тоді проходить автоматичне розмикання кінематичного ланцюга. Такі муфти широко використовують у велосипедах та інших машинах.

*Обгінна муфта* (рис.15.18) складається із півмуфт 1 і 2 та роликів 3, які притискаються постійно до муфти 2. Ролики 3 під час роботи за рахунок сил тертя заклинюють між поверхнями півмуфт 1 і 2. При зменшенні швидкості обертання півмуфти 1 внаслідок обгону роликів викочуються в широкі ділянки вирізів і муфта автоматично розмикається.

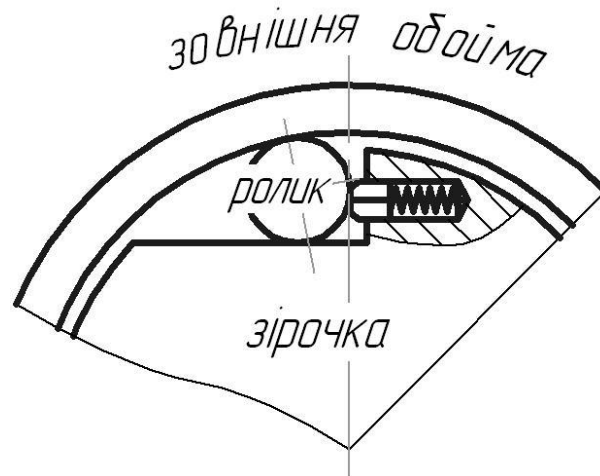


Рисунок 15.8 – Обгінна муфта:  
1, 2 півмуфти; 3 – ролики; 4 – пружина

*Перевагами* обгінних муфт можна вважати їх безперервну роботу і вони допускають велику кількість включень.

*Недоліком* можна назвати складність конструкції і поступове спрацювання обойми – півмуфти 2.

Матеріали обгінних муфт є сталі ШХ15, 20Х, а також високовуглецеві інструментальні сталі У10А, У12А та ін.

Перевірний розрахунок обгінних муфт проводять на контактну міцність роликів і робочих поверхонь півмуфт за формулою:

$$\sigma_n = 0,418 \sqrt{\frac{8T_p E_{np}}{dl\alpha D \cdot z}} \leq [\sigma]_n, \quad (15.19)$$

де  $\sigma_n$  – розрахункове контактне напруження між роликом і півмуфтою 2;

$[\sigma]_n$  – допустиме контактне напруження між ними приймають 1500 МПа;

$E_{np}$  – приведений модуль пружності матеріалів ролика і півмуфти 2;

$z$  – число роликів;

$D$  – діаметр робочої поверхні обойми;

$d$  – діаметр роликів;

$l$  – довжина роликів;

$\alpha$  – кут заклинювання роликів

$$(\alpha \approx 7^\circ). \quad (15.20)$$



### 15.1.6 Запобіжні муфти

Запобіжні муфти призначені для захисту окремих органів машини від перевантажень, обмеження величини обертового моменту. Вони бувають із неруйнівними елементами (кулачкові, кулькові і фрикційні) та з руйнівними елементами (штифтові).

Кулачкові, кулькові і фрикційні запобіжні муфти (рис. 15.9) призначені для розмикання (роз'єднання валів), коли обертовий момент перевищує деяке наперед задане його значення. Півмуфти цих запобіжних муфт замикаються зусиллям стиснутих пружин, які регулюються гайкою із стопорною шайбою. Всі ці запобіжні муфти стандартизовані (кулачкові – ГОСТ 15620-77, кулькові – ГОСТ 15671-77, фрикційні – ГОСТ 15622-77) для діаметрів валів від 8 до 48 мм і обертових моментів від 4 до 400 Н·м при допустимій частоті обертання до  $1600 \text{ хв}^{-1}$ , яка залежить від діаметра вала. Для запобігання від випадкових виключень запобіжні муфти розраховують за граничним обертовим моментом, який перевищує розрахунковий момент на 25%, тобто:

$$T_{cp} = 1,25T_p. \quad (15.21)$$

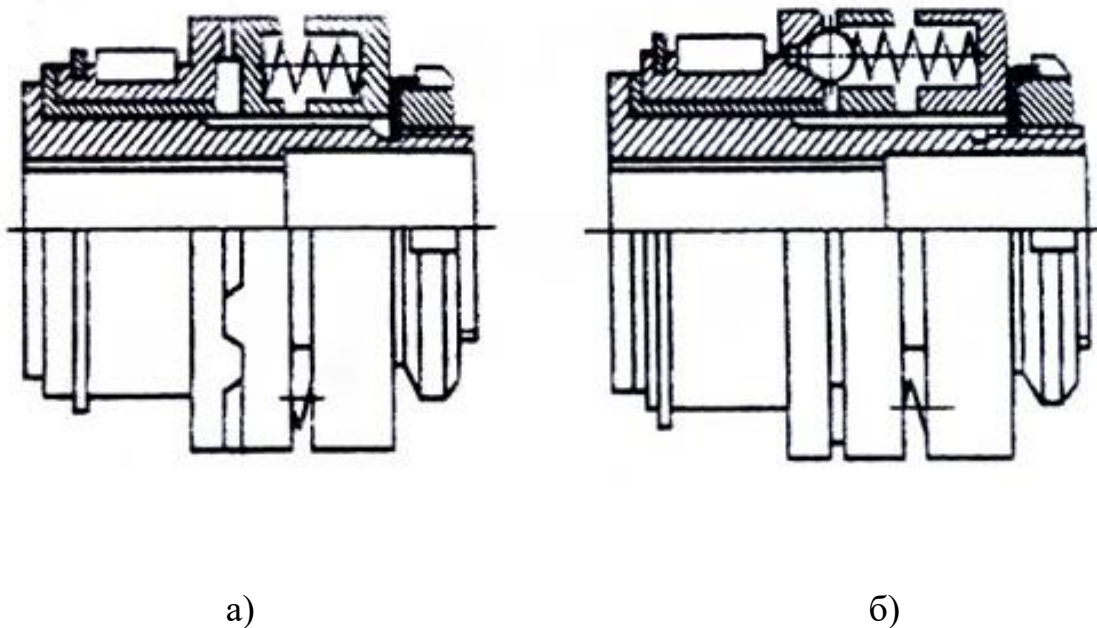


Рисунок 15.9 – Запобіжні муфти:  
а – кулачкова; б – кулькова

При досягненні граничного обертового моменту проходить розмикання (роз'єднання) півмуфт і валів. Запобіжні муфти використовуються при частих перевантаженнях валів.

*Запобіжні муфти* із руйнівним елементом (рис. 15.10) використовують при малоімовірних перевантаженнях привода машини.

*Перевагами* таких муфт є простота конструкції і малі габарити.

*Недоліками* цих муфт є потреба заміни зруйнованих елементів, які повинні бути стандартизовані.

Запобіжні муфти з елементами, що руйнуються, вибирають за нормами верстатобудування, а потім штифт перевіряють на зріз за формулою:

$$T_{\text{гран}} = \frac{\pi d_{\text{ш}}^2}{8} D_1 z \tau_{\text{зр}} \leq T_p, \quad (15.22)$$

де  $T_{\text{гран}}$  – граничний момент, при якому настане руйнування штифтів;

$d_{\text{ш}}$  – діаметр штифта;

$z$  – число штифтів;

$D_1$  – діаметр кола розміщення штифтів;

$\tau_{\text{зр}}$  – границя міцності на зріз для сталі 45,

$$\tau_{\text{зр}} = 420 \text{ МПа}; \quad (15.23)$$

$T_p$  – розрахунковий момент.

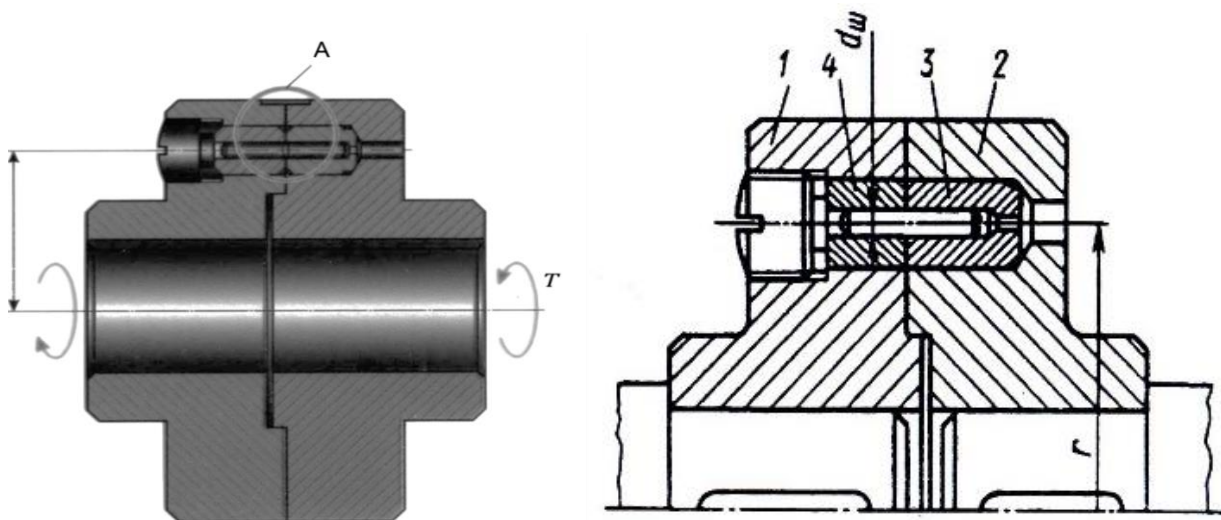


Рисунок 15.10 – Запобіжна муфта зі зрізними штифтами:  
1, 2 – півмуфти; 3 – зрізний штифт; 4 – втулки

Потрібний діаметр штифта визначають із залежності 1 при відомому граничному моменті  $T_{гр}$  або відомому розрахунковому моменті  $T_p$ .

*Комбіновані муфти* використовують тоді, коли жодна із розглянутих муфт не може повністю задовольнити усі вимоги, що іноді ставляться для приводів машин. На рис. 15.11 показана пружна запобіжна муфта – комбінація пружної втулково-пальцевої муфти та запобіжної муфти із руйнованим елементом (штифтом).

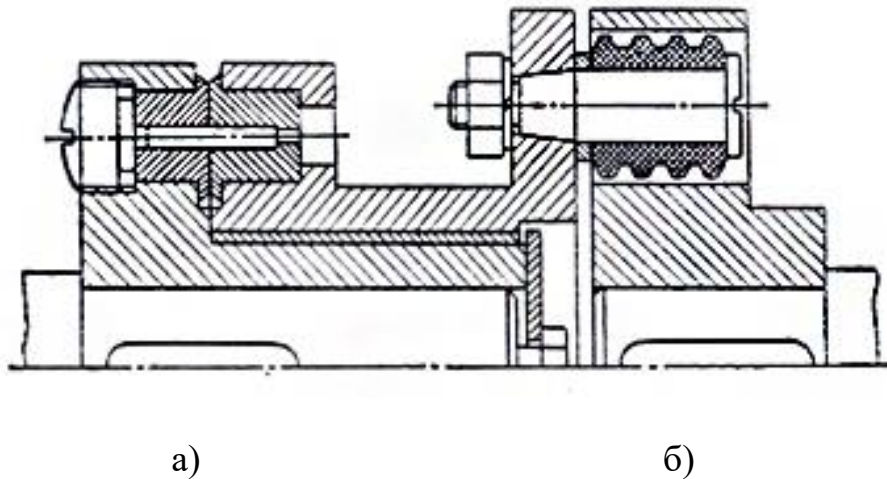


Рисунок 15.11 – Комбінована муфта:  
а – втулково-пальцева муфта; б – муфта зі зрізним штифтом

Така муфта має переваги втулково-пальцевої муфти і одночасно захищає привод від перевантажень.

Розрахунок такої комбінованої муфти виконують для двох муфт окремо за формулами, які були приведені вище.

## 15.2 Порядок виконання роботи

1. Ознайомитись з змістом методичних вказівок роботи.
2. Одержати зразки муфт та вимірювальний інструмент.
3. Встановити тип муфти.
4. Виконати ескіз муфти з постановкою розмірів.
5. Виконати перевірочний розрахунок муфти, використовуючи наведені вище залежності.

### **15.3 Звіт**

1. Тип муфти, яка досліджувалась та сфера її застосування.
2. Ескіз муфти.
3. Перевірний розрахунок муфти.

### **Контрольні запитання**

1. Яке основне призначення муфт, які застосовуються в приводах машин?
2. Яка основна класифікація муфт?
3. Які муфти називаються глухими і які їх недоліки?
4. Для чого застосовують пружні муфти?
5. В яких випадках застосовують фрикційні муфти?
6. Приведіть приклад застосування обгінної муфти.
7. Для чого призначені кулачкові муфти?

## РОБОТА 16 ДОСЛІДЖЕННЯ РОБОТИ ФРИКЦІЙНИХ ПЕРЕДАЧ

**Мета роботи:** дослідження впливу сили притиснення котків на коефіцієнт пружного ковзання та ККД передачі.

### 16.1 Загальні відомості про фрикційні передачі

*Принцип дії і класифікація фрикційних передач.* Робота фрикційної передачі заснована на використанні сил тертя, що виникають у місці контакту двох тіл обертання під дією сил притискання.

Якщо сили притиснення котків недостатні, то між котками виникає ковзання і настає буксування, що порушує роботу передачі.

Фрикційні передачі використовують не тільки для передачі обертального руху. Принцип фрикційної передачі застосовують для перетворення обертального руху в поступальне: колесо – рейка, колесо – дорога, прокатні стани.

Схема найпростішої фрикційної передачі, що складає з двох котків із гладкою циліндричною поверхнею, представлена на рис. 16.1.

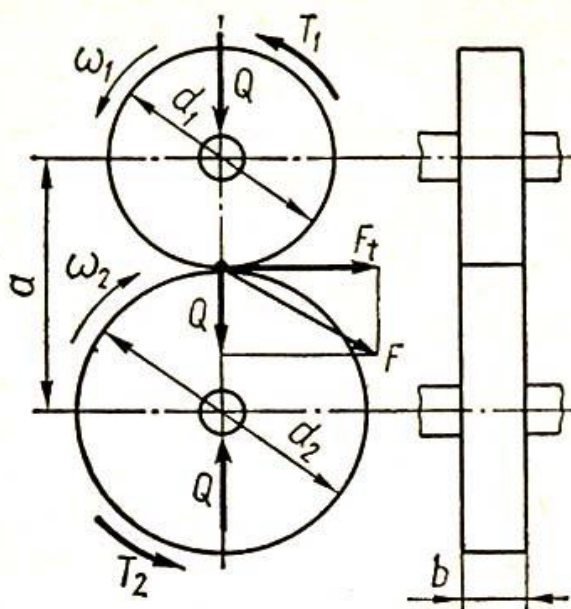


Рисунок 16.1 – Параметри фрикційної передачі

Для відсутності буксування необхідно, щоб виконувалась умова:

$$F_t \leq Q \cdot f, \quad (16.1)$$

де  $F_t$  – окружна сила,

$Q$  – сила притиснення котків,

$f$  – коефіцієнт тертя.

По конструкції і призначенню розрізняють фрикційні передачі:

- с рівнобіжними і пересічними осями валів;
- с циліндричної, конічної, кульовий або торовою поверхнею робочих котків;
- с постійним або автоматично регульованим притисненням котків;
- с проміжним фрикційним елементом або без нього і.т.п.

Фрикційна передача може бути не регульованою, тобто мати постійне передаточне відношення, або варіатором, тобто передаточне відношення може плавно і безупинно змінюватись.

Фрикційні передачі з постійним передаточним відношенням застосовуються, в основному, в кінематичних передачах приладів. Фрикційні варіатори застосовуються як у кінематичних, так і в силових передачах.

## 16.2 Кінематика і геометрія фрикційних передач

### 16.2.1 Циліндрична передача

Схему циліндричної передачі приведено на рис. 16.1.

Основними розмірами циліндричної фрикційної передачі є діаметри котків  $d_1$  та  $d_2$ , міжосьова відстань  $a$  і ширина котків  $b$ . Зв'язок між міжосьовою відстанню та діаметрами котків виражається залежністю

$$a = 0,5 (d_1 \pm d_2) \quad (16.2)$$

Основними кінематичними параметрами передачі є кутові швидкості котків  $\omega_1$  та  $\omega_2$ , а також передаточне число

$$u = \omega_1 / \omega_2 \quad (16.3)$$

Передаточне число  $u$  можна виразити через діаметри котків з урахуванням пружного ковзання.

$$u = n_1 / n_2 = d_2 / (d_1 (1 - \varepsilon)), \quad (16.4)$$

де  $\varepsilon$  – коефіцієнт пружного ковзання ( $\varepsilon \leq 0,03$ )

Оскільки коефіцієнт пружного ковзання малий, то в розрахунках силових фрикційних передач можна приймати

$$u = d_2/d_1 \quad (16.5)$$

$$\varepsilon = (v_1 - v_2)/v_1 \quad (16.6)$$

### 16.2.2 Конічна передача

Конічні фрикційні передачі використовують для передавання обертового руху між валами, осі яких перетинаються. Кут між осями валів може бути довільним, але найбільш широке застосування мають конічні фрикційні передачі з  $\Sigma = 90^\circ$ . Принципова схема такої передачі показана на рис. 16.2.

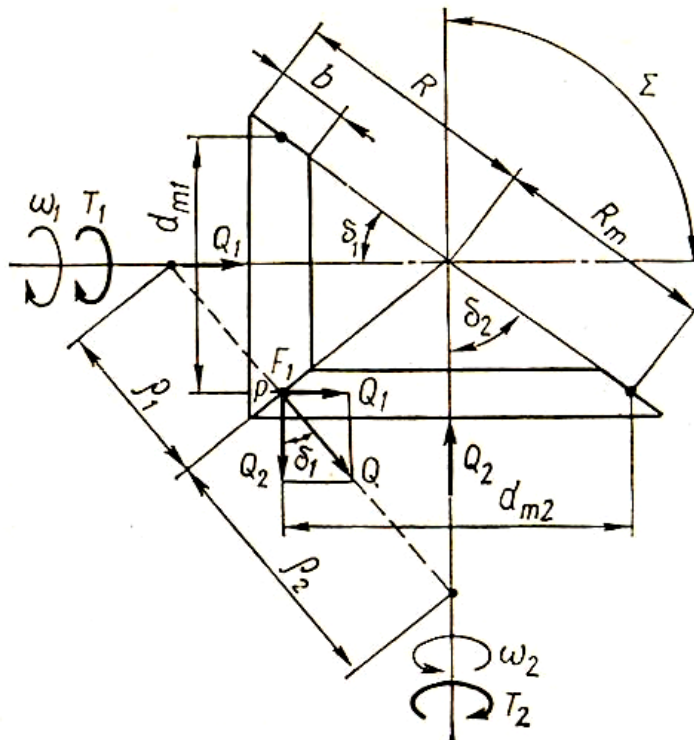


Рисунок 16.2 – Схема конічної фрикційної передачі

Котки конічної фрикційної передачі — це зрізані конуси, що взаємно дотикаються по спільній твірній, а вершини конусів знаходяться в точці перетину осей валів.

Основними розмірами конічної фрикційної передачі є середні діаметри ведучого та веденого котків  $d_{m1}$  і  $d_{m2}$ , зовнішня  $R$  та середня  $R_m$  конусні відстані, робоча ширина котків  $b$ , кути при вершинах конусів  $\delta_1$  та  $\delta_2$ . Для конічної фрикційної передачі з міжосьовим кутом  $\Sigma = 90^\circ$  справедливі такі співвідношення між параметрами:

$$d_1 = 2R \sin \delta_1 \quad (16.7)$$

$$d_2 = 2R \sin \delta_2 \quad (16.8)$$

$$u = \operatorname{ctg} \delta_1 = \operatorname{tg} \delta_2 \quad (16.9)$$

Передаточне число конічної фрикційної передачі може бути визначене через діаметри конічних котків (без урахування пружного ковзання):

$$u = d_2/d = \sin \delta_1 / \sin \delta_2 \quad (16.10)$$

### 16.2.3 Лобовий варіатор

Фрикційні варіатори – механічні передачі, що забезпечують плавні безступеневе регулювання швидкості обертання веденого вала при постійній швидкості обертання ведучого вала. Принципова схема лобового варіатора приведена на рис. 16.3.

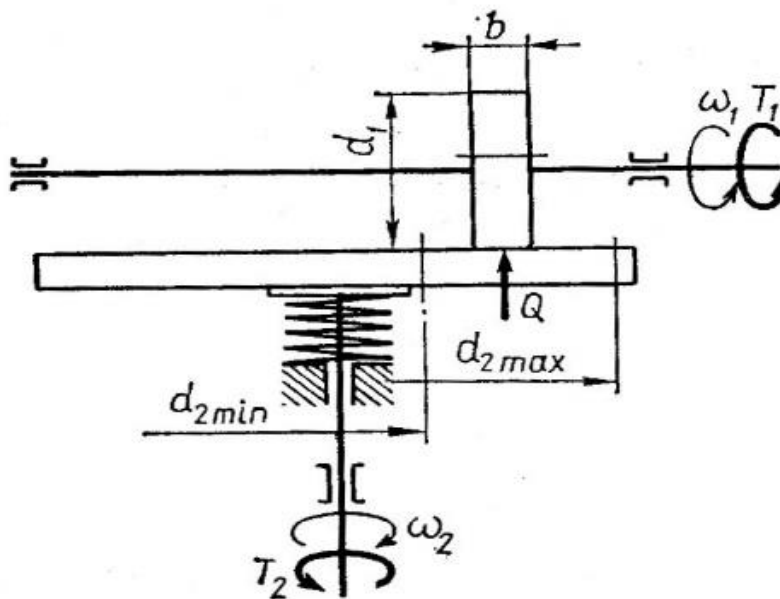


Рисунок 16.3 – Схема лобового варіатора



Основною характеристикою варіатора є діапазон регулювання  $D_{вар}$

$$D_{вар} = n_{2max}/n_{1min} = u_{max}/u_{min} = d_{2max}/d_{1min} \quad (16.11)$$

### 16.3 Основи розрахунку міцності фрикційних пар

Сила притискання котків у фрикційних передачах спричинює на їхніх робочих поверхнях значні контактні напруження. Оскільки при обкочуванні котків зона їхнього контакту постійно змінюється, тому контактні напруження мають циклічний характер. При такому характері зміни напружень у металевих котках, що працюють в умовах змащування, руйнування робочих поверхонь відбуваються внаслідок втомного викришування. При роботі котків без мастила руйнування здійснюється внаслідок нагрівання та відшаровування частинок матеріалу робочих поверхонь. Щоб запобігти таким формам руйнування металевих котків фрикційних передач, слід обмежувати контактні напруження на робочих поверхнях, що здійснюється відповідним розрахунком котків на міцність.

Розрахунок металевих котків виконують за умови контактної міцності робочих поверхонь:

$$\sigma_H \leq [\sigma_H] \quad (16.12)$$

а неметалевих котків — за умови обмеження тиску в контакті для забезпечення стійкості проти прискороного спрацьовування:

$$q \leq [q] \quad (16.13)$$

Виходячи із цих умов, можна дістати основні розрахункові залежності. Згідно з формулою Герца при лінійному дотиканні деталей максимальне контактне напруження

$$\sigma = Z_M \sqrt{\frac{QE_{np}}{b\rho_{np}}} \leq [\sigma] \quad (16.14)$$

де  $Q$  – сила притиснення ковзанок;  $E_{np}$  – приведений модуль пружності матеріалів тіл кочення;  $b$  – довжина ліній контакту;  $\rho_{np}$  – приведений радіус кривизни тіл кочення.

## 16.4 Опис пристрою для проведення випробувань

Загальний вид приладу показаний на рис.16.4. Всі вузли змонтовані на литій основі (1), електродвигун (3) встановлений у двох шарикопідшипникових опорах, змонтованих у кронштейні (2). Реактивний момент двигуна визначається через прогин плоскої пружини, який вимірюється індикатором (7).

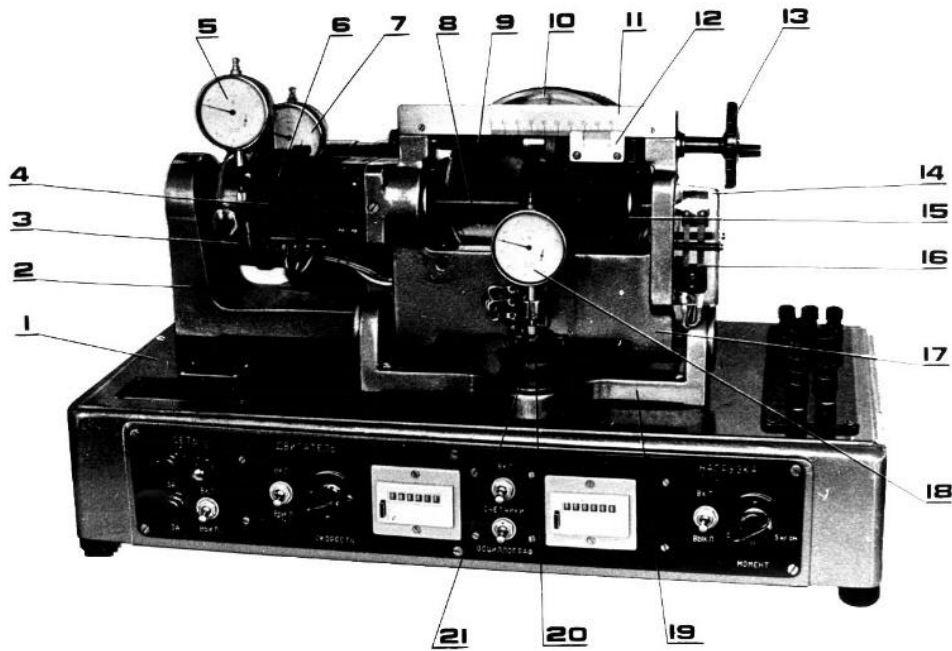


Рисунок 16.4 – Загальний вид приладу

Вал електродвигуна через еластичну муфту з'єднаний з черв'ячним редуктором.

Черв'ячний редуктор складається з тризахідного черв'яка і черв'ячного колеса. На вихідному валу редуктора встановлюються змінні диски фрикційної передачі (10). У комплект приладу входять диски зі сталі, текстоліту і твердої гуми. На цьому ж валові встановлені з однієї сторони еластична півмуфта, а з іншого боку - колектор контактного пристрою, призначеного для подачі імпульсів на лічильник (4). Відомий вал (8) фрикційної передачі встановлений на рамі, яка хитається на підшипникових опорах. (17). Вгорі рами, паралельно відомому валу, встановлений ходовий гвинт (9). При обертанні ходового гвинта маховик (13), ролик (15), установлені на валу, переміщуються, змінюючи своє положення щодо центра диска фрикційної передачі. Положення ролика вимірюється по шкалі (11)

за допомогою ноніуса (12)

На рамі міститься контактна група (16), що ковзає при обертанні по колекторі (14), установленому на кінці відомого вала. Ця група призначена для подачі імпульсів при обертанні ролика на другий лічильник.

Для притиску ролика до диска і виміру сили притиску на рамі встановлена плоска пружина (20), а в основу фрикційної передачі (19) поставлений піднімальний гвинт (21). Для виміру деформації; пружини встановлений індикатор годинникового типу (18).

Навантажувальний пристрій (6), прикріплене до лівої стінки рами, через еластичну муфту з'єднується з відомим валом фрикційної передачі.

Для визначення гальмівного моменту, який створюється навантажувальним пристроєм, установлені плоска пружина (4) і індикатор (5).

На лицьовій панелі приладу (рис. 16.4) установлені: тумблер включення і вимикання приладу, сигнальна лампа включення приладу, тумблер двигуна, ручка регулювання частоти обертання двигуна, тумблер включення і відключення ланцюга обмотки збудження НУ, ручка регулювання струму збудження НУ, два лічильники імпульсів для визначення числа оборотів диска і ролика фрикційної передачі, тумблер включення живлення ланцюга виміру числа оборотів і тумблер, що підключає до цього ланцюга або лічильники, або осцилограф.

Навантажувальний пристрій (НУ) являє собою магнітне порошкове гальмо (рис. 16.5), принцип дії якого заснований на властивості намагніченого середовища чинити опір переміщенню в ній феромагнітних тіл.

В конструкції застосована рідка суміш мінеральної олії і залізного порошку.

Основними вузлами статора НУ є (рис. 16.5): кришка (2), ярмо (8) і сердечник (10). У кришці статора розташований ротор (3), з'єднаний з валом (13). Сердечник збирається з валом і монтується в склянці (12) на підшипниках (11,14). Барабан ротора (4) знаходиться в зазорі електромагніта, утвореного ярмом і сердечником з обмоткою (9).

Ротор обертається в рідкій магнітній суміші, що складається з 4-х частин сухого карбонільного заліза марки Р-8 або Р-10 ДСТ 13610-68 і одній частини

індустріального И-8А ДСТ 20799-75.

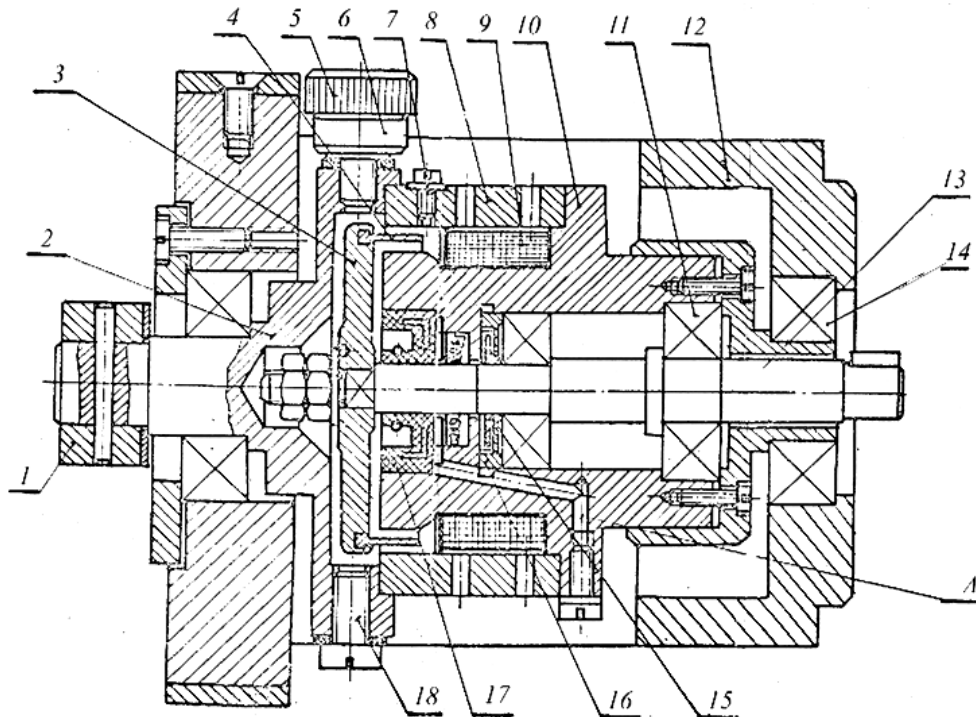


Рисунок 16.5 – Навантажувальний пристрій

Намагніченість суміші змінюється в залежності від струму в обмотці електромагніта. Для запобігання витікання суміші застосовується манжета (17) і два кільця: масловідбійне (15) і упорне (16).

Кришка статора при роботі НУ впливає через важіль (1) на плоску пружину (рис. 13.1, поз. 4) вимірювального пристрою, прогин якої пропорційний гальмівному моменту. Долив магнітної рідини, виконується через масельничку (6) при відкритій кришці (5). Пробки (7,18) призначені для повної заміни відпрацьованої магнітної рідини,

Для реєстрації крутних моментів за допомогою осцилографа на плоских вимірювальних пристроях наклеєні тензорезистори.

## 16.5 Порядок виконання роботи

1. Перед початком роботи повинна була проведена тарировка вимірюваль-

них пристроїв. Для тарировки вимірювального пристрою моменту електродвигуна використовується тарувальне пристосування ДПЗАС624 із власним вантажем 1 Н.

Пристрій кріпиться до балансірної системи електродвигуна. Вантаж на тарувальному пристосуванні встановлюється на нуль. Пересуваючи вантаж по важелі на наступні розподіли, фіксуються показання по шкалі індикатора для кожного положення вантажу.

Ціна розподілу індикатора визначається як середнє по декількох вимірах по формулі (1):

$$m_{cp} = \frac{G}{n} \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{N_i}, \quad (16.15)$$

де  $m_{cp}$  – ціна розподілу індикатора, Н·м/діл,

$G$  – вага вантажу, Н

$n$  – кількість вимірів,

$L_i$  - показання положення вантажу на шкалі важеля, м

$N_i$  - показання по шкалі індикатора для даного положення вантажу, справ.

Аналогічно виробляється тарировка вимірювального пристрою НУ за допомогою тарувального пристосування Дпзас624 з вантажем 2Н.

2. Тарировка вимірювального пристрою для виміру зусилля притиску ролика до диска виконується за допомогою тарувального пристосування ДП1Ксб14 із власним вантажем вагою 40 Н. Гвинтом необхідно підвести ролик до диска так, щоб тонкий лист папера, який прокладений між ними, був підгорнутий роликком і міг вільно переміщатися при додаванні невеликого зусилля.

Вантаж на пристосуванні встановлюється на нульову відмітку. Стрілка індикатора також устанавлюється на нуль.

Послідовно переміщаючи вантаж на наступні розподіли і, підводячи ролик до диска вище описаним способом, фіксують показання індикатора.

Ціна розподілу індикатора визначається по формулі:

$$P = \frac{G}{ns} \sum_{i=1}^n \frac{L_i}{N_i} \quad (16.16)$$

де  $P_{cp}$  - ціна розподілу шкали індикатора, Н/діл.;

$G$  - вага вантажу, Н;

$n$  - число вимірів;

$S=0,1$  м - відстань між осями обертання рами і ролика;

$L_i$  - показання положення вантажу, м;

$N_i$  - показання на шкалі індикатора, справ.

3. Фактичне передатне відношення фрикційної передачі визначається:

$$i = \frac{n_{рол}}{n_{диск}} \quad (16.17)$$

де  $i$ - фактичне передатне відношення;

$n_{рол}$ - частота обертання ролика, об/хв;

$n_{диск}$  - частота обертання диска, об/хв;

$$n_{рол} = \frac{N_{рол}}{15} \quad (16.18)$$

де  $N_{рол}$  - кількість імпульсів по лічильнику від контактної пристрою на валові ролика за 5 хв. роботи;

$$n_{диск} = \frac{N_{ред}}{50} \quad (16.19)$$

де  $N_{ред}$  - кількість імпульсів по лічильнику від контактної пристрою на входному валові редуктора за 5 хв. роботи.

Передаточне відношення визначається для навантажень 0,1; 0,2; 0,3; 0,4; 0,5 Нм, що задаються навантажувальним пристроєм 1.

4. Коефіцієнт пружного ковзання фрикційної передачі для кожного значення навантаження визначається по формулі :

$$\varepsilon = 1 - i_{\phi}/i_2 \quad (16.20)$$

$i_{\phi}$ - фактичне передатне відношення;

$i_2$  - геометричне передатне відношення фрикційної передачі.

$$i_2 = \rho / r \quad (16.21)$$

де  $\rho$  - відстань від крапки контакту ролика з диском до центра диска, м;

$r$  - радіус ролика, м.

5. Коефіцієнт корисної дії ланки редуктор - фрикційна передача  $\eta$  визначається для кожного значення навантаження на валові ролика і відповідного моменту на валові електродвигуна по формулі:

$$\eta = \frac{M_H n_{рол}}{M_{об} n_{ред}} \quad (16.22);$$

$n_{рол}$  - частота обертання ролика, об/хв;

$M_H$  - момент на валу ролика, створений навантажувальним пристроєм, Н м;

$M_{об}$  - момент на валу електродвигуна, Н м;

$n_{ред}$  - частота обертання редуктора об/хв.

$$n_{ред} = 0,2 N_{ред} \quad (16.23)$$

де  $N_{ред}$  - кількість імпульсів по лічильнику від контактної пристрою на вхідному валові редуктора за 5 хв. роботи

## 16.6 Звіт

4.1. Характеристики, зазначені в п.п. 3-5 визначаються для наступних режимів:

– в залежності від величини гальмівного моменту при постійних зусиллях притиску ролика до диска і його положення щодо центра диска.

– в залежності від зусилля притиску ролика до диска при постійному моменті навантаження і фіксованому положенні ролика щодо центра диска.

– в залежності від положення ролика щодо центра диска при постійних моменті і зусиллі притискання ролика до диска.

4.2 . Результати розрахунків заносяться в табл. 16.1.

4.3 Побудувати графіки залежності  $\varepsilon$  та  $\eta$ .

**Таблиця 16.1 – Результати розрахунків**

	Момент на валу двигуна, $M_{\delta e}$	Момент на валу редуктора, $M_p$	Кількість імпульсів лічильника двигуна, $N_{\delta e}$	Кількість імпульсів лічильника ролика, $N_{pед}$	Частота обертання вала двигуна, $n_{\delta e}$	Частота обертання вала ролика, $n_{pед}$
1						
2						
3						
4						
5						

### 16.7 Додатки до роботи 16

Опис преса для випробування на розтяг та стиск. Пристрій призначено для створення й вимірювання навантажень розтягу та стиску у з'єднаннях деталей машин.

Основні технічні дані:

1. Граничне навантаження розтягу або стиску - 20000 Н.
2. Максимальна висота досліджуваного з'єднання - 0,3 м.
3. Максимальний хід повзуна (хід гайки настановлю вального гвинта) - 1,0 м.
4. Хід навантажувального гвинта - 0,05 м.

Прес для випробування на розтяг-стиск складається з таких механізмів і вузлів (рис. 1.Д): станини 7, силовимірювального пристрою 3, стійок 4, механізму установлювального переміщення 5, поперечини 6.

Станина виконана у вигляді коробчастого чавунного литва.

При обертанні маховика 7, закріпленого на кінці гвинта, гайка (повзун) 8 одержує осьове переміщення й може бути встановлена по висоті досліджуваного з'єднання. Від повертання повзун зафіксований кнопкою 9.



Навантажувальний пристрій 2 представляє собою черв'ячний редуктор, розташований усередині станини 1. За його допомогою вантажний гвинт переміщується у двох напрямних опорах. Від маховика 14 через проміжну пару зубчастих коліс 10 обертання передається черв'ячній передачі.

Установка обладнана силовимірювальним пристроєм, що складається з динамометричного кільця 2 й індикатора 11. Кільце з однієї сторони кріпиться за допомогою болта 12 до напрямного повзуна, а з іншої - до виробу, що досліджується (зразка).

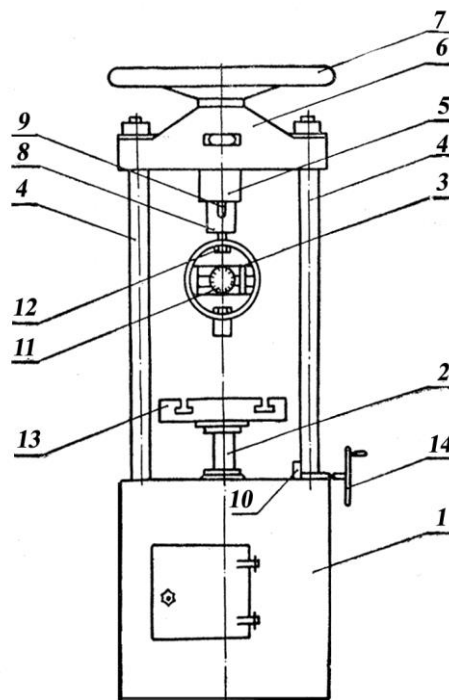


Рисунок 16.6 – Прес для випробувань на розтяг-стиск

Зразок кріпиться до стола 13, що жорстко з'єднаний з вантажним гвинтом. При обертанні маховика вантажний гвинт, переміщуючись разом зі столом, навантажує зразок. Для закріплення зразка в столі передбачені Т-подібні пази, відстань між якими 160 мм.

Вимірювання навантаження виконується шляхом визначення величини деформації динамометричного кільця за допомогою індикатора 11, закріпленого в кільці, і даних з таблиці 10.

Вузол або деталь машини встановлюється й прикріплюється до стола преса,

а потім обертанням маховика *14* навантажується.

За індикатором *11* за допомогою тарувальної характеристики динамометричного кільця визначається зусилля.

Прес використовується в лабораторних роботах №6, 7, 8.

**Таблиця 16.2 – Тарувальна характеристика динамометричного кільця**

Зусилля Н	Прогин кільця в мм	
	прямий хід	зворотній хід
	Стиск	
2500	0,085	0,086
5000	0,170	0,172
7500	0,257	0,260
10000	0,346	0,348
15000	0,518	0,524
20000	0,692	--
	Розтяг	
2500	0,088	0,092
5000	0,171	0,178
7500	0,244	0,264
10000	0,335	0,346
15000	0,497	0,510
20000	0,663	--

### **Контрольні запитання**

1. Яке головне призначення фрикційних передач?
2. Які матеріали котків застосовують для фрикційних передач?
3. Як визначається передаточне число фрикційної передачі?
4. Чим проводиться тарировка фрикційної передачі?
5. Яке навантаження застосовують для тарировочного пристрою для фрикційної передачі?
6. Як визначається коефіцієнт пружного ковзання фрикційної передачі?

**СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ**

1. Биргер И.А., Шорр Б.Ф., Иосилевич Г.Б. Расчет на прочность деталей машин. Справочник, - М.: Машиностроение, 1979. – 702 с.
2. Иванов М.Н. Детали машин. - М.: Высшая школа, 1984. – 336 с.
3. Павлице В.Т. Основи конструювання та розрахунків деталей машин. - К.: Вища школа, 1993. – 556 с.
4. Решетов Д.Н. Детали машин. – М.: Машиностроение, 1989. – 496 с.
5. Решетов Д.Н. и др. Лабораторные работы по курсу «Детали машин». – М.: Высшая школа, 1975. – 80 с.
6. Рубашкин А.Г., Чернилевский Д.В. Лабораторно – практические работы по технической механике. - М.: Высшая школа, 1975. – 254 с.
7. Чернилевский Д.В. Детали машин и механизмов. Курсовое проектирование. – К.: Вища школа, 1987. – 328 с.
8. Тіщенко Л.М., Коломієць В.В., Міняйло А.В., Свіргун О.А. Лабораторні роботи по деталях машин. Харків, 2007. – 88 с.
9. Свіргун О.А. Методичні рекомендації щодо виконання самостійної роботи «Вивчення конструкції підшипників кочення». Харків. 2017. – 42 с.
10. Курмаз Л.В. Основи конструювання деталей машин: навч. посібник /- Харків: Видавництво <<Підручник НТУ<< ХП>>, 2010. – 532 с.
11. ДСТУ 18855-94 (ІСО 281-89). Підшипники кочення. Динамічна розрахункова вантажність і розрахунковий ресурс (довговічність). 1997. 29 с
12. SKF General Catalogue PUB BU/P1 17000/1 EN 2018. 1152p
13. Деталі машин : підручник / [Міняйло А.В., Тіщенко Л.М., Мазоренко Д.І. та ін.]. – К. : Агроосвіта, 2013. – 448 с.
14. Лабораторный практикум по деталям машин: учебное пособие для студентов ФТиП НГПУ / Р. В. Каменев, В. М. Потапов. – Новосибирск: Изд. НГПУ, 2012. – 158 с.
15. Стадник В.А. Деталі машин, курс лекцій: Електронне навчальне видання – К.: НТУУ «КПІ» 2012, 650 с.: іл., 311.

16. Антощенко Р.В., Коломієць В.В., Рідний Р.В., Богданович С.А., Галич І.В. Журнал виконання розрахункових завдань з дисципліни «Деталі машин». Харків, 2020. – 67 с.

**ДЛЯ ПОДАТОК**

## **ЛАБОРАТОРНИЙ ПРАКТИКУМ ПО ДЕТАЛЯХ МАШИН**

Навчальний посібник

для виконання лабораторних робіт студентами першого (бакалаврського) рівня вищої освіти денної (заочної) форми навчання інженерних спеціальностей

133 – Галузе машинобудування; 208 – Агроінженерія;

274 – Автомобільний транспорт

Укладачі:

**АНТОЩЕНКОВ** Роман Вікторович

**КОЛОМІЄЦЬ** Володимир Володимирович

**КАЛІНІН** Євген Іванович

**РІДНИЙ** Руслан Вікторович

**БОГДАНОВИЧ** Сергій Андрійович

**ГАЛИЧ** Іван Васильович

**СВІРГУН** Ольга Анатолівна

**Відповідальний за випуск: Р. В. Антощенко**, докт. техн. наук, проф.

---

Формат 60x90 1/16. Обл.-вид. арк. 1,9. Наклад 100 прим.

Друк цифровий. Папір офсетний. Замовлення № 15

Видавництво та друк ФОП Шейніна О.В.

61052, Україна, м. Харків, вул. Слов'янська, 3

Свідоцтво про внесення суб'єкта видавничої справи

до Державного реєстру видавців, виготівників

і розповсюджувачів видавничої продукції

ДК № 2779 від 28.02.2007 р.